**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA MESA ANGULAR ROTATIVA
PARA A USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO**

CARLOS UMBERTO BURATO
Engenheiro Mecânico

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. **Jaime Gilberto Duduch**

São Carlos
- 2003 -

À minha esposa, Kátia, pelo seu amor, incentivo e compreensão, fatores que possibilitaram a conclusão deste trabalho. Sua participação e companheirismo em tudo aquilo que faço, são determinantes, não somente para o meu crescimento profissional, mas também como ser humano.

À minha filha, Juliana, pelo seu amor, carinho e graça. Sua doçura me transmite alegria; seus gestos me passam esperança e mostram a felicidade que a vida pode ter.

AGRADECIMENTOS

Agradecimento a Deus por mais esta conquista.

Ao Prof. Dr. Jaime Gilberto Duduch, pela excelente orientação e dedicação para condução desse trabalho.

Ao Prof. Dr. Arthur J. V. Porto, pela oportunidade oferecida.

À Luciana Montanari, pelas sugestões e apoio.

Ao pessoal do Laboratório de Engenharia de Precisão, Helder, Alan e Gustavo, pela colaboração.

À Secretaria de Pós-Graduação, assessorada pela Ana Paula.

A Eder R. Mônico pelas conversas e troca de idéias.

A Ludgero A. Azevedo Jr. e Luis Henrique Alfonsetti, pelo provisionamento de materiais e fabricação de algumas peças

A Gilberto Wolf, pela usinagem de algumas peças.

Agradecimento especial a João B. S. Leal, pela ajuda fundamental na realização desse trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	iii
LISTA DE TABELAS.....	vi
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	vii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	viii
RESUMO.....	ix
ABSTRACT.....	x
1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - Considerações Gerais.....	1
1.2 - Formulação do Problema.....	5
1.3 - Objetivo.....	6
1.4 - Justificativa.....	7
1.5 - Estrutura do Trabalho.....	7
2 - REVISÃO DA LITERATURA – ENGENHARIA DE PRECISÃO E SISTEMAS DE POSICIONAMENTO DE ULTRAPRECISÃO.....	9
2.1 - Introdução.....	9
2.2 - Engenharia de Precisão.....	10
2.2.1 - Conceitos Gerais de Engenharia de Precisão.....	10
2.3 - Abordagem da Ultraprecisão.....	12
2.4 - Aspectos de Projeto de Máquinas-Ferramenta de Ultraprecisão.....	13
2.4.1 - Sistemas Mecânicos Passivos e Ativos.....	14
2.4.2 - Estratégia de Projeto.....	17
2.5 - Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão.....	26
2.5.1 - Introdução.....	26
2.5.2 - Estrutura Funcional.....	29
2.5.3 - Componentes.....	31
2.5.3.1 - Guias de Movimento.....	31
2.5.3.2 - Transmissões Mecânicas.....	35
2.5.3.3 - Acionamento.....	38
2.5.3.4 - Sensores de Medição.....	48

3 - ASPECTOS DE PROJETO DO SISTEMA DE MICROPOSICIONAMENTO PROPOSTO.....	54
3.1 - Introdução.....	54
3.2 - Aspectos do Projeto.....	55
3.2.1 - Estudo Preliminar.....	55
3.2.2 - Modelo Inicialmente Proposto.....	57
3.2.3 - Definição do Modelo.....	58
4 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	63
4.1 - Introdução.....	63
4.2 - Montagem da MAR.....	64
4.3 - Montagem do sistema para realização dos testes.....	67
4.4 - Software para aquisição de dados.....	68
4.5 - Experimentação.....	69
5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	72
5.1 - Introdução.....	72
5.2 - Montagem do sistema.....	73
5.3 - Painel principal do “instrumento virtual”.....	74
5.4 - Avaliação do desempenho da MAR.....	75
6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	86
BIBLIOGRAFIA.....	90

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Desenvolvimento da Precisão Alcançável em Máquinas de Fabricação e Instrumentos de Medição (TANIGUCHI, 1983).....	3
FIGURA 2.1 - Estrutura da Revisão da Literatura.....	9
FIGURA 2.2 - Áreas da Engenharia de Precisão.....	11
FIGURA 2.3 - Sistemas Mecânicos Existentes.....	14
FIGURA 2.4 - Funcionamento de um Sistema Mecânico Passivo (HORIKAWA, 2000).....	15
FIGURA 2.5 - Funcionamento de um Sistema Mecânico Ativo (HORIKAWA, 2000).....	16
FIGURA 2.6 - Estrutura da Revisão da Literatura, abordando de maneira destacada o item Estratégia de Projeto.....	17
FIGURA 2.7 - Medição de um deslocamento onde o Princípio de Abbé não é satisfeito (SMITH & CHETWYND, 1992).....	19
FIGURA 2.8 - Requisitos Fundamentais para o Projeto de Máquinas-Ferramenta de Ultraprecisão.....	21
FIGURA 2.9 - Fontes de Erros Mecânicos.....	22
FIGURA 2.10 - Características dos Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão.....	26
FIGURA 2.11 - Estrutura funcional de um posicionador (TAVARES, 1995).....	29
FIGURA 2.12 - Estrutura da Revisão da Literatura, abordando de maneira destacada o item Componentes do Sistema de Posicionamento.....	30
FIGURA 2.13 - Guias com elementos rolantes (YUIL-BEARING, 2001)..	33
FIGURA 2.14 - Guia Aerostática. (NEW WAY MACHINE, 2000).....	34
FIGURA 2.15 - Classificação das Transmissões Mecânicas.....	35
FIGURA 2.16 - Esquema de um Atuador Eletrostático Translativo (BANKS, 1999).....	41

FIGURA 2.17 - Esquema de um Atuador do tipo <i>Voice Coil</i> (SLOCUM, 1992).....	42
FIGURA 2.18 - Tipos de Atuadores Piezelétricos (WECK et al., 1991)....	44
FIGURA 2.19 - Esquema de Atuadores Térmicos (BANKS, 1999).....	46
FIGURA 2.20 - Esquema de um Atuador Hidráulico do tipo <i>Metal Bellows</i> (SLOCUM, 1992).....	47
FIGURA 2.21 - Transdutor Indutivo (SLOCUM, 1992).....	49
FIGURA 2.22 - Transdutor Capacitivo (SLOCUM, 1992).....	50
FIGURA 2.23 - Interferômetro de Michelson (SLOCUM, 1992).....	52
FIGURA 2.24 - Interferômetro de Fizeau (SLOCUM, 1992).....	53
FIGURA 3.1 - Esquema de localização do posicionador.....	54
FIGURA 3.2 - Modelo de posicionador para uma base de fixação estacionária.....	55
FIGURA 3.3 - Modelo de posicionador com anel deslizando central.....	57
FIGURA 3.4 - Modelo de posicionador com anéis coletores e escovas.	59
FIGURA 3.5 - Sistema de Energização.....	60
FIGURA 3.6 - Porta-escova duplo com mola.....	61
FIGURA 3.7 - Fluxo de transmissão de corrente elétrica.....	61
FIGURA 3.8 - Fluxo de energia para o aterramento do sistema.....	62
FIGURA 4.1 - Esquema da Mesa Angular Rotativa – MAR.....	64
FIGURA 4.2 - Identificação dos atuadores piezelétricos e do ponto fixo.....	65
FIGURA 4.3 - Visualização da montagem da MAR no torno CNC ASG 2500 Rank Pneumo®	66
FIGURA 4.4 - Esquema representativo da montagem para realização de testes experimentais.....	67
FIGURA 4.5 - Diagrama de blocos correspondente a criação do “instrumento virtual”.....	69
FIGURA 5.1 - Vista geral dos equipamentos providenciados para o teste.....	73

FIGURA 5.2 - Painel Principal do “Instrumento Virtual” para a aquisição e armazenagem dos dados do deslocamento da MAR.....	74
FIGURA 5.3 - Base flexível da MAR.....	75
FIGURA 5.4 - Sinal de variações presentes no sistema.....	76
FIGURA 5.5 - Posição do sistema absoluto de coordenadas OXYZ no posicionador e os ângulos de rotação em torno de X e Y – vista em planta.....	78
FIGURA 5.6 - Posição do sistema absoluto de coordenadas OXYZ no posicionador – vista frontal.....	78
FIGURA 5.7 - Comportamento do deslocamento do protótipo variando o ângulo θ_1 e fixando o ângulo θ_2 (MONTANARI, 1999)..	79
FIGURA 5.8 - Deslocamento da MAR a 500rpm com tensão de alimentação de 800V para o atuador B.....	80
FIGURA 5.9 - Comportamento do deslocamento do protótipo variando os ângulos θ_1 e θ_2 (MONTANARI, 1999).....	81
FIGURA 5.10 - Deslocamento da MAR a 1000rpm com tensão de alimentação de 800V simultaneamente para os atuadores A e B.....	81
FIGURA 5.11 - Deslocamento da MAR a 30rpm, 500rpm e 1000rpm com tensão de alimentação de 400V para o atuador A.....	83
FIGURA 5.12 - Deslocamento da MAR a 500rpm com tensão de alimentação de 600V para os atuadores A e B.....	85

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 -	Propriedades das características de diferentes fusos para aplicações de ultraprecisão (WECK et al., 1998)....	37
TABELA 2.2 -	Classificação de acionamentos eletromecânicos.....	39

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

IC -	Circuitos Integrados
MAR -	Mesa Angular Rotativa
PZT -	Atuadores Piezoelétricos
FV -	Fibra de Vidro
Ra -	Rugosidade Superficial

LISTA DE SÍMBOLOS

AA -	linha de centro do instrumento para verificação do Princípio de Abbé
BB -	linha de centro do objeto para verificação do Princípio de Abbé
C -	Capacitância (μF)
d -	translação do ponto central do posicionador na direção Z (μm)
dA -	deslocamento do atuador A (μm)
dB -	deslocamento do atuador B (μm)
dC -	deslocamento do atuador C (μm)
E -	campo elétrico ($\text{V}/\mu\text{m}$)
F _x -	força de atração (N)
h -	distância perpendicular entre instrumento e objeto (mm)
I -	distância dos atuadores ao centro do mecanismo (mm)
P -	ponto do objeto onde se mede o deslocamento
S -	leitura do instrumento (μm)
S _o -	variação do ponto P (μm)
t -	deslocamento do objeto (μm)
t _o -	distância do movimento (μm)
U -	variáveis de comando
V -	tensão (V)
W _{el} -	energia elétrica (J)
Δl -	resultado da deformação (μm)
λ -	comprimento de onda
θ -	desalinhamento do objeto com o instrumento de leitura (graus)
θ_1 -	giro em torno do eixo X (graus)
θ_2 -	giro em torno do eixo Y (graus)

RESUMO

BURATO, C. U. (2002). *Desenvolvimento de uma mesa angular rotativa para a usinagem de ultraprecisão*. 120p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Este trabalho trata do desenvolvimento de uma mesa angular rotativa, para o microposicionamento de peças anisotrópicas durante a usinagem de ultraprecisão, para atender as tolerâncias nanométricas. Este microposicionamento angular é alcançado com o emprego de atuadores piezelétricos. Por se tratar de um tipo de sistema com movimento de rotação, relata-se o problema encontrado para energizar os atuadores. Este problema é abordado mostrando a alternativa encontrada destacando pontos relevantes, como: a) energização através de anéis coletores deslizantes, de cobre revestidos em prata, fixados no diâmetro externo do dispositivo; b) isolamento elétrica entre os anéis e a peça; c) ligação do cabo coaxial vindo dos atuadores piezelétricos; d) aterramento dos cabos coaxiais, utilizando apenas um anel coletor deslizante. Explica como acontece a transmissão do sinal de corrente elétrica do aparelho de controle para os anéis deslizantes e posteriormente aos atuadores piezelétricos, utilizando contatos através de escovas, com 65% de prata e 35% de grafite, com molas duplas para garantir a pressão do contato, fixadas numa base rígida externa ao dispositivo. Destaca-se que a confiabilidade no microposicionamento da peça está na preservação da transmissão de uma corrente elétrica de 50mA para os atuadores. Conclui que é possível realizar o microposicionamento angular da peça que está sendo trabalhada, durante a usinagem de ultraprecisão, garantindo assim suas tolerâncias nanométricas.

Palavras-chave: microposicionamento, atuadores piezelétricos e ultraprecisão.

ABSTRACT

BURATO, C. U. (2002). *Development of a rotating tilt stage for the machining high precision*. 120p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

This work deals with a rotating tilt stage. It considers the micropositioning of aspheric workpieces during high precision machining, in order to obtain nanometric accuracies. It defines this angular micropositioning with the use of piezoelectric actuators. The problem found to energize the actuators, because it is a rotating driving mechanism is discussed. The chosen solution is presented and import points are highlighted, such as: a) to energize through sliding ring collectors, of copper coated in silver, fastened to the external diameter of the device; b) electric isolation between the rings and the workpiece; c) connection of the coax cable of the piezoelectric actuators; d) to ground the coax cables, just using a sliding ring collector. The transfer of electric current of the control system to the sliding rings and piezoelectric actuators is explained. Contacts with 65% of silver and 35% of carbon, with double springs to guarantee the pressure of the contact, fastened to a rigid base are used. The reliability in the micropositioning of a workpiece depends on the preservation of the electric current of 50mA to the actuators. It is shown that it is possible to realize the angular micropositioning of workpiece, during high precision machining, guaranteeing nanometric accuracies.

Key words: micropositioning, piezoelectric actuators and high precision

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - Considerações Gerais

Nos dias atuais a engenharia de precisão se tornou sinônimo de avanço tecnológico, devido à necessidade crescente de fabricação de produtos como: semicondutores, elementos óptico-eletrônicos, principalmente das áreas de informática e micro-mecânica com alta precisão dimensional e qualidade superficial nanométrica. Devido à evolução destes produtos de alta tecnologia, muitos pesquisadores têm concentrados esforços no desenvolvimento de máquinas-ferramenta e processos de fabricação, que permitem alcançar estes elevados níveis de precisão (WEINGAERTNER, 1992). O aprimoramento dos instrumentos de medição, também tem importância significativa no contexto desta evolução tecnológica.

Com a evolução destes produtos, ocorre muitas vezes que uma máquina-ferramenta sendo projetada para uma determinada função, tenha que se adaptar a novas exigências e isto dependerá da forma como ela foi projetada. Sabendo que uma máquina-ferramenta de ultraprecisão, de uma forma geral é composta pela estrutura, sistema de posicionamento e sistemas de medição e controle, com a identificação de uma nova exigência de fabricação pode-se manter a concepção inicial da máquina, mas melhorar

e refinar os sistemas de posicionamento. Por exemplo, indexar um dispositivo de microposicionamento angular ao equipamento para interagir diretamente com a peça que está sendo fabricada e durante a fabricação fazer a correção dimensional requerida. Para acompanhar a esta modificação deve-se também, aprimorar o sistema de medição e controle da máquina.

Como estratégia de projeto, fica determinado que uma máquina-ferramenta pode ser projetada com uma concepção 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.

Todos estes conceitos de precisão dimensional, de qualidade superficial e subsuperficial dos produtos de alta tecnologia, evoluem com o passar dos anos. É evidente o desafio tecnológico, principalmente da miniaturização de produtos como ocorre na área optoeletrônica, e a cada dia estes produtos vão sendo projetados cada vez menores, mais leves e com maior número de funções. O desenvolvimento da engenharia de precisão propicia esta evolução. Mas as variáveis que definem a precisão no presente, estarão ultrapassadas no futuro.

TANIGUCHI (1983), sintetizou num diagrama, reproduzido na Figura 1.1, os avanços tecnológicos da fabricação de componentes de precisão, do início (1920) ao final (2000) do século passado. Há três curvas no gráfico, que relacionam os métodos de usinagem com as tolerâncias correspondentes com o passar dos anos. Por exemplo, na usinagem de ultraprecisão, as tolerâncias em meados do ano 1920, estavam na ordem de $10\mu\text{m}$ e em meados do ano 2000 pode-se classificar como de ultraprecisão as tolerâncias de fabricação alcançáveis situadas na faixa dos nanômetros. Da mesma maneira, pode-se observar que com a projeção da curva as

tolerâncias de fabricação dos processos de ultraprecisão alcançarão, nos próximos anos, níveis atômicos de precisão.

FIGURA 1.1 – Desenvolvimento da Precisão Alcançável em Máquinas de Fabricação e Instrumentos de Medição (TANIGUCHI, 1983).

Segundo CAMPOS RUBIO (2000), a utilização destes conceitos para classificação dos processos de fabricação está relacionado com o limite de exeqüibilidade do processo, visto que a primeira limitante da utilização de um determinado processo em detrimento de outro é a capacidade deste produzir peças dentro de uma margem tolerada de desvios.

Atualmente, tolerâncias de forma e acabamento superficial a níveis ópticos são possíveis de serem obtidos por técnicas de torneamento e retificação com ferramentas de diamante em máquinas-ferramenta de ultraprecisão. Esta técnica está sendo seriamente considerada para

substituir técnicas convencionais a fim de se reduzirem tempos e custos e melhorarem o grau de exatidão e repetibilidade, na fabricação de componentes optoeletrônicos (PORTO, 1995; CAMPOS RUBIO, 2000).

A evolução na fabricação de precisão está relacionada diretamente com o avanço tecnológico existente nas máquinas-ferramenta, sendo fundamentais nos processos de fabricação dos componentes de engenharia que requerem uma precisão dimensional e qualidade superficial elevada, da ordem de nanômetros.

Os elementos mecânicos básicos que compõem uma máquina de ultraprecisão são os responsáveis diretos pela qualidade da usinagem. Devem apresentar elevada precisão, rigidez estática e dinâmica e estabilidade dimensional, a fim de minimizar toda e qualquer fonte de erro. Essas características podem ser obtidas através da concepção correta do projeto e da definição dos materiais utilizados (MONTANARI, 1999). Portanto, devem-se evitar movimentos estruturais, pois interferem na precisão de acionamento da máquina-ferramenta durante a usinagem de uma peça, afetando de maneira considerável o acabamento superficial e dimensional (MEKID, 2000).

Estas máquinas tem sido fabricadas através de projetos que tem uma concepção chamada de sistema mecânico convencional (HORIKAWA, 2000). Em conjunto com esta concepção, o atendimento as necessidades de precisão se obtém 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 processe as informações e realize os cálculos com elevada rapidez. Os avanços na área de controle vem sendo igualmente conseguidos através de desenvolvimento de *softwares*, *hardwares* e sensores de posição, entre outros. As mais sofisticadas unidades de microposicionamento são capazes de controlar a posição na ordem de 1nm, utilizando a interferometria a laser

(MONTANARI, 1999). Este controle de posição pode ser realizado pelo uso de atuadores piezelétricos, que possuem resolução extremamente fina, mas com alcance de movimento (curso) limitado.

Fica explícito que, em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, os altos níveis de precisão requeridos, podem ser atingidos pela adequada combinação dos sistemas de acionamento, guias, sistema de medição e controle, entre outros. O projeto destas máquinas e as constantes pesquisas realizadas nesta área da engenharia de precisão, para que a evolução acompanhe a demanda tecnológica, tem dado a esta área da engenharia um caráter acentuadamente multidisciplinar.

Diante disto, justifica-se a importância do estudo da engenharia de precisão, sendo que neste trabalho, além dos aspectos de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão, será focado um sistema de microposicionamento através de um projeto de um dispositivo, que utiliza atuadores piezelétricos, anéis coletores deslizantes e escovas.

1.2 - Formulação do problema

Em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, as técnicas convencionais de acionamento resultam insuficientes para atingir as crescentes exigências de qualidade superficial e precisão dimensional.

A medida que as características metrológicas e de acabamento tornam-se mais críticas, o desempenho da máquina de usinagem cresce em importância (WECK et al., 1991; CAMPOS RÚBIO, 2000). Desta forma, quando se ingressa no campo da mecânica de precisão, o desempenho desejado de máquinas de usinagem destinada a fabricação de componentes de elevada precisão de forma e rugosidade superficial na faixa de 10nmRa (por exemplo, moldes para lentes, discos de memória para computador, lentes e espelhos para sistemas ópticos, etc.) demanda a utilização de

máquinas com melhor precisão de posicionamento (DOW et al., 1991; CAMPOS RÚBIO, 2000).

Portanto, os acionamentos devem ser capazes de responder com rapidez e precisão a sinais de entrada de pequena amplitude. Requer-se boa resposta de posicionamento, estática e dinâmica, e alta qualidade de movimento especialmente a velocidades muito baixas (CRAIG & YODEN, 1991; WECK & BISPINK, 1991; VÁSQUEZ, 1994).

Assim sendo, torna-se evidente que é necessário o desenvolvimento de dispositivos de microposicionamento, que permitam deslocamentos micrométricos e submicrométricos, objetivando garantir as tolerâncias de precisão requeridas nos componentes de engenharia.

1.3 - Objetivo

Este trabalho tem como objetivo desenvolver uma mesa angular rotativa (MAR), o qual pode ser caracterizado como um sistema de microposicionamento, que utiliza acoplamentos cinemáticos e atuadores piezelétricos para a obtenção de movimento angular durante a usinagem de ultraprecisão.

Propõe-se a utilização de anéis coletores e escovas na transmissão de energia elétrica para os atuadores, uma vez que a mesa angular rotativa (MAR) será acoplada a uma placa de fixação a vácuo que possui movimento de rotação.

O desenvolvimento da MAR, objetiva posicionar elementos com alta resolução e repetibilidade durante a usinagem de ultraprecisão, auxiliando tanto no posicionamento relativo ferramenta/peça como na compensação de erros sistemáticos presentes.

O objetivo será energizar os atuadores piezelétricos da MAR com tensões de 0 a 800V, para se obter uma amplitude de deslocamento da base deformável de 30 μ m, a uma rotação máxima da placa do torno, por motivo de segurança, de 1000rpm.

1.4 - Justificativa

A origem deste trabalho remonta a necessidade que o Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC–USP tem para aprimorar o sistema de posicionamento do torno CNC, ASG 2500 Rank Pneumo.

A idealização do sistema de microposicionamento proposto neste trabalho, fundamentado em mancal de flexão, apoios cinemáticos e atuadores piezelétricos, utilizando o princípio de correção ou posicionamento angular da plataforma de *Stewart*, permite explorar a repetibilidade de posição, enquanto mantém o controle de movimento do sistema durante a usinagem.

A contribuição deste trabalho vem ao encontro dos avanços conseguidos na área de fabricação. Os resultados obtidos estão sendo utilizados pelo laboratório envolvido, nos sistemas de medição e controle, objetivando progredir no domínio desta tecnologia.

1.5 - Estrutura do Trabalho

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica dos assuntos abordados no trabalho: Engenharia de Precisão e Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão. Na parte da Engenharia de Precisão são enfocados os conceitos gerais, a ultraprecisão e aspectos de projeto de máquinas-ferramenta; a outra parte, de Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão, trata da estrutura funcional destes sistemas, bem como os

componentes: guias de movimento, transmissões mecânicas, acionamento e sensores de medição presentes na literatura.

No Capítulo 3 é descrito os Aspectos de Projeto do Sistema de Posicionamento Proposto, abordando desde o estudo preliminar, relata-se as dificuldades encontradas; até a definição do modelo, chamado de Mesa Angular Rotativa (MAR).

No Capítulo 4 será ilustrado o Procedimento Experimental com a proposta para realizar a experimentação do modelo projetado.

No Capítulo 5 é mostrada a análise e discussões dos resultados obtidos durante a fase de experimentação.

No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões e propostas para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA – ENGENHARIA DE PRECISÃO E SISTEMAS DE POSICIONAMENTO DE ULTRAPRECISÃO

2.1 - Introdução

Os temas abordados neste capítulo estão estruturados conforme a Figura 2.1.

FIGURA 2.1 – Estrutura da Revisão da Literatura

Foi feita uma revisão da literatura, abordando os temas considerados relevantes para o projeto de máquinas-ferramenta, com tecnologia para a usinagem de ultraprecisão.

2.2 - Engenharia de Precisão

Com a evolução tecnológica de certos componentes de engenharia utilizados em diversas áreas que exigem qualidade superficial nanométrica e precisão dimensional, se faz necessário o estudo de ferramentas e teorias que permitam satisfazer estas crescentes necessidades. A engenharia de precisão é o foco deste 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 estas exigências de produtos de alta tecnologia (VÁSQUEZ, 1994).

McKEOWN (1991) define a engenharia de precisão como um conjunto multidisciplinar de conhecimentos e técnicas, a níveis científico e de engenharia, fortemente embasados na metrologia dimensional, através do qual tem sido possível o desenvolvimento de uma gama ampla de produtos de tecnologia avançada.

2.2.1 - Conceitos Gerais de Engenharia de Precisão

A engenharia de precisão pode ser descrita como uma referência a técnica e processos de fabricação de componentes de engenharia que requerem em seu resultado final uma tolerância muito menor do que aquela obtida por processos de fabricação convencional. Dependendo do grau e da

faixa de acabamento da peça que se queira, a engenharia de precisão define duas áreas, conforme mostra a Figura 2.2, chamadas de microengenharia e nanotecnologia.

FIGURA 2.2 – Áreas da Engenharia de Precisão

Microengenharia

Se refere à tecnologia e prática de projeto de estruturas e dispositivos com dimensões da ordem de micrometros. Existem dois grupos dentro da microengenharia, que são a microeletrônica e a microusinagem. A microeletrônica se refere à produção de circuitos eletrônicos e também a construção de complexas estruturas micromecânicas de silício. A microusinagem é o termo usado na produção de componentes micrométricos e também da tecnologia utilizada na movimentação (acionamento) das partes microprojetadas, (BANKS, 1999).

Nanotecnologia

É associada com processos e produtos dentro de uma escala que vai desde 0,1 até 100nm, porém capazes de interagir com elementos fora desta faixa, isto é, na escala atômica e supramicrométrica, (ROBINSON & PHIL, 1991 apud VÁSQUEZ, 1994).

A fabricação de componentes com tolerância elevada na ordem de micrometros e nanometros podem ser obtidos por processo de fabricação

em máquinas-ferramenta através da usinagem, que é chamada usinagem de ultraprecisão.

2.3 - Abordagem da Ultraprecisão

A usinagem de ultraprecisão é uma técnica que possibilita a produção de componentes ópticos, mecânicos e eletrônicos com precisão de forma micrométrica ou submicrométrica e rugosidade superficial de algumas dezenas de nanômetros, (IKAWA et al., 1991).

Dentre os componentes de elevada precisão de forma e rugosidade superficial podem ser destacadas as seguintes aplicações:

Aplicações em Componentes de Computadores

A indústria da informática tem-se beneficiado muito com o avanço da mecânica de precisão. Aparelhos com processamento de informações com maior rapidez, memórias de armazenamento de maior capacidade e, porém menores em tamanho (mais compacto) tem evoluído a cada dia. A engenharia de precisão esta presente na fabricação de discos de memória de computador, na produção de circuitos integrados (IC), discos ópticos (CD-ROM) e cilindros ópticos para as impressoras a laser, entre outros.

Aplicações na Área da Optoeletrônica

Esta área tem se desenvolvido tecnologicamente com a evolução da engenharia de precisão, uma das características deste desenvolvimento tem como base à miniaturização de seus produtos. Pode-se citar as máquinas fotográficas, filmadoras e *CD players*. Somente com base nesta evolução da engenharia de precisão é que tais aparelhos podem apresentar uma tolerância dimensional e um acabamento superficial da ordem de

nanômetros, visto que na fabricação de moldes de lentes a faixa de tolerância e acabamento está na ordem de 10nm (VÁSQUEZ, 1994).

Aplicações na Área da Medicina

A área médica também tem-se beneficiado com a evolução na área da ultraprecisão, principalmente com a fabricação de aparelhos para a realização de exames médicos, como destaque podem ser citados os aparelhos de processamento de imagens que requerem sistemas de lentes cada vez mais precisas, como é o caso das lentes para raios X e infravermelhos. Também pode ser destacado na área ortopédica o desenvolvimento de próteses de articulações e na área cirúrgica aparelhos microcirúrgicos.

Estes produtos que requerem um alto grau de precisão, tanto em tolerância como em acabamento superficial (rugosidade), somente podem ser fabricados em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, que exigem em seu projeto algumas particularidades, como: tipo de estrutura e material da máquina, sistemas de posicionamento com resolução submicrométrica e sistemas de medição e controle avançados, dentre outros elementos importantes que serão descritos a seguir.

2.4 - Aspectos de Projeto de Máquinas-Ferramenta de Ultraprecisão

As máquinas em geral são projetadas para satisfazer uma necessidade pré-determinada, sendo construídas para atender a um determinado objetivo. Muitas vezes esta necessidade é modificada por uma nova exigência de um produto de alta tecnologia.

A capacidade de um sistema mecânico de se adaptar a novas exigências dependerá da forma com que ele foi projetado. Nesse sentido,

observando o universo de sistemas mecânicos existentes, podem-se identificar duas concepções básicas a serem adotadas num projeto de um sistema mecânico, que são identificadas, conforme a Figura 2.3, pelas seguintes nomenclaturas: sistema mecânico passivo e sistema mecânico ativo (HORIKAWA, 2000).

FIGURA 2.3 – Sistemas Mecânicos Existentes

2.4.1 - Sistemas Mecânicos Passivos e Ativos

Segundo HORIKAWA (2000), a concepção de sistemas mecânicos passivos poderia ser considerada a mais clássica para a solução geral de problemas em engenharia mecânica. Segundo esta concepção, o problema de projetar um sistema mecânico em atendimento a uma necessidade se resume em definir: a) a forma geométrica do sistema e de cada um de seus componentes e b) o material a ser empregado em cada componente. Entende-se como forma geométrica, desde as formas macroscópicas como comprimento, altura e largura, até os detalhes microscópicos como rugosidade e acabamento superficial. E entende-se como material, não somente os elementos químicos envolvidos no material, mas também os aspectos estruturais que envolvem o tipo de tratamento térmico / químico aplicado. Pode-se afirmar que a função executada por um sistema mecânico passivo fica definida assim que se define a sua forma e seu material, ou seja, assim que o mesmo é projetado. Há casos de sistemas mecânicos em

que já se prevê uma variedade de necessidades e em função disso, o projeto é realizado de modo que um mesmo sistema mecânico incorpore vários subsistemas, cada um destinado a um tipo de necessidade. Nos sistemas mecânicos passivos o processo de adaptação a uma nova necessidade é integralmente dependente da intervenção humana, Figura 2.4, o que implica em limitações na rapidez com que a adaptação ocorre.

FIGURA 2.4 – Funcionamento de um Sistema Mecânico Passivo
(HORIKAWA, 2000)

O sistema mecânico passivo sofre algumas alterações para que se tenha um sistema mecânico ativo. O projeto prevê a inclusão no sistema de um elemento de ajuste, cuja função é a de permitir que o sistema já projetado e construído possa alterar o seu desempenho funcional. A grande alteração neste modelo (sistema mecânico ativo) é o aspecto fundamental que o diferencia dos sistemas passivos, sendo incluído o conceito de controle automático na etapa de concepção do sistema mecânico. Este elemento de ajuste realiza as devidas correções de parâmetros internos do sistema de modo a se obter uma saída desejada atuando sem a intervenção humana. O funcionamento de um sistema mecânico ativo é ilustrado na Figura 2.5. Em contraste com o esquema correspondente no caso de sistemas passivos, Figura 2.4, aqui, na entrada do sistema, as funções

desejadas, não são explicitamente indicadas, pois elas não são fixas e podem variar. De acordo com as alterações nas funções desejadas, o elemento de ajuste, incorporado ou anexado ao sistema mecânico procede aos devidos ajustes nos parâmetros internos, sem a intervenção humana, de modo a obter as funções desejadas na saída.

FIGURA 2.5 – Funcionamento de um Sistema Mecânico Ativo
(HORIKAWA, 2000)

Com relação à Figura 2.5, aparentemente a metodologia geral de concepção não sofre nenhuma alteração. Contudo ocorrem alterações importantes, primeiro na etapa de projeto, que conforme mencionado, passa a incluir a teoria de controle no elenco de conhecimentos a serem empregados no projeto. A segunda alteração significativa ocorre no fato de que, comparando ao caso de sistemas passivos, no caso dos sistemas ativos, as funções desejadas no sistema (requisitos de projeto) passam a ser especificadas de uma forma mais ampla, sendo necessário descrever de que forma as funções desejadas deverão se alterar.

A concepção de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão se enquadra em sistemas mecânicos ativos. Este tipo de máquina tem um sistema de medição e controle, que é primordial para que se tenha um bom

desempenho durante a usinagem, com o intuito de se obter um produto com elevados níveis de precisão, em tolerância e acabamento.

A seguir será abordado a Estratégia de Projeto, seguindo o contexto da estrutura da revisão da literatura, mostrado na Figura 2.1 e inserido de maneira destacada, na Figura 2.6.

FIGURA 2.6 – Estrutura da Revisão da Literatura, abordando de maneira destacada o item Estratégia de Projeto

2.4.2 - Estratégia de Projeto

Algumas definições utilizadas dentro do contexto de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão são de fundamental importância. Segundo SLOCUM (1992), são:

Exatidão

É o erro máximo de translação ou rotação entre quaisquer dois pontos do volume que esta 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.

Princípio de Abbé

Segundo BRYAN (1979), ao medir-se o deslocamento de um ponto determinado, não é suficiente que se tenha o eixo do sistema de medição paralelo à direção do movimento, mas o eixo deverá também estar alinhado com o ponto, formando um único eixo de movimento.

SMITH & CHETWYND (1992), mostram através da Figura 2.7, que as razões para este tipo de afirmação podem ser evidenciadas claramente. Assumindo que a linha de centro do objeto (*BB*) seja paralelo à linha de centro do instrumento *AA* (o que dificilmente é conseguido na prática) e que a distância *h* não seja perfeitamente perpendicular aos dois eixos, então existirá um erro devido a inclinação contida na leitura *S* referente ao deslocamento *t* do ponto *P* dado pelo ângulo θ e que pode ser aproximado com $\delta \sim h\theta$. Por outro lado se o desalinhamento θ for nos eixos *A* e *B*, a variação do ponto *P*, em uma distância t_0 será acusada pelo sensor como sendo (S_0):

$$S_0 = t_0 [(1 - \cos\theta) / \cos\theta] - h \sin\theta \quad (2.1)$$

FIGURA 2.7 – Medição de um deslocamento onde o Princípio de Abbé não é satisfeito (SMITH & CHETWYND, 1992)

Uma filosofia geral de projeto para máquinas-ferramenta de ultraprecisão consiste de maximizar a probabilidade de sucesso, reduzindo os erros sistemáticos e não-sistemáticos. Como exemplo, erros de deslocamento têm sido medidos e avaliados em termos da compensação de Abbé (OIWA, 1999). O êxito do sistema de controle destas máquinas depende da interação de todos os elementos que compõem o sistema ambiente (MEKID, 2000).

O processo do projeto é uma atividade em rede e interativa. Sub-sistemas são avaliados e otimizados de acordo com as especificações e custos requeridos. O modelamento e análise de elementos finitos são considerados como uma boa ferramenta para prever o comportamento do sistema e relatar o desempenho requerido no campo da ultraprecisão (MEKID & BONIS, 1997).

Pequenas modificações podem ser incluídas devido às análises computacionais realizadas, na parte estática, dinâmica ou térmica. A seqüência Projeto-Análise-Desempenho é usada como uma contínua interação na respectiva razão qualidade/custo (MEKID, 2000).

Uma máquina-ferramenta de ultraprecisão é composta de elementos de máquinas com alta-exatidão. O sistema de acionamento deve ser bem rígido e de baixo atrito. Também, a estrutura deve ser rígida (KIM et al., 1997).

No âmbito dos materiais para estruturas, nos últimos anos, tem sido desenvolvidos para as bases das máquinas-ferramenta os materiais compósitos (polímeros fundidos), que garantem um coeficiente de amortecimento de 8 a 10 vezes maior do que o aço ou ferro fundido (MASON, 2000).

Portanto, com o que foi exposto, o projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão deve atender a três requisitos fundamentais para que se tenha uma máquina com um bom desempenho, que são: estrutura, sistemas de posicionamento e sistema de controle.

VÁSQUEZ (1994), detalha um pouco mais estes três requisitos.

Em relação à estrutura, esta deve garantir o isolamento de vibrações induzidas pelo meio externo, e a diminuição daquelas auto-induzidas pelo processo de usinagem.

No que diz respeito ao sistema de posicionamento, ele deve ser:

- a) suficientemente rígido, de modo a evitar problemas tais como ressonâncias mecânicas devidas à interação entre folgas elásticas e os componentes inerciais;
- b) de baixo atrito, de modo a evitar problemas tais como *stick-slip*, movimento relativo intermitente entre duas superfícies (WANG & RUI, 2000), pois o coeficiente de atrito é linearmente proporcional a frequência crítica do movimento (LEE et al., 1999);
- c) de baixa inércia, de modo a se obter uma boa resposta dinâmica do sistema de posicionamento.

Quanto ao sistema de controle, os critérios de projeto mais importantes são: garantir erros submicrométricos de posicionamento e seguimento de trajetórias e a obtenção de movimentos suaves e uniformes, especialmente em baixas velocidades.

No projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão também devem ser observadas as fontes de erros que influenciam no desempenho da máquina, formando assim, conforme a Figura 2.8, os quatro requisitos fundamentais que devem ser considerados no projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão. SLOCUM (1992), relaciona algumas fontes de erros que são: a) erros mecânicos quase-estáticos e b) erros devido à ação de forças dinâmicas.

FIGURA 2.8 - Requisitos Fundamentais para o Projeto de Máquinas-Ferramenta de Ultraprecisão

Estes tipos de fontes de erros mecânicos estão relacionados na Figura 2.9.

FIGURA 2.9 - Fontes de Erros Mecânicos

a) Erros mecânicos quase-estáticos

São erros na máquina, componentes, ferramentas e peças que ocorrem relativamente a uma frequência muito menor que a largura de banda dos eixos da máquina, que poderiam ser usados para corrigir tais erros. Alguns erros têm períodos de horas, por exemplo, causados por dilatação térmica ou até de anos, por exemplo, causados pela instabilidade do material. Portanto, estes erros devem ser eliminados, já que são de difícil monitoração. Mas, duas exceções a esta regra devem ser consideradas: primeiro, se o erro atinge um estado de regime permanente, e segundo, se a máquina pode ser recalibrada, de modo que a parcela de erro atuante possa ser desprezível. Algumas fontes deste tipo de erro são: erros geométricos, erros cinemáticos, erros induzidos de cargas externas, erros induzidos na montagem, erros causados pela dilatação térmica, erros devidos a instabilidade do material e erros de instrumentação.

- i) Erros geométricos: são definidos como erros na forma e montagem de componentes individuais da máquina ferramenta.
- ii) Erros cinemáticos: são definidos como erros na trajetória de um eixo, sendo causados por desalinhamento ou dimensionamento inapropriado de componentes. Como exemplo deste tipo de erro podem ser citados: os erros de ortogonalidade e paralelismo, erros de translação dos eixos e os erros resultantes de cargas induzidas durante a montagem.
- iii) Erros induzidos de cargas externas: são erros causados na máquina que incluem aqueles derivados de cargas gravitacionais, forças de corte e acelerações axiais.
- iv) Erros induzidos na montagem: todos os componentes da máquina podem estar dentro da tolerância exigida antes da montagem, mas durante a montagem podem ser induzidos erros de carga. O primeiro tipo de erro é a congruência geométrica que pode ser montada inadequadamente entre partes que possuem movimentos. O segundo tipo de erro pode ser causado durante a montagem da estrutura, podendo afetar a rigidez da mesma. O terceiro tipo de erro pode ser causado pela aplicação excessiva de pré-cargas durante a montagem de mancais e outras partes que requerem fixações, podendo causar deformações na máquina.
- v) Erros causados pela dilatação térmica: para que se tenha em máquinas-ferramenta uma exatidão confiável, os erros térmicos são tidos como o controle mais importante, pois não afetam somente a máquina, afetam também seus componentes e a ferramenta. Erros térmicos são particularmente indesejáveis porque eles causam freqüentemente erros angulares que conduzem aos erros de Abbé. Verifica-se então, que realmente é

necessário alocar estas máquinas em salas climatizadas, com controle rigoroso de temperatura.

- vi) Erros devido a instabilidade do material: uma máquina pode ser bem projetada mecanicamente e bem fabricada, se os materiais usados não forem estáveis, com tempo a máquina perderá sua exatidão. Por exemplo, aços que contêm cristais de martensita e austenita (cúbico de face centrada) possuem alta energia em sua estrutura cristalina, já os aços com estrutura ferrítica (cúbico de corpo centrado) possuem uma menor concentração de energia. Conseqüentemente uma estrutura austenítica sempre tentará mudar seu estado de cúbico de face centrada para cúbico de corpo centrado, onde a taxa de transição é afetada pelo estado interno de tensão e da temperatura em que se encontra o material. Este rearranjo na estrutura cristalina pode causar deformações na estrutura da máquina (VÁSQUEZ, 1994).
- vii) Erros de instrumentação: são erros causados pela montagem inadequada de sensores e transdutores que requerem um alto grau de precisão e resolução. Podem também ser adicionados a este tipo de erro, uma má escolha dos instrumentos a serem utilizados na máquina-ferramenta.

b) Erros devidos a ação de forças dinâmicas

Forças dinâmicas podem causar erros na máquina-ferramenta, provenientes de vibrações estruturais que prejudicam o acabamento superficial da peça, ou forças de atrito que podem influenciar negativamente no desempenho de servo-sistemas de posicionamento, para um dado esquema de controle e medição.

- i) Erros devidos a vibrações estruturais: em máquinas-ferramenta de grande porte a fonte de vibrações é oriunda do próprio processo de usinagem. Já em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, nas quais as forças de corte são extremamente pequenas, as fontes de vibrações são externas, como: vibrações transmitidas através do solo, desbalanceamento de componentes mecânicos rotativos, rolamentos, ciclos-limite nos servo-sistemas, turbulência nos circuitos hidráulicos, ruído acústico e instabilidade em mancais aeroestáticos. Portanto, verifica-se a necessidade de que a máquina deve ser robusta, que segundo DeBRA (1992), uma máquina é dita robusta, quando seu projeto e o material de seus componentes, para uma dada aceleração, minimizam a deformação nas direções críticas. Por outro lado, a máquina-ferramenta de ultraprecisão deve ser montada isoladamente de sua circunvizinhança e sob rigorosas tolerâncias.
- ii) Erros por forças de atrito: o atrito entre superfícies auxilia no amortecimento de vibrações, mas na maioria dos casos, este traz mais prejuízos do que benefícios. Podem causar desgastes nos mancais, ciclos-limite em servo-sistemas, e forças que podem deformar componentes da máquina. Assim como, o problema de *stick-slip*, também é decorrente de forças de atrito.

Estes erros definidos por SLOCUM (1992), são de fundamental importância nos aspectos de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão e devem ser considerados e tratados com muito cuidado, pois podem afetar a exatidão da máquina que está sendo projetada.

Como foi explanado os aspectos de projeto mais importantes a serem considerados são: a estrutura, o sistema de posicionamento e o sistema de controle e medição, além é óbvio de outros parâmetros e variáveis que também são relevantes, como por exemplo as fontes de erros. Como pode

ser observado, as máquinas-ferramenta de ultraprecisão possuem um caráter multidisciplinar, o que torna o estudo deste equipamento muito complexo.

O objetivo deste trabalho é estudar os aspectos de projeto de uma mesa angular rotativa, como um subconjunto de um sistema de posicionamento. Portanto, será dada uma ênfase a sistemas de posicionamento existentes em máquinas-ferramenta de ultraprecisão.

2.5 - Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão

Recentemente, a exatidão de posicionamento evoluiu para alguns produtos de precisão, alcançando níveis submicrométricos. Exemplos típicos são: dispositivos ópticos, máquinas-ferramenta de ultraprecisão e máquinas que fabricam semi-condutores (LEE & GWEON, 2000). Portanto, os sistemas de posicionamento estão dentre os principais aspectos a serem considerados no projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão.

2.5.1 - Introdução

Como mencionado, em sistemas de posicionamento de ultraprecisão, há três características relevantes que devem ser consideradas, como mostra a Figura 2.10.

FIGURA 2.10 – Características dos Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão

- a) suficientemente rígido: para evitar problemas tais como ressonâncias mecânicas devidas à interação entre folgas elásticas e os componentes inerciais.
- b) de baixo atrito: para evitar problemas tais como *stick-slip*.
- c) de baixa inércia: para se obter uma boa resposta dinâmica do sistema de posicionamento.

Além destas características, as máquinas para usinagem de ultraprecisão necessitam de sistemas de posicionamento e sistemas de correção dos erros provindos dos elementos componentes da máquina. É a maneira mais direta de se alcançar a precisão desejada, porque em projetos de ultraprecisão não se deve tentar aumentar a precisão da máquina aumentando o máximo a precisão de cada elemento, pois os custos tornarão o projeto proibitivo (PURQUÉRIO et al., 1994).

Basicamente, um sistema de posicionamento tem como objetivo movimentar um objeto ao longo de uma trajetória pré-determinada até uma posição desejada, em geral por meio de energia mecânica. Ou seja, os sistemas posicionadores são construídos com o propósito de estabelecer posições relativas entre elementos de um mesmo sistema. Por exemplo, o posicionamento de uma ferramenta em relação a uma peça a ser usinada em uma máquina-ferramenta (MONTANARI, 1999).

O controle de processo em máquinas-ferramenta vem se desenvolvendo, principalmente em função da precisão da máquina, pois as dificuldades e os custos aumentam de acordo com o nível de precisão desejado (THOMPSON et al., 1982; TÖNSHOFF et al., 1988)

A usinagem de ultraprecisão requer um rígido controle do perfil a ser usinado, assim surge a necessidade de obterem-se movimentos com resolução na faixa submicrométrica.

O projeto de um sistema posicionador é efetuado de tal modo que ele se comporte, tanto quanto possível, como um corpo rígido. Existem sistemas de posicionamento que possuem movimentos de translação e/ou rotação, podendo apresentar um ou mais graus de liberdade (ASANO & GOTO, 1991).

A busca por sistemas posicionadores cada vez mais precisos tornou necessária a construção de equipamentos de melhor qualidade e a elaboração de novos métodos para a identificação e minimização dos erros de posicionamento, causados em sua maioria devido a presença de fatores perturbadores de origem interna ou externa aos equipamentos. Esta minimização pode ser obtida através da otimização dos elementos que compõe os sistemas posicionadores ou através da compensação de erros, utilizando-se atuadores de alta repetibilidade, resolução e rapidez de resposta de posicionamento, além de alta rigidez quando comparados aos equipamentos convencionais (WATANABE, 1992).

Os sistemas de posicionamento podem ser manuais ou automáticos, que proporcionam movimentos de translação e de rotação, apresentando um ou mais graus de liberdade, ou eixos de movimento. Os sistemas de posicionamento manuais são comumente utilizados para trabalhos de média precisão, enquanto que os sistemas automáticos são utilizados para trabalhos de maior precisão.

Os posicionadores automáticos caracterizam-se por possuírem sensores para o monitoramento de posição e velocidade, além de subsistemas eletrônicos para o comando e controle das variáveis funcionais. Possuem maior complexidade eletro-mecânica que os sistemas de posicionamento manuais, porém consegue-se obter precisão e resolução na ordem submicrométrica (HÖNHE, 1990).

Estágios de posicionamento fino (de ultraprecisão) empregam normalmente acionamentos piezelétricos ou eletrostáticos e elementos cinemáticos tais como guias de flexão, os quais tem comprovada resolução submicrométrica (SLOCUM, 1992).

2.5.2 - Estrutura Funcional

A construção da maioria dos sistemas posicionadores tem como preocupação básica à obtenção de precisão na direção de posicionamento. Sistemas posicionadores mais complexos normalmente empregam atuadores de precisão de pequeno curso e grande rigidez para a compensação de erros geométricos (MONTANARI, 1999).

Existe uma abordagem que é utilizada quando pretende-se obter um deslocamento com percurso longo, que consiste na implementação de sistemas de posicionamento de dois estágios. Um estágio realiza o posicionamento grosseiro (submicrométrico) de longo percurso e o segundo estágio realiza o posicionamento fino (subnanométrico) de pequeno curso (VÁSQUEZ, 1994).

A Figura 2.11 mostra a estrutura funcional de um posicionador, representada através de um fluxograma, começando no controlador e terminando no sistema de medição de sensores.

FIGURA 2.11 – Estrutura funcional de um posicionador (TAVARES, 1995)

TAVARES (1995), apresenta a estrutura funcional de um posicionador, onde o controlador executa sinais de comando de posição e os compara com os valores das variáveis controladas (U), enviando o sinal resultante para o acionamento. O acionamento tem como sub-função transformar controladamente a energia elétrica (W_{el}) em energia mecânica, movimentando a mesa do posicionador através de mecanismos adequados que convertem e reduzem os sinais provenientes do atuador (sinais de entrada) em deslocamentos de translação e rotação. Estes deslocamentos (sinais de saída) são medidos por sensores que realimentam a unidade controladora, fechando a malha de controle.

Para que seja possível entender melhor o sistema de posicionamento, é necessário apresentar os componentes básicos de um posicionador, seguindo o contexto da estrutura da revisão da literatura, mostrado na Figura 2.1 e inserido de maneira destacada, na Figura 2.12.

FIGURA 2.12 – Estrutura da Revisão da Literatura, abordando de maneira destacada o item Componentes do Sistema de Posicionamento

2.5.3 - Componentes

Os componentes básicos que constituem um sistema de posicionamento são: a) guias de movimento, b) transmissões mecânicas, c) acionamentos e d) sensores de medição.

2.5.3.1 - Guias de Movimento

Guias são componentes estruturais que permitem o movimento de um elemento em relação a outro, sendo que em geral, o movimento é restrito a um grau de liberdade (SLOCUM, 1992). Portanto, ficam também definidos quais os graus de liberdade que devem ter os movimentos bloqueados.

Em sistemas de posicionamento de ultraprecisão, as guias possuem um projeto bastante criterioso por ser de extrema importância no desempenho do sistema. Como já citado, estes sistemas devem responder com rapidez a sinais de entrada muito pequenos. Por este motivo, as guias devem ter baixo coeficiente de atrito, não sendo admissível nenhum tipo de *stick-slip* o que torna o número de concepções de guias utilizáveis reduzido. LICHTBLAU (1989), define os principais requisitos para o projeto de guias de posicionadores, sendo de caráter estático, e podem ser citadas como: elevada precisão dimensional e de forma macrogeométrica; elevada rigidez, das guias e de seus suportes e com baixo coeficiente de atrito.

As guias podem ser classificadas, basicamente, em três tipos: a) guias de deslizamento, b) guias com elementos rolantes e c) guias com filme de fluido (SLOCUM 1992; LICHTBLAU, 1989).

Estes tipos de guias utilizam alguma forma de contato mecânico ou fluídico para manter a posição relativa entre massas, eliminando vários graus de liberdade, enquanto permitem certos movimentos relativos entre elas. Como nenhuma superfície é perfeita e nenhum fluido é livre de efeitos térmicos ou dinâmicos, todas estas guias apresentam limitações em seus desempenhos (VÁSQUEZ, 1994).

a) guias de deslizamento

As guias de deslizamento são aquelas em que as partes metálicas com movimento relativo deslizam em contato direto, sendo que algum tipo de lubrificante pode ser utilizado para diminuir o desgaste. Este tipo de guia apresenta um elevado componente de atrito estático. O atrito viscoso decrescente na faixa das baixas velocidades o que leva ao fenômeno de *stick-slip*. Devido a estas características destes tipos de guias, elas não são recomendadas ser utilizadas em posicionadores de ultraprecisão.

b) guias com elementos rolantes

As guias com elementos rolantes utilizam elementos como esferas, cilindros, agulhas ou cones, conforme mostra a Figura 2.13, para diminuir o atrito estático e viscoso entre as duas superfícies com movimento relativo. Estes elementos podem ser recirculantes ou não (SLOCUM, 1992). O nível de atrito é proporcional em relação a superfície de contato que os elementos rolantes possuem, isto é, o atrito diminui em função da menor superfície de contato. Com um nível de atrito menor, a carga é distribuída em uma superfície muito menor, este fato diminui a rigidez da guia devido a deformação elástica dos elementos rolantes.

FIGURA 2.13 – Guias com elementos rolantes (YUIL-BEARING, 2001)

c) guias com filme de fluido

As guias ou mancais de filme de fluido são definidos pela injeção sob alta pressão de algum tipo de fluido na fenda entre as superfícies em movimento relativo. Diminui o atrito estático e dinâmico, pois permite o movimento livre de contato entre superfícies, que de outra forma teriam um contato direto. As características de rigidez e capacidade de carga da guia é caracterizada pela pressão estática, aplicada na folga entre as superfícies em movimento relativo. Existem dois tipos de guias que dependem do tipo de fluido utilizado, são as guias hidrostáticas e aerostáticas. A Figura 2.14, apresenta um exemplo de guia aerostática.

Guias hidrostáticas tem atrito estático nulo, de modo que a resolução realizável é virtualmente ilimitada. O atrito viscoso é proporcional a velocidade, assim o coeficiente de amortecimento resultante facilita o projeto do controlador.

Guias aerostáticas tem atrito estático nulo, assim também neste caso a resolução é virtualmente ilimitada. Porém o coeficiente de atrito viscoso é extremamente pequeno, o que diminui consideravelmente o amortecimento, fazendo mais crítico o projeto do controlador. Nas baixas velocidades (menores que 2m/s) o atrito viscoso é desprezível (VASQUEZ, 1994).

FIGURA 2.14 – Guia Aerostática. (NEW WAY MACHINE, 2000)

Enquanto os mancais hidrostáticos requerem sistemas de recirculação, filtragem e resfriamento do óleo, os aerostáticos utilizam ar, o qual não precisa ser recirculado. Contudo o circuito de ar deve ser mais limpo e seco do que os normalmente disponíveis em ambientes industriais. Via de regra, devem-se eliminar partículas maiores que $1\mu\text{m}$ de diâmetro. Considerando que em muitas aplicações de usinagem de ultraprecisão as forças de corte são extremamente pequenas, mancais aerostáticos tem grande campo de aplicação. Contudo algumas considerações devem ser levadas em conta. O filme de ar colapsa rapidamente se houver uma perda

de pressão. Assim, deve ser previsto um sistema de segurança no circuito de ar e/ou um sistema de proteção que desligue a máquina nessa eventualidade. Por outra parte, se o mancal não é projetado apropriadamente, ele pode entrar em ressonância. Este fenômeno é conhecido como martelamento pneumático. (VÁSQUEZ, 1994).

2.5.3.2 - Transmissões Mecânicas

Dois tipos de elementos de transmissões mecânicas podem ser relacionados segundo sua função, conforme mostra a Figura 2.15.

FIGURA 2.15 – Classificação das Transmissões Mecânicas

a) transmissões transformadoras

Estes tipos de transmissões são aquelas que, tendo como entrada a rotação de um eixo, geram uma saída de menor velocidade e maior torque, sendo que, desprezando as perdas, a potência é mantida constante. Como exemplos, tem-se as reduções de engrenagens e os sistemas de polia com correias sincronizadas (SLOCUM, 1992; LITCHBLAU, 1989).

Em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, transmissões transformadoras devem ser evitadas devido aos efeitos negativos que podem introduzir, como folgas, próprias das reduções de engrenagens, e elasticidades não toleradas (PRITSCHOW, 1990).

b) transmissões conversoras

Estas transmissões são aquelas cuja função é de realizar a conversão de movimento de rotação, em movimento de translação. Como exemplos, tem-se os fusos de esferas recirculantes, fusos aerostáticos ou hidrostáticos e pinhão-cremalheira. Na maioria dos casos o movimento de rotação provem diretamente do eixo de um servomotor ou da saída de uma transmissão transformadora.

Os requisitos dinâmicos que devem orientar o projeto e a seleção das transmissões conversoras são: rigidez elevada, na medida da rigidez dos demais componentes mecânicos e inércia, massas e folgas tão reduzidas quanto possível (LITCHTBLAU, 1989).

Os fusos de esferas recirculantes compõem-se do fuso, da castanha, das esferas que rolam nas pistas entre o fuso e a castanha e dos dispositivos de recirculação. Um sistema de fusos de esferas recirculantes pode ser considerado como se fosse uma guia de rolamento, deslocando-se transversalmente sobre um eixo de rotação. De maneira semelhante a todos os outros sistemas de fuso-castanha, ele converte movimentos de rotação em movimentos de translação, ou vice-versa. Os fusos de esferas recirculantes são muito utilizados na grande maioria dos posicionadores de máquinas e instrumentos (MONTANARI, 1999).

Fusos aerostáticos ou hidrostáticos são elementos que possuem um sistema externo de alimentação de fluido pressurizado (ar ou óleo) que mantém a castanha e o fuso separados por um filme lubrificante. Assim como as guias com filme de fluido, estes sistemas apresentam como vantagem a ausência de *stick-slip*.

O sistema pinhão-cremalheira, tem aplicação mais evidenciada em posicionadores com curso muito longo, devido sua inércia ser significativamente menor que a inércia dos fusos de esferas recirculantes.

WECK (1998), conforme mostra a Tabela 2.1, compara as propriedades das características de diferentes fusos, utilizadas nas aplicações de sistemas de ultraprecisão.

TABELA 2.1 – Propriedades das características de diferentes fusos para aplicações de ultraprecisão (WECK et al., 1998)

Características de sistemas de fusos para aplicações de ultraprecisão	Sistema de fuso aerostático	Sistema de fuso hidrostático	Sistema de fuso de elementos rolantes
Capacidade de carga	3	5	5
Desgaste	5	5	4
Rigidez axial estática	3	5	5
Rigidez radial estática	3	4	5
Comportamento dinâmico	4	5	3
Velocidade do fuso	4	2	4
Custo	3	2	5

Muito bom – 5
Bom – 4
Médio – 3

Regular – 2
Ruim – 1

Pelas características dos diferentes sistemas de fusos analisados, realmente pode-se confirmar o que já foi citado anteriormente. Os fusos de esferas recirculantes são os mais usados na grande maioria dos posicionadores.

2.5.3.3 - Acionamento

Os acionamentos para sistemas de posicionamento são realizados através de motores elétricos (servomotores) ou motores hidráulicos. Para os sistemas de ultraprecisão existem posicionadores que garantem uma precisão de posicionamento na faixa submicrométrica, porém o curso e a resolução são características que limitam o espectro de possíveis alternativas para a solução deste projeto.

Servomotores

Consideram-se servomotores, aqueles motores elétricos que, por suas características especiais, principalmente linearidade de resposta, desacoplamento entre as variáveis de controle, alta dinâmica e baixa inércia, podem ser utilizados em sistemas de controle realimentados (servosistemas), onde o objetivo de controle é a obtenção de uma boa resposta dinâmica, isto é, máxima rapidez e precisão (SLOCUM, 1992). Existem diversos tipos de servomotores, dependendo da tecnologia de fabricação e do princípio de funcionamento.

O aparecimento e evolução de servomotores coincidem com a constante busca de alto desempenho e conseqüentemente eliminação de fatores limitantes. O servomotor distingue-se dos “motores comuns” pelo fato destes últimos serem otimizados em função do mínimo custo, alta eficiência e longa vida útil, enquanto que os servomotores são otimizados em função

de seu desempenho estático e principalmente de sua dinâmica. Desta forma pode-se dizer que “ servomotores são aqueles que podem ser comandados a posição e/ou velocidade e que respondem aos comandos recebidos com elevada rapidez e precisão (CAMPOS RUBIO et al., 1996).

Muitos tipos de servomotores utilizados em máquinas controladas automaticamente podem ser enumerados, e considerando o tipo de movimento mecânico (rotação ou translação) resultante, podem ser classificados segundo o esquema a seguir:

TABELA 2.2 – Classificação de acionamentos eletromecânicos

Servomotores	rotativos	CC	com escovas
			sem escovas (<i>brushless</i>)
	CA		sem núcleo (<i>coreless, ironless</i>)
			de passo
		CA	síncronos
			assíncronos (de indução)
	lineares	CC	sem escovas (BL)
			bobina móvel (<i>moving-coil</i>)
		CA	de passo
			síncronos
			assíncronos
			de indução

Atuadores

O desenvolvimento acelerado da microtecnologia foca cada vez mais o problema para se obter uma precisão nanométrica do sistema de

posicionamento. Esta área da engenharia de precisão tem sido objeto de muitas pesquisas. Especialmente voltada para sistemas que envolvem atuadores piezoelétricos, porque seu movimento e velocidade podem ser precisamente e facilmente controlados (JUHAS et al.,2001).

Segundo BANKS (1999), os atuadores de precisão são utilizados na área mecânica, em particular em microsistemas de posicionamento. Os atuadores podem: acionar instrumentos médicos para aplicações em microcirurgias; acionar microbombas e válvulas para microanálises, podem ser até mesmo dispositivos de microeletrodo para estimular o tecido nervoso em aplicações de prótese neural e ainda podem ser utilizados para referenciar peças durante a usinagem, que requerem tolerância na faixa nanométrica. Os atuadores podem ter diferentes concepções de projeto, dentre os tipos encontrados podem-se relacionar os eletrostáticos, eletromagnéticos, piezoelétricos, hidráulicos e térmicos. Os atuadores piezoelétricos e hidráulicos são os mais promissores, embora os outros também tem suas aplicações específicas. Os atuadores eletrostáticos são possivelmente os mais comuns, mas seu uso é restrito por problemas de *stick-slip*. Atuadores eletromagnéticos normalmente requerem correntes e potências relativamente altas, o que limitam a sua utilização. Atuadores térmicos também requerem quantias relativamente grandes de energia elétrica e ainda geram calor que deve ser dissipado.

Atuadores Eletrostáticos

Para um capacitor de placas paralelas, a energia armazenada, W_{el} , é determinada na eq.(2.1), onde C é a capacitância, e V é a tensão do outro lado do capacitor.

$$W_{el} = CV^2 / 2 \text{ (J)} \quad (2.1)$$

Quando as placas do capacitor se moverem de um lado para o outro, o trabalho feito pela força de atração entre eles pode ser computado como a mudança em W_{el} com a distância (x). A força pode ser dada através da eq. (2.2).

$$F_x = V^2 \delta C / \delta x / 2 \text{ (N)} \quad (2.2)$$

Neste exemplo podem ser geradas somente forças de atração. Também, para gerar forças elevadas (que farão o trabalho útil do dispositivo) é necessário uma mudança grande da capacitância em relação à distância. Há um desenvolvimento neste sentido para os acionamentos eletrostáticos do tipo *comb drives*, como mostra a Figura 2.16 (BANKS, 1999).

FIGURA 2.16 – Esquema de um Atuador Eletrostático Translativo (BANKS, 1999)

Estes atuadores *comb drives*, consistem de um pente com muitos pinos interdigitados (Figura 2.16a). Quando uma tensão é desenvolvida, uma força de atração entre os pinos faz com que eles se movam juntamente (Figura 2.16b). O aumento em capacitância é proporcional ao número de pinos; assim para gerar forças elevadas, são exigidos um grande número de pinos. Um problema potencial com este dispositivo é que se as aberturas laterais entre os pinos não são a mesma em ambos os lados (ou se o dispositivo vibrar), então é possível que os pinos se desloquem

angularmente à direção requerida, podendo ocasionar problemas no movimento (e no pior caso, os pinos permanecerão presos).

Atuadores Eletromagnéticos

Um exemplo de um atuador eletromagnético é o motor linear do tipo *voice coil*. Dois tipos de projeto de atuadores lineares de bobina móvel são mostrados na Figura 2.17. No tipo convencional, uma bobina cilíndrica se movimenta axialmente sobre um conjunto de ímãs magnetizados radialmente, montados cilíndricamente. Quando o comprimento da bobina supera o comprimento dos ímãs pelo menos no comprimento do “braço”, a resposta é mais linear, o calor é mais bem dissipado, a eficiência é aumentada; entretanto há um aumento de massa e de indutância que diminuem a largura de banda do sistema. Quando a bobina é menor que o comprimento do conjunto de ímãs, a recíproca é verdadeira.

FIGURA 2.17 – Esquema de um Atuador do tipo *Voice Coil*
(SLOCUM, 1992)

Na Mecânica de Precisão, motores do tipo *voice coil* são utilizados no posicionamento de cabeçotes de leitura/gravação de *disk-drivers* em microcomputadores, no posicionamento de lentes e espelhos em lasers de

potência, no posicionamento de *waffers* de silício em fotolitografia, entre outros (ITAO, 1993).

Atuadores Piezelétricos (PZT)

O efeito da piezeletricidade foi descoberto por Pierre e Jacques Curie em 1880. Esta descoberta não passou de uma mera curiosidade até 1940. A propriedade se refere a alguns cristais e polímeros que, quando processado debaixo de certas condições exibem o fenômeno da interação entre os campos elétricos e os componentes mecânicos. Este fenômeno tem sido objeto de muitas pesquisas (KISTLER, 1999; SUNAR, 2001).

Um material piezelétrico tem uma estrutura cristalina que produz uma tensão em sua superfície quando tracionado ou comprimido (SLOCUM, 1992). Como substâncias cristalinas de um atuador piezelétrico, são empregados materiais cerâmicos sinterizados, a base de bário (Ba), chumbo (Pb), titânio (Ti) e zircônio (Zr), que são baseados na propriedade de induzir carga elétrica proporcional à mecânica aplicada (TAVARES, 1995).

O efeito piezelétrico para o uso em acionamentos prevê o uso de sensores para que se tenha também o efeito reverso da aplicação da força necessária para o deslocamento. Se uma tensão estiver aplicada do lado oposto a um filme de material piezelétrico, uma força é gerada.

A deformação do elemento (expansão piezelétrica) é muito utilizada na movimentação e posicionamento de sistemas mecânicos. Esta deformação é alcançada pela aplicação dos efeitos longitudinais ou transversais os quais podem ser observados na Figura 2.18, (WECK et al., 1991)

FIGURA 2.18 – Tipos de Atuadores Piezelétricos (WECK et al., 1991)

O efeito longitudinal descreve a deformação na direção de polarização (E) do elemento piezelétrico. Para uma pilha de elementos piezelétricos, denominadas de atuador, o resultado da deformação (Δl) equivale ao somatório das deformações de cada um dos elementos isoladamente. Este tipo de configuração é muito utilizado e consiste de vários discos cerâmicos com espessura variando entre 0,3 a 1mm, cada disco se encontra situado entre placas planas condutoras (eletrodos), os vários conjuntos estão unidos entre si por um tipo de cimento epóxi isolante, por fim o arranjo completo é lacrado hermeticamente em uma cápsula de aço. Desta forma, este tipo de configuração alcança boa rigidez e alta resistência mecânica associadas às características dinâmicas próprias dos piezelétricos.

Por outro lado, o efeito transversal descreve a contração transversal (Δl) do elemento piezelétrico devido a tensão aplicada na direção de polarização (E), isto significa que cada elemento realiza o movimento completo (distância total). A conexão em paralelo de camadas serve para aumentar a rigidez e a estabilidade. Um dos tipos mais comuns de atuadores baseados neste efeito são os que se utilizam da conexão de laminas em

paralelo (PZT laminar). Neste tipo de arranjo o número de lâminas colocadas em paralelo determina a rigidez e estabilidade do atuador.

O atuador bimorfo é um tipo especial de atuador piezelétrico constituído de duas lâminas de cristais piezelétricos manufaturadas convenientemente. Estas duas lâminas são unidas de modo que quando aplicado o campo elétrico sobre os cristais, o movimento por eles efetuados seja do tipo de um atuador rotativo de curso limitado, com centro de giro na extremidade oposta do atuador.

Para que seja evitado um desarranjo dielétrico nos dispositivos piezelétricos, é necessário controlar a espessura do filme (o mais espesso quanto possível) para que se possa aplicar voltagens altas, sem que ocorra faiscamento ou curto-circuitos.

Faz-se necessário citar que os atuadores piezelétricos não são adequados para suportar cargas fora de centro e esforços de tração, e muitos vêm equipados com molas internas de pré-carga. Por outro lado, devem ser evitadas a aplicação de tensões muito altas. Se uma tensão reversa (provoca contração) superior a 20% do valor da nominal for aplicada o piezelétrico despolariza irreversivelmente, além disso, tensões muito altas criam canais de condução elétrica na cerâmica, ocorrendo um curto-circuito, diminuindo a sua resistência e prejudicando a sua expansão (CAMPOS RUBIO et al., 1997).

Atuadores Térmicos

Atuadores térmicos são comumente concebidos por um dispositivo "tipo bimetálico", ou por expansão de um líquido ou gás.

Na Figura 2.19a, uma viga é fabricada com um material (por exemplo, silicone), e uma camada de material com um coeficiente de dilatação térmica diferente (por exemplo, alumínio). Quando os dois são aquecidos, um material se expande mais rapidamente que o outro, e a viga deforma (Figura 2.19b). O aquecimento pode ser realizado através da passagem de corrente elétrica pelo dispositivo, possibilitando um controle do movimento pelo aquecimento obtido em função do nível de corrente elétrica aplicada.

FIGURA 2.19 – Esquema de Atuadores Térmicos (BANKS, 1999).

A Figura 2.19c mostra uma cavidade que contém um volume de fluido, com uma membrana fina como parede. A corrente passa através de um resistor de aquecimento causando a expansão do líquido na cavidade, deformando a membrana (Figura 2.19d).

Ainda, os dispositivos termicamente atuados podem desenvolver forças relativamente grandes, os elementos de aquecimento consomem elevadas potências. Também, o material aquecido tem que resfriar até o retorno do atuador para sua posição inicial; assim o calor tem que ser dissipado na estrutura circunvizinha. Isto levará um certo tempo, afetando a velocidade máxima na qual podem ser operados estes atuadores.

Atuadores Hidráulicos

Segundo SLOCUM (1992), um tipo comum de atuador hidráulico usado na mecânica de precisão é chamado de *Metal Bellows Actuators*, que possui um curso limitado nas servo aplicações. De um lado, o pistão que se desloca em um cilindro necessita de vedações; por outro, os elementos flexíveis (*bellows*) que utilizam o princípio de deformação estrutural não requerem vedações. Atuadores deste tipo operam até 1mm de curso com altas resoluções na faixa submicrométrica. Uma configuração típica deste tipo de atuador, utilizado para posicionamentos de precisão, é mostrado na Figura 2.20.

FIGURA 2.20 – Esquema de um Atuador Hidráulico do tipo *Metal Bellows* (SLOCUM, 1992)

Elementos flexíveis (*bellows*) com diâmetro menor, mas comprimento maior, são interligados por uma linha hidráulica a outros elementos flexíveis com diâmetro maior, mas comprimento menor. Um atuador linear (por exemplo, um motor que aciona um fuso de esferas recirculantes) comprime o elemento flexível de diâmetro menor, forçando o fluido a entrar no elemento flexível de diâmetro maior, ocasionado o deslocamento de curso

limitado. Este sistema aumenta a resolução do fuso de esferas recirculantes na proporção das seções transversais das áreas dos diâmetros maior e menor dos elementos flexíveis.

Em geral, sistemas servohidráulicos são recomendados para aplicações onde os requisitos de potência, fazem inviável o uso de sistemas eletromecânicos (por exemplo, alta relação potência/peso). Tendo em consideração critérios de custo, flexibilidade, facilidade de controle, espaço, comportamento dinâmico e custo, os acionamentos elétricos apresentam vantagens significativas (SLOCUM, 1992).

Em relação aos atuadores pneumáticos, devido a elevada compressibilidade do ar, seu uso em sistemas de posicionamento de ultraprecisão deve ser descartado (SLOCUM, 1992).

2.5.3.4 - Sensores de Medição

Em geral, os sistemas físicos, tais como as máquinas-ferramenta, uma vez projetadas e desenvolvidas, apresentam um comportamento dinâmico que não necessariamente atende aos requerimentos da aplicação. Logo, deve-se empregar algum meio de compensação. O princípio fundamental dos métodos de compensação baseados na teoria de controle, é a realimentação de sinais do processo (as saídas e/ou os estados) mensuráveis. Portanto, em todo sistema de controle, a utilização de sensores, transdutores e circuitos de condicionamento de sinais, que possibilitem a medição das variáveis de interesse, é uma questão fundamental.

Em um posicionador de ultraprecisão, os sensores são responsáveis pela determinação da posição real de seus elementos móveis, como a posição de translação de guias e a posição angular de fusos e mesas

rotativas. Os sensores ou os transdutores, são os elementos de um sistema qualquer de medição, que fornecem sinais de medição analógicos ou digitais, de forma incremental ou absoluta. Estes sensores, empregados em posicionadores de ultraprecisão devem permitir leituras das grandezas medidas, com precisão e resolução submicrométricas ou mesmo nanométricas, permitindo avaliações automáticas de valores reais (MONTANARI, 1999).

Dentre os vários tipos de sensores e transdutores, podem-se destacar os seguintes:

Transdutores de Posição Indutivos

Os transdutores indutivos, Figura 2.21, utilizam o princípio de indução eletromagnética para medir deslocamentos, através da medição da variação de impedância de uma ponteira indutiva, a qual é proporcional a variação da distância entre a ponteira e um objeto de material condutor (de baixa permeabilidade). Alumínio, cobre e bronze, são bons elementos para este fim. Um exemplo de sensor indutivo inclui a escala indutiva (*linear inductosyn*), que são utilizadas em medições incrementais de deslocamentos lineares e angulares.

FIGURA 2.21 – Transdutor Indutivo (SLOCUM, 1992)

Transdutores de Posição Capacitivos

Os transdutores de deslocamento capacitivos, Figura 2.22, são baseados na capacitância entre duas placas, ou seja, permitem determinar a distância (*gap*) entre uma ponteira e uma superfície de referência, mediante a medição das variações da capacitância entre estas placas. Pode-se também, converter estes movimentos em voltagem. Devido aos sensores capacitivos possuírem maior sensibilidade que praticamente qualquer outro tipo de sensor analógico (SLOCUM, 1992), eles são freqüentemente utilizados como dispositivos de realimentação, para posicionadores de curso pequeno com resolução nanométrica. RO & HUBBEL (1992), utilizam o transdutor capacitivo como dispositivo de realimentação para posicionamento fino nanométrico, sendo que para grandes deslocamentos é utilizado o laser interferométrico.

FIGURA 2.22 – Transdutor Capacitivo (SLOCUM, 1992)

Sistemas de Medição Ópticos

A exatidão de deslocamentos angulares de eixos é um problema freqüente em máquinas-ferramenta de ultraprecisão. Em paralelo, obter-se um elevado nível de precisão na medição destes deslocamentos, requerem

sistemas de medição com elevado desempenho, sendo em sua maioria baseados no princípio da interferometria a laser (PORTMAN & PERCHANSKY, 2001).

Todo o sistema de medição deve ser referido a algum padrão. Nesse sentido, o comprimento de onda de luz é uma das mais estáveis referências que existem (SLOCUM, 1992). Por este motivo, os sistemas ópticos em metrologia e em sistemas de ultraprecisão têm muita relevância.

Sensores ópticos são aqueles que convertem uma quantidade física em um sinal de saída (analógico ou digital) por meios ópticos. Estes sinais são proporcionais a distância entre a fonte de luz (ou refletor) e o elemento fotossensível. Estes sistemas ópticos operam com base em princípios como: intensidade, interferência e tempo-de-vôo. Sistemas de medição ópticos podem ser utilizados para a medição de posição e velocidade. Os transdutores ópticos são os baseados no princípio de interferência, que atingem altos níveis de precisão e largura de banda. Os principais interferômetros existentes serão tratados a seguir (MONTANARI, 1999).

Interferômetro de Michelson

O princípio de medição apropriado para expressar distâncias em termos do comprimento de onda de luz, é o interferômetro de Michelson. Sua idéia de dividir um feixe de luz em um feixe de referência e outro de medição são usados nos modernos interferômetros a laser (DUDUCH, 1993). A Figura 2.23 mostra uma versão simplificada deste tipo de interferômetro.

O interferômetro é composto por um divisor de feixes (espelho parcialmente prateado) e um espelho plano móvel. O feixe de luz de uma fonte laser é dividido em dois no divisor de feixes. Metade da amplitude do

feixe original é transmitida (feixe de medição) e a outra metade é refletida em um ângulo reto (feixe de referência). O feixe de medição varia o seu ângulo de fase de 180° com relação ao feixe de referência, de modo que ocorre uma interferência construtiva quando a diferença do comprimento do caminho é um múltiplo ímpar de meio comprimento de onda. O deslocamento do espelho móvel pode ser medido pela contagem das franjas de interferência de $\lambda/2$. A distância entre duas franjas escuras é de $\lambda/2$ e a resolução é de $\lambda/4$. O comprimento do caminho óptico varia de duas vezes a distância deslocada pelo alvo, logo a movimentação do alvo pode ter uma resolução de $\lambda/8$. Entretanto, com as modernas técnicas de detecção óptica podem ser conseguidas resoluções da ordem de $\lambda/2^8$, porém para esta resolução ser satisfatória o projeto mecânico deve ser capaz de responder adequadamente e variar com o índice de refração, que deve ser compensado para variações ambientais (MONTANARI, 1999).

FIGURA 2.23 – Interferômetro de Michelson (SLOCUM, 1992)

Interferômetro de Fizeau

O interferômetro óptico de Fizeau é tipicamente utilizado para estimar planicidades de superfícies reflexivas ou semi-reflexivas. Esta técnica não se reduz somente na medição de deslocamentos através da contagem de franjas de um interferograma, mas também, vale-se da inspeção visual ou análise por computador (SANTOS, 1997). A Figura 2.24 mostra um esquema representativo de um interferômetro de Fizeau.

FIGURA 2.24 – Interferômetro de Fizeau (SLOCUM, 1992)

Quando a superfície em teste esta perfeitamente plana e paralela com o plano óptico, dois feixes de luz são perfeitamente superpostos, resultando em padrão de interferência de intensidade uniforme, ou seja, não são observadas franjas. Se a superfície está plana, porém ligeiramente inclinada em relação ao plano óptico, são observadas uma família de franjas. O espaçamento das franjas são proporcionais à inclinação da superfície em relação ao plano óptico. O interferômetro de Fizeau pode ser utilizado no *set-up* e calibração da máquinas de precisão, como também, no controle de processos (DUDUCH, 1993).

CAPÍTULO 3

ASPECTOS DE PROJETO DO SISTEMA DE MICROPOSICIONAMENTO PROPOSTO

3.1 - Introdução

Para o projeto proposto é prevista a utilização de um sistema de microposicionamento, mesa angular rotativa (MAR), no torno CNC (ASG 2500 Rank Pneumo do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC–USP), como pode ser observado no esquema de localização da Figura 3.1.

FIGURA 3.1 – Esquema de localização do posicionador

A seguir são descritas as etapas que foram estudadas, para a obtenção do modelo definitivo de posicionador.

3.2 - Aspectos do Projeto

3.2.1 - Estudo Preliminar

Será considerado, inicialmente, um modelo de posicionador a ser fixado em uma base estacionária (rígida) e após o estudo e definição desse modelo será feito o projeto para que este posicionador, mesa angular rotativa (MAR), seja acoplado numa base móvel, placa de fixação a vácuo giratória do torno, conforme foi mostrado na Figura 3.1.

Para este estudo devem ser consideradas algumas características relevantes para um posicionador que já foram descritas, como: alta rigidez, baixo atrito, baixa inércia e alta exatidão, resolução e velocidade de posicionamento, auxiliando tanto no posicionamento relativo ferramenta/peça quanto na compensação de erros sistemáticos.

Analisando estes fatores, o possível projeto, conforme Figura 3.2, congrega elementos importantes, que são: a) mancal de flexão, b) apoio cinemático, c) arranjo construtivo do tipo plataforma de *Stewart* e d) atuadores piezelétricos.

FIGURA 3.2 – Modelo de posicionador para uma base de fixação estacionária

- a) Mancal de flexão. Sistemas flexíveis ajudam na eliminação de folgas mecânicas, não influenciando na rigidez, pois a parte móvel (com efeito mola) é unida na parte fixa por parafusos, formando um sistema rígido (BURATO et al., 2002).
- b) Apoio cinemático. O posicionador deve ser unido à parte móvel (mola) através de apoio cinemático, ou seja, livre de tensões internas. Esse apoio é constituído de três canaletas em “V” (no mancal de mola) e três esferas, componentes da haste do atuador; proporcionando rigidez, levando a um carregamento mínimo (LAYTON & SLOCUM, 2001).
- c) Plataforma de *Stewart*. O sistema é constituído por uma plataforma apoiada sobre três atuadores translativos. O sistema permite a correção ou o posicionamento angular através da movimentação destes atuadores, permitindo a obtenção do movimento com três graus de liberdade, um de translação e duas rotações. O controle e resolução estão diretamente relacionados ao tipo de acionamento (MONTANARI, 1999).
- d) Atuadores piezelétricos. Foram escolhidos devido a várias vantagens, como: permitem resoluções nanométricas de posicionamento, através do controle de tensão aplicada e a utilização de sensores de posição adequados; não possuem folgas nem partes móveis, sua expansão é conseguida exclusivamente pela deformação sólida do material cristalino (TAVARES, 1995); alta eficiência na conversão de energia elétrica em movimento; capacidade de suportar altas cargas (até 30.000N) e ampla largura de banda, sua

velocidade de expansão é limitada apenas pela velocidade do som no material cristalino (Physik Instrumente, 1992).

3.2.2 - Modelo Inicialmente Proposto

Conforme mostrado na Figura 3.2, foi definido um modelo de posicionador a ser fixado em uma base estacionária (rígida), o qual foi proposto (desenvolvido) inicialmente por MONTANARI (1999).

A situação real para o projeto da mesa angular rotativa (MAR) é que sua fixação deve ser feita em uma placa de vácuo giratória. O principal problema é como energizar os atuadores piezelétricos, pois todo o conjunto tem movimento de rotação. A primeira alternativa proposta para solucionar este problema foi fixar um anel deslizante no centro da MAR. Para conectar o cabo coaxial do atuador no anel deslizante, faz-se um furo no cubo do posicionador, conforme mostra a Figura 3.3.

FIGURA 3.3 – Modelo de posicionador com anel deslizante central

Entretanto, não existe a possibilidade de acoplar a MAR na placa de fixação a vácuo giratória, devido ao cabo coaxial estar posicionado entre as duas partes a serem acopladas, Figura 3.3. Sendo assim, não foi possível prosseguir com este modelo de projeto de posicionador.

3.2.3 - Definição do Modelo

Após estudar o princípio de funcionamento de anéis deslizantes, que consistem basicamente de uma parte fixa, escovas, que transmitem a energia vinda da fonte de alimentação para a parte móvel, anéis coletores deslizantes; definiu-se, então, utilizar este princípio de funcionamento para a concepção do projeto da MAR. Foi idealizado que todo o conjunto do posicionador com anéis coletores seria a parte móvel e que externo a ele haveria uma parte fixa e rígida composta pelas escovas.

Os anéis deslizantes são usados em qualquer sistema eletromecânico que requer rotações intermitentes ou contínuas, para o qual transmitem potência e/ou dados. Podem melhorar o desempenho mecânico e simplificar o sistema de operação (LITTON, 1997; KAYDON, 2001).

Como pode ser observado na Figura 3.4, foram fixados na parte externa aos posicionadores três anéis coletores deslizantes, de cobre revestidos em prata, sendo dois anéis responsáveis pela energização e transmissão de corrente elétrica para os atuadores e um anel que tem a função de fazer o aterramento do sistema. Existem também dois tipos de isolamento elétrico realizado por anéis de fibra de vidro, um isolamento é feito entre os anéis deslizantes e o posicionador e o outro é feito entre os próprios anéis coletores, evitando assim a criação de correntes elétricas parasitas, permitindo preservar a transmissão da corrente elétrica, em torno de 50mA.

FIGURA 3.4 – Modelo de posicionador com anéis coletores e escovas

Os cabos coaxiais dos atuadores chegam até os anéis deslizantes através de dois furos feitos no posicionador e são conectados aos anéis de cobre revestidos em prata.

O sistema de energização dos anéis coletores possui alguns elementos relevantes, mostrados na Figura 3.5, sendo portanto composto por:

FIGURA 3.5 – Sistema de Energização

- a) Dispositivo de fixação, posicionado em uma parte rígida da máquina-ferramenta, que através de um eixo de fibra de vidro (FV), material isolante, fixa os porta-escova.
- b) Porta-escova, que alojam as escovas.
- c) Escovas, interligadas à fonte de alimentação, que tem a função de transmissão de energia.
- d) Placas de fibra de vidro (material isolante elétrico) fixadas entre os porta-escova, com a finalidade de evitar interferências elétricas durante a transmissão de energia aos anéis deslizantes.

O porta-escova possui um sistema duplo para alojamento das escovas e uma mola, que garante a pressão de contato, escova-anel coletor, conforme mostra a Figura 3.6. As escovas são confeccionadas com 65% de

prata e 35% de grafite. Estas características, das escovas e dos porta-escovas, garantem que o sistema de transmissão de corrente elétrica seja satisfatório e confiável para a aplicação pretendida.

FIGURA 3.6 – Porta-escova duplo com mola

Na elaboração do projeto da MAR, foram estudados todos os possíveis problemas durante a transmissão de energia da fonte de alimentação para os atuadores piezelétricos, pois a confiabilidade no microposicionamento da peça a ser usinada está na preservação desta transmissão de corrente elétrica para os atuadores.

O fluxo de transmissão de energia, passagem de corrente elétrica, pode ser observado de acordo com o esquema da Figura 3.7.

FIGURA 3.7 – Fluxo de transmissão de corrente elétrica

Como um anel deslizante é dedicado ao aterramento, a escova que faz o contato com este anel é interligada, por meio de fios elétricos, ao terra da máquina-ferramenta, conforme esquema mostrado na Figura 3.8.

FIGURA 3.8 – Fluxo de energia para o aterramento do sistema

Verifica-se, então que, com os sistemas de transferência de corrente elétrica e aterramento expostos, foi solucionado o problema de energização dos atuadores piezelétricos.

CAPÍTULO 4

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1 - Introdução

O procedimento experimental será fundamentado em análises que comprovarão a funcionalidade da MAR, como um dispositivo de microposicionamento relativo ferramenta/peça, para posicionar elementos com alto grau de exatidão e rapidez, permitindo assim, trabalhar no campo da usinagem de ultraprecisão.

Inicialmente, é apresentado o esquema de montagem dos atuadores piezelétricos que compõem a MAR, sendo descritos todos os componentes relevantes do protótipo. Em seguida é mostrado fisicamente como foi feita a montagem da MAR no torno CNC (ASG 2500 Rank Pneumo do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC-USP), de acordo com o sistema de localização mostrado no Capítulo 3, item 3.1.

Posteriormente, é apresentado o diagrama de blocos da montagem para a realização dos testes experimentais, mostrando os aparelhos provisionados e o software que será utilizado para realizar as medições e coleta de dados durante todo o experimento.

Finalizando, é mostrado o diagrama de blocos correspondente à ferramenta computacional criada na plataforma de desenvolvimento LabVIEW® para a implementação direta de funções de aquisição, análise, apresentação e armazenagem dos dados coletados durante o teste.

4.2 – Montagem da MAR

Os atuadores piezelétricos foram montados na MAR conforme distribuição abaixo (Figura 4.1).

FIGURA 4.1 – Esquema da Mesa Angular Rotativa – MAR

O posicionador angular consiste de uma parte superior (base flexível) sobre uma parte inferior (base rígida), onde são fixados dois atuadores piezelétricos e um ponto fixo a uma distância l do centro e distantes 120 graus entre si.

Pode-se então referenciar os atuadores piezelétricos como sendo os atuadores A e B; e o ponto fixo será identificado por C, conforme mostra a Figura 4.2.

FIGURA 4.2 – Identificação dos atuadores piezelétricos e do ponto fixo

A MAR foi projetada segundo alguns critérios com o objetivo de se obter comportamento cinemático satisfatório do posicionador. Portanto são assumidas algumas suposições básicas e restrições físicas, sendo que, algumas já foram descritas no Capítulo 3, no item 3.2.1.:

- a) Assume-se um modelo ideal do mecanismo, ou seja, os componentes são perfeitamente fabricados e montados, como realmente foi feito e poderá ser observado neste capítulo.
- b) Os componentes constituintes são infinitamente rígidos, salvo os que possuem flexibilidade fixada, como a parte superior que tem a característica de mancal de flexão.
- c) As partes superior e inferior são assumidas perfeitamente solidárias.
- d) Os pontos de contato entre a parte superior (flexível) e os atuadores são mantidos através de uma esfera que permanece solidária à mesa, tendo o princípio de apoio cinemático.

- e) Plataforma de *Stewart*. O sistema é constituído por uma plataforma apoiada sobre dois pares de atuadores translativos. O sistema permite a correção ou o posicionamento angular através da movimentação destes atuadores.

A montagem da MAR no torno CNC (ASG 2500 Rank Pneumo do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC-USP) é mostrada na Figura 4.3.

FIGURA 4.3 – Visualização da montagem da MAR no torno CNC ASG 2500 Rank Pneumo®

Pode-se observar na Figura 4.3 que a MAR fixada na placa de vácuo do torno é composta de todas as suas partes descritas no Capítulo 3. Possui anéis coletores de cobre revestidos em prata, anéis de isolamento elétrico na parte inferior (próxima à placa do torno), atuadores piezelétricos, base flexível e o sistema de energização e aterramento composto pelas escovas, com 35% de grafite e 65% de prata, e o porta-escova fixado em um dispositivo que está conectado à parte fixa do torno.

A seguir será apresentado todo o sistema que será composto para a realização dos testes.

4.3 – Montagem do sistema para realização dos testes

Para a realização dos testes serão aprovionados todos os itens mostrados no esquema da Figura 4.4, que terão como objetivo desde a alimentação do sistema até a armazenagem da coleta de dados.

FIGURA 4.4 – Esquema representativo da montagem para realização de testes experimentais

Como pode ser observado na Figura 4.4, além da MAR e do dispositivo de fixação dos porta-escovas (DDo 85-29) e escovas (CA65) da CARBONE LORRAINE¹, foram posicionados a fonte de alimentação dos atuadores piezoelétricos (P410.30) da PHYSIK INSTRUMENTE² que os alimentarão com uma corrente elétrica de 50mA e variarão a tensão de 0V a 800V. Pode ser evidenciado também o sistema de medição composto por um sensor de deslocamento, sendo um instrumento eletrônico para medição

1- Groupe Carbone Lorraine. *Brushes and brush-holders*. Paris – France.

2- Physik Instrumente. *Products for micropositioning*. Germany.

linear com indicação analógica (LVDT Tesatronic TTA-20) da TESA¹, sendo que este instrumento trabalha com uma frequência portadora de 13kHz, apresentando segundo o fabricante, erro máximo na indicação de $\pm 0,010\mu\text{m}$ e tempo de estabilização na saída analógica de 20ms. Este sistema de medição é ainda conectado a uma placa de aquisição de dados (BNC 2110) da NATIONAL INSTRUMENTS², sendo por sua vez conectado a um PC que possui instalada a plataforma de desenvolvimento para aplicativos de aquisição e controle LabVIEW[®] 5.1 da NATIONAL INSTRUMENTS², para a aquisição e conversão dos dados em gráficos.

4.4 – Software para aquisição de dados

A escolha da programação em LabVIEW[®] 5.1 permite diminuição considerável do tempo de desenvolvimento de um programa capaz de gerenciar os eventos e com uma interface com o usuário de fácil compreensão. Isto se torna possível graças à utilização de bibliotecas de funções e sub-rotinas disponibilizadas no ambiente de programação. Estas bibliotecas permitem, entre outros, a implementação direta de funções de aquisição, análise, apresentação e armazenagem de dados.

Para a obtenção das curvas experimentais de resposta no tempo, é necessário dispor de um sistema capaz de registrar o sinal de saída, quando este for excitado por um sinal de entrada, que na prática corresponde a um degrau de posição programado pelo usuário. Para este fim, implementou-se através da programação LabVIEW[®] 5.1, um “instrumento virtual” no microcomputador de forma a apresentar um registro gráfico da resposta no tempo.

A Figura 4.5 apresenta o diagrama de blocos correspondente ao “instrumento virtual” criado no LabVIEW[®] 5.1.

1- Brown & Shaipe TESA S.A. *Measurement instruments*. Renens – CH.

2- National Instruments Corporation. *Measurement and automation software*. Texas – USA.

FIGURA 4.5 – Diagrama de blocos correspondente a criação do “instrumento virtual”

Neste diagrama é destacado o bloco onde se fazem às rotinas para a aquisição dos dados e elemento filtrante para aprimorar a medição do sinal de $\pm 1V$, que vem do Tesatronic® TTA-20. Possui também um módulo para a gravação de dados em ambiente *windows*, que possibilita a geração dos gráficos para que se pudesse fazer a análise nos diversos tipos de testes realizados.

4.5 - Experimentação

Como foi mencionado no início deste capítulo, serão realizados vários testes experimentais para verificar a funcionalidade de todo o mecanismo. A análise inicial será feita em relação ao protótipo simulado por MONTANARI (1999), baseado num referencial estático. A outra análise será feita através da verificação do comportamento do deslocamento da MAR,

com relação a diferentes rotações e tensões de alimentação para os atuadores piezelétricos empregadas durante o teste experimental.

Portanto serão realizadas quatro análises, consistindo em:

Análise I

Será comparada a amplitude de deslocamento da MAR com o protótipo simulado por MONTANARI (1999), num referencial estático. A amplitude de deslocamento com relação ao eixo X (variando o ângulo θ_1 e fixando o ângulo θ_2) deve ser de $30\mu\text{m}$.

Análise II

Será comparada a amplitude de deslocamento da MAR com o protótipo simulado por MONTANARI (1999), num referencial estático. A amplitude de deslocamento com relação aos eixos X e Y (variando os ângulos θ_1 e θ_2) deve ser de $25\mu\text{m}$.

Estas duas análises têm como objetivo mostrar que a MAR (no referencial rotativo) obtém o mesmo desempenho com relação à amplitude de deslocamento do protótipo simulado no referencial estático.

Análise III

Será realizada energizando um atuador piezelétrico a uma tensão constante no intervalo de 0 a 800V e as rotações da placa do torno serão variadas com 30, 500 e 1000rpm.

Esta análise tem como objetivo mostrar que a rotação não altera a amplitude de deslocamento da base deformável da MAR, ou seja, há uma preservação na transmissão de energia elétrica para o atuador.

Análise IV

Será realizada energizando os dois atuadores piezelétricos de forma independente, ou seja, primeiro é acionado um atuador e feita a coleta de dados, zerando em seguida a tensão desse atuador; depois é acionado o outro atuador e é feita a coleta de dados. Essa análise será feita a uma tensão constante no intervalo de 0 a 800V e a uma rotação constante da placa do torno no intervalo de 0 a 1000rpm.

Essa análise tem como objetivo mostrar que independente dos atuadores piezelétricos que são acionados, não há alteração na amplitude de deslocamento da base deformável da MAR, ou seja, os dois atuadores provocam o mesmo comportamento com relação ao deslocamento.

Com estas quatro análises será possível validar a MAR. Será mostrado que a MAR possui o mesmo comportamento com relação a um referencial estático; que as rotações até 1000rpm não alteram o deslocamento da base deformável e que independente dos atuadores piezelétricos que são acionados obtém-se o mesmo comportamento com relação à amplitude de deslocamento da base deformável da MAR.

Como já mencionado neste capítulo, a coleta de dados será realizada por uma unidade de leitura (LVDT Tesatronic TTA-20) da TESA com fundo de escala na faixa de $\pm 30\mu\text{m}$ com um erro máximo de leitura do aparelho de $\pm 0,45\mu\text{m}$.

Será enfocada a transmissão de energia elétrica a uma rotação máxima da placa do torno, por motivo de segurança, de 1000rpm, com tensões aplicadas aos atuadores piezelétricos de no máximo 800V a uma corrente elétrica de 50mA. O teste não consistirá em obter resposta dinâmica do sistema.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 - Introdução

A análise dos resultados e discussões foi fundamentada na coleta de dados durante a fase de testes. Tem como objetivo validar o protótipo para a função projetada que é o microposicionamento relativo ferramenta/peça.

Inicialmente, serão mostrados todos os equipamentos que foram provisionados no Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC-USP, para a execução do experimento.

Será apresentado posteriormente, o painel principal do “instrumento virtual” para controle e monitoramento do deslocamento da MAR, que foi criado através da ferramenta computacional, LabVIEW® 5.1.

Serão feitas algumas considerações relevantes antes de iniciar a experimentação e serão mostrados os gráficos plotados através dos vários testes realizados, alternando o acionamento dos atuadores piezelétricos, as rotações (rpm) e as tensões (V) de alimentação.

Finalizando, serão realizadas as análises mencionadas no Capítulo 4, para comprovar a funcionalidade da MAR. A análise inicial será feita em relação ao protótipo simulado por MONTANARI (1999). A outra análise será feita através da verificação do comportamento do deslocamento da MAR, com relação a diferentes rotações e tensões de alimentação para os atuadores piezelétricos, empregadas durante o teste experimental.

5.2 - Montagem do sistema

Todo o sistema foi montado de acordo com o esquema apresentado na foto da Figura 5.1, que mostra uma vista geral da montagem no Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC-USP.

FIGURA 5.1 – Vista geral dos equipamentos a provisionados para o teste

Como pode ser observado na Figura 5.1, além da MAR e do dispositivo de fixação dos porta-escovas (DDo 85-29) e escovas (CA65) da CARBONE LORRAINE, foram posicionados a fonte de alimentação dos atuadores piezelétricos (P410.30) da PHYSIK INSTRUMENTE. Pode ser verificado também o sistema de medição (LVDT Tesatronic TTA-20) da

TESA. Esse sistema de medição é ainda conectado a uma placa de aquisição de dados (BNC 2110) da NATIONAL INSTRUMENTS, sendo, por sua vez, conectada a um PC que possui instalado o LabVIEW® 5.1, para a aquisição e conversão dos dados em gráficos, conforme foi apresentado no diagrama de blocos do item 4.3 do Capítulo 4.

5.3 - Painei principal do “instrumento virtual”

A forma final do “instrumento virtual” implementado em linguagem LabVIEW™ 5.1 é mostrado na Figura 5.2.

FIGURA 5.2 – Painei Principal do “Instrumento Virtual” para a aquisição e armazenagem dos dados do deslocamento da MAR

Como pode ser observado na Figura 5.2, este painel apresenta janelas para programação dos parâmetros para a aquisição de dados, sendo

que foi inserida a coleta de 1.000 pontos por segundo para a elaboração dos gráficos. O painel apresenta também dois registradores gráficos, sendo o primeiro referente à coleta de sinal sem filtro e o segundo já apresenta um sistema de filtragem mencionado anteriormente. Os gráficos marcam a variação de tensão pelo número de pontos coletados com relação ao tempo.

5.4 - Avaliação do desempenho da MAR

Antes de iniciar o experimento, foi realizada a usinagem de um disco de diâmetro de 150mm por 20mm de espessura, fixado na própria base flexível da MAR. O objetivo foi garantir a planicidade da superfície a ser deslocada pelos atuadores piezelétricos, garantindo assim medidas reais que possam exprimir o comportamento do deslocamento da MAR durante o acionamento dos atuadores. A Figura 5.3, mostra a base flexível onde foi fixado o disco faceado.

FIGURA 5.3 – Base flexível da MAR

Inicialmente foi identificada a amplitude dos “ruídos do ambiente”, das variações presentes no sistema e também da vibração causada pelo atrito do contato do sensor de posição (LVDT) com a superfície a ser medida, conforme mostra a Figura 5.4.

FIGURA 5.4 – Sinal de variações presentes no sistema

Pode ser visualizado na Figura 5.4a, através do gráfico, o erro com relação a amplitude máxima ($30\mu\text{m}$) do sinal coletado no deslocamento que a MAR deverá obter. A Figura 5.4(b), mostra o erro máximo em μm que pode ocorrer durante a coleta de dados. Esta figura além de mostrar o erro de $2\mu\text{m}$, causado por variações presentes no sistema (erros sistemáticos e não-sistemáticos), mostra também que a planicidade da superfície onde é medido o deslocamento, está variando no máximo de $1\mu\text{m}$, descontando o erro de $2\mu\text{m}$. Esta amplitude foi medida com as rotações de 30rpm, 500rpm

e 1000rpm, e todas apresentaram o mesmo comportamento. Este erro na coleta de dados não é significativo para a análise proposta e pode ser minimizado com a utilização de sensores de posição capacitivos ou laser interferométrico de curso reduzido.

Após esses cuidados tanto de proporcionar que a superfície a ser medida estivesse plana quanto da quantificação dos erros presentes no sistema, foi iniciado o teste experimental.

Análise da MAR em relação ao protótipo de MONTANARI (1999)

Como já mencionado, a primeira parte das análises a serem feitas é em relação ao protótipo simulado num referencial estático. Este protótipo tem os mesmos atuadores piezelétricos (P410.30) e a mesma base flexível que a MAR.

Inicialmente é importante salientar que foi feita uma análise cinemática criteriosa, utilizando matrizes de transformação homogênea. O conjunto de equações que relacionam o deslocamento individual de cada atuador e o deslocamento angular desenvolvido na base flexível é dado por:

$$dA = -d - l \cos 60^\circ \sin \theta_1 \cos \theta_2 - l \sin 60^\circ \sin \theta_2$$

$$dB = -d - l \sin \theta_1 \cos \theta_2$$

$$dC = -d - l \cos 60^\circ \sin \theta_1 \cos \theta_2 + l \sin 60^\circ \sin \theta_2$$

Onde:

d – translação do ponto central do posicionador na direção Z

θ_1 – giro em relação ao eixo X

θ_2 – giro em relação ao eixo Y

dA, dB, dC – deslocamento dos atuadores A, B, C, respectivamente

A Figura 5.5 mostra a vista em planta do posicionador onde estão alocados os ângulos θ_1 e θ_2 , a origem do sistema de coordenadas e os eixos X e Y.

FIGURA 5.5 – Posição do sistema absoluto de coordenadas OXYZ no posicionador e os ângulos de rotação em torno de X e Y – vista em planta

A Figura 5.6 mostra a vista frontal do posicionador com a origem do sistema de coordenadas e os eixos X e Z.

FIGURA 5.6 – Posição do sistema absoluto de coordenadas OXYZ no posicionador – vista frontal

As equações foram apresentadas de forma resumida, pois seu desenvolvimento através das matrizes de transformação homogênea foi analisado detalhadamente em MONTANARI (1999).

Alguns gráficos obtidos por MONTANARI (1999) em seus testes, com referencial estático, serão mostrados para servir de parâmetro com o intuito de verificar a funcionalidade da MAR num referencial que tem movimento de rotação. O primeiro gráfico é mostrado na Figura 5.7.

Análise I

FIGURA 5.7 – Comportamento do deslocamento do protótipo variando o ângulo θ_1 e fixando o ângulo θ_2 (MONTANARI, 1999)

Pode ser observado na Figura 5.7, que o gráfico gerado considerou a variação do ângulo θ_1 , ou seja, somente o atuador B foi acionado, deixando os pontos A e C como pontos fixos. Com esta condição, foi obtido um deslocamento máximo da base flexível do protótipo com amplitude de 30 μm .

A Figura 5.8 mostra um teste realizado com a MAR, com o objetivo de comparação com o teste apresentado pela Figura 5.7.

FIGURA 5.8 – Deslocamento da MAR a 500rpm com tensão de alimentação de 800V para o atuador B.

Com relação a Figura 5.8, o teste da MAR considerou a rotação de 500rpm e uma tensão de alimentação para o atuador B de 800V, deixando também os pontos A e C como pontos fixos, para que haja a similaridade entre os testes feitos no referencial estático, MONTANARI (1999), e no referencial giratório, MAR. Pode ser observado que houve também um deslocamento máximo da base deformável da MAR com uma amplitude de 30 μm .

Discussão da Análise I

A MAR (no referencial rotativo) obteve o mesmo desempenho com relação a amplitude de deslocamento, 30 μm , comparado com o protótipo no referencial estático de MONTANARI (1999).

Análise II

A Figura 5.9 mostra outro teste realizado pelo protótipo com relação ao referencial estático.

FIGURA 5.9 – Comportamento do deslocamento do protótipo variando os ângulos θ_1 e θ_2 (MONTANARI, 1999)

Pode ser observado na Figura 5.9 que o gráfico gerado considerou a variação dos ângulos θ_1 e θ_2 , ou seja, os atuadores A e B foram acionados, deixando o ponto C como ponto fixo. Com esta condição foi obtido um deslocamento máximo da base flexível do protótipo, MONTANARI (1999), com amplitude de $25\mu\text{m}$.

A Figura 5.10 mostra um teste realizado com a MAR, com o objetivo de comparação com o teste apresentado pela Figura 5.9.

FIGURA 5.10 – Deslocamento da MAR a 1000rpm com tensão de alimentação de 800V simultaneamente para os atuadores A e B.

Com relação a Figura 5.10, o teste da MAR considerou a rotação de 1000rpm e uma tensão de alimentação para os atuadores A e B de 800V, deixando também o ponto C como ponto fixo, para que houvesse a similaridade entre os testes feitos no referencial estático, MONTANARI (1999), e no referencial giratório, MAR. Pode ser observado que houve também um deslocamento máximo da base deformável da MAR com uma amplitude de 25 μ m.

Discussão da Análise II

A MAR (no referencial rotativo) obteve o mesmo desempenho com relação à amplitude de deslocamento, 25 μ m, comparado com o protótipo no referencial estático de MONTANARI (1999).

Análise da MAR entre diferentes rotações e tensões de alimentação dos atuadores

Como já mencionado, a segunda parte das análises será feita através da verificação do comportamento do deslocamento da MAR, com relação a diferentes rotações e tensões de alimentação dos atuadores piezelétricos, empregadas durante o teste experimental. Para tal, serão apresentados os gráficos com as rotações empregadas na MAR de 30rpm, 500rpm e 1000rpm, com tensões de alimentação para os atuadores piezelétricos que variam de 200V, 400V, 600V e 800V.

Foram realizados um total de 36 ensaios alternando as variáveis de rotação (3 condições), tensão de alimentação dos atuadores (4 condições) e atuadores (3 condições, atuador A, atuador B e atuadores A e B simultaneamente). Serão mostrados apenas alguns gráficos para que seja feita a análise proposta.

Análise III

A análise III consistirá em escolher uma tensão (400V) e um atuador (A) para diferentes rotações (30rpm, 500rpm e 1000rpm). O objetivo desta análise é mostrar que a rotação não altera a amplitude de deslocamento da base flexível da MAR, como mostra a Figura 5.11.

FIGURA 5.11 – Deslocamento da MAR a 30rpm, 500rpm e 1000rpm com tensão de alimentação de 400V para o atuador A

Como pode ser observado na Figura 5.11, as amplitudes do deslocamento da base deformável da MAR para os três gráficos foram de $15\mu\text{m}$.

Discussão da Análise III

A rotação não altera a amplitude de deslocamento da base deformável da MAR.

Análise IV

A análise IV consistirá em escolher uma tensão (600V) e uma rotação (500rpm) para os dois atuadores (A e B). O objetivo desta análise é mostrar que os dois atuadores quando são acionados de forma independente (primeiro é acionado o atuador A e é feita a coleta de dados, zerando em seguida a tensão deste atuador; em seguida é acionado o atuador B e é feita a coleta de dados) provocam o mesmo comportamento com relação à amplitude de deslocamento da base deformável da MAR, como mostra a Figura 5.12.

Como poderá ser observado na Figura 5.12, as amplitudes do deslocamento da base deformável da MAR para os dois gráficos foram de $22\mu\text{m}$.

Discussão da Análise IV

Independente dos atuadores piezelétricos que são acionados (A ou B), não há alteração na amplitude do deslocamento da base deformável da MAR.

FIGURA 5.12 – Deslocamento da MAR a 500rpm com tensão de alimentação de 600V para os atuadores A e B

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

O microposicionamento de elementos em máquinas-ferramenta de ultraprecisão durante a usinagem é fundamental porque, além de fazer o posicionamento relativo ferramenta/peça, também atua na compensação de erros sistemáticos presentes, mantendo assim um rígido controle do perfil que está sendo usinado. Para conseguir este nível de precisão é necessário o desenvolvimento de dispositivos de microposicionamento que possibilitem o deslocamento angular, durante o processo de usinagem, da ordem de micrometros, a fim de obter o desempenho requerido no final do processo de fabricação de ultraprecisão.

Este trabalho apresentou o projeto, a construção e a análise de uma mesa angular rotativa (MAR), objetivando a sua utilização no microposicionamento de peças durante a usinagem de ultraprecisão.

O principal desafio foi a energização dos atuadores piezelétricos, uma vez que a MAR deve ser acoplada à árvore no torno CNC ASG 2500 Rank Pneumo, em uma placa de fixação por vácuo, que tem movimento de rotação, sendo que os atuadores piezelétricos são alimentados por uma corrente elétrica de 50mA com tensão na faixa de 0 a 800V. Portanto, a preservação da passagem de corrente elétrica é primordial para garantir o

desempenho desejado do deslocamento dos atuadores durante seu acionamento. Da configuração inicial (fonte de alimentação ligada diretamente ao atuador), acrescentaram-se escovas e anéis coletores para ligar a fonte aos atuadores piezelétricos. Para que pudesse ocorrer passagem confiável de corrente elétrica, foram empregados porta-escovas duplos, cujas principais características são a pressão de contato dada por molas; escovas compostas por 35% de grafite e 65% de prata e anéis coletores de cobre revestidos em prata. Além disso, todo o sistema foi isolado eletricamente e aterrado com o intuito de evitar a criação de correntes elétricas “parasitas”, que pudessem interferir no acionamento dos atuadores piezelétricos.

Para validar o projeto foram realizados diversos testes experimentais e depois foram analisados conforme descrito no Capítulo 5. Foram feitas quatro análises que possibilitaram validar a funcionalidade da MAR num sistema rotativo, já que existia a concepção de um projeto que atuava num sistema estático.

As quatro análises do Capítulo 5 são descritas a seguir:

Análise I

A MAR (no referencial rotativo) obteve o mesmo desempenho com relação à amplitude de deslocamento comparado com o protótipo (no referencial estático) variando o ângulo θ_1 e fixando o ângulo θ_2 .

Análise II

A MAR (no referencial rotativo) obteve o mesmo desempenho com relação à amplitude de deslocamento comparado com o protótipo (no referencial estático) variando os ângulos θ_1 e θ_2 .

Análise III

As diferentes rotações empregadas não alteram a amplitude de deslocamento da base deformável da MAR.

Análise IV

Independente dos atuadores piezelétricos que são acionados (A ou B), não há alteração na amplitude de deslocamento da base deformável da MAR.

Essas quatro análises garantem a funcionalidade da MAR para um sistema rotativo com o mesmo desempenho obtido com relação a um referencial estático, ou seja, permite obter amplitude de deslocamento da base deformável da MAR de até 30 μ m, a uma rotação máxima da placa do torno, por motivo de segurança, de 1000rpm. Validando ainda que a transmissão da corrente elétrica para os atuadores piezelétricos utilizando um sistema de escovas e anéis coletores foi eficiente, bem como o sistema de isolamento elétrico e aterramento de todo o conjunto.

Conclui-se que o objetivo de desenvolver uma mesa angular rotativa para posicionar elementos com alto grau de exatidão e rapidez durante a usinagem de ultraprecisão foi atingido. Isso permite realizar trabalhos como a usinagem de peças de formas complexas, posicionando-as com alta resolução e repetibilidade durante a usinagem de ultraprecisão.

Para aperfeiçoar ainda mais o desenvolvimento desta mesa angular rotativa, são apresentadas a seguir algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Adaptar este projeto para que a MAR seja a própria placa de fixação a vácuo do torno CNC ASG 2500 Rank Pneumo do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC – USP.

- Aplicar técnicas modernas de controle para os atuadores piezoelétricos, como PID *feed forward*, lógica difusa, etc.
- Viabilizar a utilização do sistema interferométrico WYKO, possibilitando a realização de testes e do desenvolvimento de algoritmos de correção de planicidade baseados em inteligência artificial, capazes de interpretar as imagens e gerar os sinais de comando e correção dos atuadores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASANO, S. & GOTO, T. (1991). Micropositioning stage of 6 degree-of-freedom with nanometer resolution. *Progress in Precision Engineering*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, Germany.
- BANKS, D. (1999). Introduction to microengineering. *Machine shop guide archive*, June.
- BURATO, C. U.; DUDUCH, J. G. & MONTANARI, L. (2002). Aspectos de projeto de uma mesa angular rotativa para correção dimensional durante a usinagem de ultraprecisão. (CD ROM). In: II CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, João Pessoa. Universidade Federal da Paraíba, capítulo 12, referência CPB0658.
- CAMPOS RÚBIO, J.C.; DUDUCH, J. G. & VIEIRA PORTO, A. J. (1996). Acionamento direto de ferramentas de corte em máquinas de ultraprecisão. In: VII CONGRESSO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA, Valdivia. Universidad Austral de Chile, p. 263-266, oct.
- CAMPOS RÚBIO, J.C.; DUDUCH, J. G. & VIEIRA PORTO, A. J. (1997). Utilização de atuadores e servomotores translativos no acionamento direto de máquinas-ferramenta. (CD ROM). In: VII CONGRESSO IBERO AMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Havana. ISPJAE.
- CAMPOS RÚBIO, J.C. (2000). *Projeto, construção e avaliação de microposicionadores para usinagem de ultraprecisão*. São Carlos. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

CARBONE LORRAINE (2001). *Products for brushes and brushes-supports*. (CATALOG). France.

CRAIG & YODEN. (1991). An evaluation of ultraprecision machine tools countourning performance last test. *Progress in Precision Engineering*, Springer-Verlag Berlin, Helderberg, Germany.

DeBRA, D.B. (1992). Vibration isolation of precision machine tools and instruments. *Annals of the CIRP*, v.41/2.

DOW, T.; MILLER, M. & FALTER, P. (1991). Application of fast tool servo for diamond turning of nonrotationally symmetric surfaces. *Precision Engineering*, v.13, n.4, p.243-49.

DUDUCH, J. G. (1993). *Some critical aspects of machine design and performance for the machining of brittle materials*. Cranfield. Thesis (Ph. D). Cranfield Institute of Technology.

HALE, L. C. & SLOCUM, A. H. (2001). Optimal design techniques for kinematic couplings. *Precision Engineering*, v.25, p.114-127.

HÖHNE, G. (1990). Projeto de instrumentos em mecânica de precisão. Florianópolis. Apostila do curso de pós-graduação em engenharia mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina.

HORIKAWA, O. (2000). *Características de projeto de sistemas mecatrônicos*. São Paulo. Tese (Livre Docência) - Universidade de São Paulo.

IKAWA, N.; DONALDSON, R. R.; KOMANDURI, R.; KÖNIG, W.; MKEOWN, P. A.; MORIWAKI, T. & STOWERS, I. F. (1991). Ultraprecision metal cutting: the past, the present and the future. *Annals of the CIRP*, v.40/2.

ITAO, K. (1993). Precision mechanisms for mechatronics systems. *International Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, v.27, n.4, p.315-8.

JUHAS, L.; VUJANIC, A.; ADAMOVIC, N.; NAGY, L. & BOROVAC, B. (2001). A platform for micropositioning based on piezo legs. *Mechatronics*, v.11, p.869-97.

KAYDON Company. (2001). *The slip ring group*. (CATALOG). USA

KIM, H. S.; JEONG, K. S. & LEE, D. G. (1997). Design and manufacture of a three-axis ultra-precision CNC grinding machine. *Journal of Materials Processing Technology*, v.71, p.258-66.

KISTLER INSTRUMENT Corporation. (1999). *Products for micropositioning*. (CATALOG). USA

LEE, R. T.; CHIOU, Y. C. & LIN, Y. W. (1999). Study on slip displacement and stick-slip characteristics in reciprocating friction drive system. *Tribology International*, v. 32, p. 97-106.

LEE, S. Q. & GWEON, D.G. (2000). A new 3-DOF Z-tilts micropositioning system using electromagnetic actuator and air bearings. *Precision Engineering*, v.24, p.24-31.

LICHTBLAU, M. (1989). *Uma contribuição ao estudo da dinâmica de posicionadores*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

LITON Poly-Scientific. (1997). *Products for electrical movement*. (CATALOG). USA

MASON, F. (2000). Cast polymer machine bases. *Machine shop guide archive*, June.

MEKID, S. & BONIS, M. (1997). Conceptual design and study of high precision translational stages: application to an optical delay line. *Journal of ASPE*, v.21, p. 29-35.

MEKID, S. (2000). High precision linear slide. Part I: design and construction. *Machine Tools & Manufacture*, v.40, p.1039-50.

MONTANARI, L. (1999). *Técnicas de projeto aplicadas no desenvolvimento de um microposicionador angular*. São Carlos. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

NATIONAL INSTRUMENTS, Inc. (1999). *Simulink* - for use with LabVIEW™. Texas – USA.

NEW WAY MACHINE COMPONENTS, Inc. (2000). *Products for air bushings*. (CATALOG). USA

OIWA, T. (1999). New coordinate measuring machine featuring a parallel mechanism. *Proc. of 1st International Conference EUSPEN*, v.2, p 320-23.

PHYSIK INSTRUMENTE (1992). *Products for micropositioning*. (CATALOG). Germany

PORTMAN, V. & PESCHANSKY, B. (2001). Phase-statistical method and device for high precise and high-efficiency angular measurements. *Precision Engineering*, v.25, p.309-15.

- PORTO, A. J. V. (1995). *Diagnóstico do processo de fabricação da operação de torneamento de face de ultraprecisão em cobres e ligas de alumínio*. São Carlos. Tese (Livre Docência) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- PRITSCHOW, G. & PHILIPP, W. (1990). Direct drives for high-dinamic machine tool axes. *Annals of the CIRP*, v.41/1.
- PURQUÉRIO, B. M.; PENTEADO, L. A.; FRANÇA, S. C. & FORTULAN, C. A. (1994). Máquina de ultraprecisão: um projeto desenvolvido no Brasil. *Máquinas & Metais*, p.152-63, mar.
- RO, P. I. & HUBBEL, P. I. (1992). Nonlinear micro-dynamic behavior of a ball-screw driven precision slide system. *Precision Engineering*, v.14, n.4.
- SANTOS, D. L. (1997). *Um algoritmo para comando de uma mesa de microposicionamento angular usando interferometria*. São Carlos. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- SILVA, E. C. N. & BUIOCHI, F. (2000). Optimization applied to the design of flextensional piezoelectric actuators. *Anais do Congresso Brasileiro de Automática*, set.
- SLOCUM, A. H. (1992). *Precision Machine Design*. New Jersey, Prentice-Hall, Inc.
- SMITH, S. & CHETWYND, D. (1992). Foundations of ultraprecision mechanism design. *Gordon and Breach Science Publishers*, Yverdon.

- SUNAR, M.; HYDER, S. J. & YILBAS, B. S. (2001). Robust design of piezoelectric actuator for structural control. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v.190, p. 6257-70.
- TANIGUCHI, N. (1983). Current status in, and future trends of ultraprecision machining and ultrafine materials processing. *Annals of the CIRP*, v.32, n.2, p.573-82.
- TAVARES, R. C. (1995). *Projeto de um posicionador submicrométrico para litografia óptica*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Santa Catarina.
- THOMPSON, D. C.; CHRISLOCK, J. & NEWTON, L.E. (1982). Development of an inexpensive, high – accuracy diamond turning machine. *Precision Engineering*, v.4, n.2, p.73-7, Apr.
- TÖNSHOFF, H. K.; WULFSBERG, J. P.; KALS, H. J. J.; KÖNIG, W. & van LUTTERVELT. (1988). Development and trends in monitoring and control of machining processes. *Annals of the CIRP*, v.37, n.2, p.611-22.
- VÁSQUEZ, J. A. R. (1994). *Desenvolvimento de um posicionador de ultraprecisão*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.
- WANG, D. & RUI, Y. (2000). Simulation of the stick-slip friction between steering shafts using ADAMS/PRE. Reserch & Vehicle Technology Ford Motor Company, International ADAMS uses Conference.
- WATANABE, F. Y. (1992). *Desenvolvimento de um atuador hidrostático diferencial e de um sensor optoeletrônico para posicionamento linear de precisão*. São Carlos. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

WECK, M.; BISPINK, T. & PYRA, M. (1991). *Analyzing the dynamics performance of high precision machine*, Tutorial, IPT, Aachen.

WECK, M. & BISPINK, T. (1991). Examination of high precision slow-motion feed-drive systems for the submicrometre range. *Progress in Precision Engineering*, Springer-Verlag, Heidelberg.

WECK, M.; LUDERICH, J.; WIENERS, A. & VOS, M. (1998). Comparação das características de fusos e guias aerostáticos, hidrostáticos e de elementos rolantes. *Máquinas & Metais*, n.390, p.48-57, jul.

WEINGAERTNER, W. L. (1992). *Desenvolvimentos na usinagem de ultraprecisão*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

YUIL-BEARING SYSTEM Co., Ltd. (2001). *Products for roller guide*. (CATALOG). Korea.