Campus de São Carlos

PROJETO, CONSTRUÇÃO E AVALIAÇÃO DE
MICROPOSICIONADORES PARA USINAGEM
DE ULTRAPRECISÃO

JUAN CARLOS CAMPOS RUBIO

Orientador: Prof. Dr. Jaime Gilberto Duduch

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS**

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

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 14/6/2000

Ass:

**Projeto, Construção e Avaliação de
Microposicionadores para Usinagem de
Ultraprecisão**

Juan Carlos Campos Rubio, Eng. Mecânico, M. Eng.

Orientador: Prof. Jaime Gilberto Duduch, Eng. Mec., M. Sc., Ph.D.

Tese apresentada à Escola de
Engenharia de São Carlos,
Universidade de São Paulo, como
parte dos requisitos para obtenção
do Título de Doutor em
Engenharia Mecânica

Class.	TESE
Cutt.	1110
Tombo	0122100

S/S 1084447

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC/USP

C198p Campos Rubio, Juan Carlos
Projeto, construção e avaliação de
microposicionadores para usinagem de ultraprecisão
/ Juan Carlos Campos Rubio. -- São Carlos, 2000.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São
Carlos-Universidade de São Paulo, 2000.
Área: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Jaime Gilberto Duduch.

1. Microposicionadores de ultraprecisão. 2. Projeto.
3. Dinâmica. 4. Controle digital. 5. Algoritmos
híbridos. I. Título.

*Ação sem conhecimento é tolice,
conhecimento sem ação é inútil.*

Sathya Sai Baba

DEDICATORIA:

- Aos meus pais Holanda e Juan pelo exemplo e dedicação;
- Aos meus irmãos Claudio, Roxana e Laura pelo incentivo;
- À minha esposa Marta pelo carinho e apoio constante;
- À minha filha Claudia Victoria e meus sobrinhos
Andres, Daniel e Tomas, o futuro.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por mais este privilégio.

Ao Prof. Dr. Jaime Gilberto Duduch pela orientação, confiança e amizade.

Ao Prof. Dr. Arthur José Vieira Porto pela ajuda sempre que necessária.

Ao meu amigo Dr. Fernando G. Santoro pelas sugestões, discussões e empenho em ajudar-me durante a realização desse trabalho.

À minha amiga e colega Eng^a. Luciana Montanari pela valiosa colaboração e empenho na confecção e montagem dos protótipos.

Aos amigos e companheiros do Laboratório de Engenharia de Precisão, Gustavo, Helder, Renato, Rogério, Pagotto e Tsukamoto pelo ótimo ambiente de trabalho proporcionado, além da paciência e ajuda na confecção deste trabalho.

Aos amigos de sempre pelas boas risadas nos momentos fáceis e apoio nos difíceis.

A todos os professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC/USP.

À D. Arminda e Sr. Renato Jensen pelo carinho e atenção com que receberam a mi e minha família na nossa chegada a São Carlos.

Ao CNPq pela bolsa recebida.

À FAPESP, pelo financiamento da parte experimental deste trabalho através do projeto N° 1998/10348-2.

A todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	vi
LISTAS DE TABELAS	xvi
LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xvii
LISTAS DE SÍMBOLOS	xviii

RESUMO	xxi
--------	-----

ABSTRACT	xxii
----------	------

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Considerações Gerais	01
1.2 - Formulação do Problema	06
1.3 - Justificativas do Trabalho	16
1.4 - Objetivos do Trabalho	23
1.5 - Organização da Tese	24

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: FUNDAMENTOS PARA PROJETO EM ENGENHARIA DE PRECISÃO

2.1 Introdução	26
2.1.1. - Avaliação da Alta precisão	29
2.1.2.1. – Precisão Dimensional	30
2.1.2.2. – Precisão Geométrica	31
2.1.2.3. – Acabamento Superficial	31
2.1.2.4. – Precisão Cinemática	32
2.1.3. - Porque Alta precisão?	33

2.2 . - Projetos em Engenharia de Precisão	35
2.2.1 - Método Proposto para Realização de Projetos em Engenharia de Precisão	37
2.2.2 - Etapa de Análise das Necessidades - Projeto Sistemático	39
2.2.3 - Etapa de Análise Funcional	40
2.2.4 - Etapa de Definição dos Riscos e Otimização	45
2.2.5 – Considerações de Fabricação	46
2.3 - Teorias de Projeto para Engenharia de Precisão	48
2.3.1 - Sistema de Medição	48
2.3.2 – Isolamento das Fontes de Distúrbio	50
2.3.3 – Princípio da Independência Funcional	51
2.3.4 – Princípio do Projeto Total	52
2.3.5 – Princípio da Folga Nula	54
2.3.6 – Princípio de Abbe	56
2.3.7 – Princípio da Estrutura Metrológica	57
2.3.8 - Princípio de correção de erros	59
2.3.9 - Princípio de minimização das deformações térmicas	62
2.3.10 - Princípio para seleção de materiais	66
2.3.11 - Princípio do laço estrutural	74
2.3.12 - Princípio do acionamento cinemático	76
2.3.13 - Princípio do projeto cinemático	79
2.3.14 - Princípio do movimento suave	83
2.3.15 - Princípio da redução	88
2.3.16 - Princípio do efeito filtro	91
2.3.17 - Princípio da Simetria	94
2.4 – Conclusões preliminares	95

CAPÍTULO 3 - MICROPOSICIONADORES PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO

3.1 Introdução	96
3.2 - Elementos Mecânicos	99

3.2.1 – Frequência Natural Mecânica	100
3.2.2 – Amortecimento	101
3.2.3 – Grupos Funcionais de Componentes Mecânicos	101
3.3 Sistemas de Medição	102
3.4 Sistemas de Controle	103
3.4 Sistemas de Acionamento	104
3.4.1. - Servomotores em Máquinas-Ferramenta	105
3.4.2. - Servomotores Lineares ou Translativos	107
3.4.2.1 - Servomotores de Passo Lineares (Linear Step Motors)	107
3.4.2.2 - Motores Lineares Sem Escovas (Brushless Linear Motors)	109
3.4.2.3 - Motores Lineares Tipo Bobina Móvel	110
3.4.3 - Atuadores Lineares	113
3.4.3.1 - Atuadores Piezoelétricos	114
3.4.3.2 - Atuadores Magnetoestrutivos.	121
3.5 - Amplificadores de Potência	125
3.5.1 - Amplificadores Lineares	126
3.5.2 - Amplificadores Chaveados	127
3.5.2.1 - Amplificadores Tiristorizados – SCR	128
3.5.2.2 - Amplificadores Transistorizados – PWM	129
3.6.- Comentários e Conclusões Preliminares	130

CAPÍTULO 4 - ALTERNATIVAS EM TÉCNICAS DE PROJETO PARA SISTEMAS DE CONTROLE EM ULTRAPRECISÃO

4.1 - Fundamentos de Controle	132
4.2 - Controle Analógico vs Digital	136
4.3 Controle de Movimento em Posicionadores	139
4.3.1 Microprocessadores e o Controle Digital do Movimento	139
4.3.2 Controle de Movimento Centralizado vs Distribuído	141

4.3.3 - Processadores de Sinais Digitais – DSP (<i>Digital Signal Processor</i>)	143
4.4 Controle de Máquinas e Equipamentos de Ultraprecisão	144
4.5 – Compensadores	146
4.5.1 – Controladores P e PID	146
4.5.2 - Laço <i>Feed Forward</i> ou de Alimentação Direta	149
4.5.3 – Lógica Difusa	151
4.5.4 – Redes Neurais Artificiais	157
4.6 - Comentários e Conclusões Preliminares	162

CAPÍTULO 5 - PROJETO DE CONTROLADORES:

MODELAGEM E SIMULAÇÃO

5.1 - Introdução	164
5.2. Sistema Microposicionador	165
5.3 - Modelagem do Microposicionador	166
5.3.1 - Elementos Mecânicos Móveis (Porta-Ferramenta)	167
5.4 - Estudo de um Sistema de Controle de Movimento	168
5.4.1 - Rede de Atraso (Filtro Lead-Lag)	169
5.4.2 - PID	169
5.4.3 - PID com feedforward	170
5.4.4 - Lógica Difusa	170
5.4.5 - Redes Neurais Artificiais - Modelo NGUYEN-WIDROW	174
5.4.6 - Mapeamento da Tabela Difusa através de Redes Neurais	177
5.4.7 - Controlador Híbrido "PI Difuso + D"	178
5.4.7.1 - Concepção do Controlador Híbrido	179
5.4.7.2 - Equacionamento do Controlador Híbrido "PI Difuso + D"	181
5.5 - Simulação Numérica	184
5.6 – Comentários e Conclusões	188

CAPÍTULO 6 - ESTUDO DE CASO:**PROTÓTIPOS DE MICROPOSICIONADORES**

6.1 Introdução	191
6.2. Mesa Niveladora Sub-micrométrica	192
6.2.1 Metodologia de Projeto	192
6.2.1.1. Análise Funcional e Procura de Soluções	193
6.2.1.2. Análise de valor	196
6.2.1.3. Etapa de definição dos riscos e otimização	199
6.2.3 Modelo Cinemático	199
6.2.4 Simulação Numérica	204
6.2.5 Microposicionador Angular	209
6.3 Porta-Ferramenta Ativo	210
6.4 - Comentários e Conclusões	213

CAPÍTULO 7 - AVALIAÇÃO E TESTES EXPERIMENTAIS:**RESULTADOS E DISCUSSÕES**

7.1 Introdução	218
7. 2 Estudo de não-linearidades	219
7.3 Avaliação do Desempenho Geométrico da Mesa Niveladora	220
7.4 Avaliação do Algoritmos de Controle Proposto	222
7.5 Discussão dos Resultados	230

CAPÍTULO 8 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS**FUTUROS**

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	238
-----------------------------------	------------

LISTA DE FIGURAS

Capítulo 1

Figura 1.1 - Desenvolvimento da Precisão Alcançável em Máquinas de Fabricação e Instrumentos de medição (TANIGUCHI, 1983).	02
Figura 1.2 - Elementos característicos e parâmetros de um torno de precisão e de ultraprecisão.	05
Figura 1.3 - Influência da tecnologia de corte	07
Figura 1.4 - Elemento Óptico de Difração tipo Lente de Fresnel segundo YAMAZAKI et al (1992).	08
Figura 1.5 - Parâmetros de um torno de precisão.	09
Figura 1.6 - Diagrama de Corte Ortogonal Dúctil (BLAKE, 1989)	10
Figura 1.7. - Componentes de um Microposicionador para Retificação de Ultraprecisão proposto por McKEOWN et al. (1990).	11
Figura 1.8 - Correlação entre os desvios de trajetória e a topografia superficial da peça5 (WECK & BISPINK, 1992).	11
Figura 1.9 - Esquema Geral do Montagem de Microposicionadores em Máquinas-Ferramenta.	18
Figura 1.10 - Porta-ferramenta modular para microposicionamento.	19
Figura 1.11 - Configuração Final Pretendida.	22

Capítulo 2

Figura 2.1 - Relação entre precisão e vida útil das máquinas-ferramenta (NAKAZAWA, 1994).	34
Figura 2.2 - Domínio da engenharia de precisão, união entre as diversas áreas envolvidas visando a obtenção de produtos com características superiores.	36
Figura 2.3 - Fusão tecnológica e função do especialista em engenharia de precisão.	37
Figura 2.4 – Metodologia adotada para o desenvolvimento de projetos em engenharia de precisão.	39

Figura 2.5. – Árvore Funcional de Decisão segundo o Modelo de Marples (EVBUOMWAN et al, 1996).	41
Figura 2.6 – Passos da avaliação das variantes (HÖHNE, 1990).	43
Figura 2.7 - Metodologia de projeto em engenharia de precisão.	47
Figura 2.8 – Isoladores Passivos: (a) Equipamento para o isolamento de vibrações; (b) Determinação do centro de massa para isoladores passivos (NEWPORT, 1997).	50
Figura 2.9 – Configuração do módulo de apalpação de uma máquina de medir por coordenadas (HIKADA et al, 1999).	52
Figura 2.10 – Efeito do deslocamento axial da garra no encaixe da uma peça. (a) robô convencional; (b) nova configuração; (c) robô SCARA projetado para atender o novo requisito funcional (MURAYAMA et al, 1999).	54
Figura 2.11 – Mecanismos de posicionamento: a) Guias de flexão tipo paralelas, com folga nula; b) Guias de rolos com sistema de ajuste e pré-carga, (NAKAZAWA, 1994).	55
Figura 2.12 – Medição de um deslocamento onde o princípio de Abbe não é satisfeito (SMITH & CHETWYND, 1992).	57
Figura 2.13 – Sistema de posicionamento de ferramenta de corte, cujo sistema de medição é baseado em uma Estrutura Metrológica (RUBIO et al, 1996).	58
Figura 2.14 - Correlação entre os desvios de trajetórias com a topografia superficial da peça (WECK & BISPINK, 1992).	59
Figura 2.15 – Correção do erro em posicionadores.	60
Figura 2.16 - Modelo dinâmico para prever deformações térmicas em uma máquina fresadora (NAKAZAWA, 1994).	61
Figura 2.17 – Correção de erros não repetitivos utilizando estrutura metrológica (DUDUCH, 1993).	62
Figura 2.18 – Controle ambiental de uma máquina de ultraprecisão por meio de banho de óleo (oil shower) (BRYAN et al., 1971 Apud NAKAZAWA, 1994).	64
Figura 2.19 – Minimização do efeito da variação da temperatura através	

de modificações de projeto do eixo árvore de uma máquina de ultraprecisão. (a) eixo árvore de cerâmica vítrea (NAKAZAWA, 1994); (b) mancal com apoios simétricos (WEINGAERTNER, 1992).	65
Figura 2.20 – Gráfico logarítmico do módulo de elasticidade e densidade do material, mostrando o conceito de Ashby (SMITH & CHETWYND, 1994).	69
Figura 2.21 – Influências da rigidez e da geometria na deformação (HAFERKORN, 1993).	70
Figura 2.22 – Esquema representativo de um laço estrutural.	74
Figura 2.23 – Redução do laço estrutural em um centro de usinagem de ultraprecisão. (a) máquina convencional, vista de frente; (b) máquina otimizada, vista superior (NAKAZAWA, 1994).	75
Figura 2.24 – Melhoria da rigidez do laço estrutural através da restrição de movimento. (a) erro causado pela inclinação das guias aerostática; (b) concepção de laço estrutural fechado (SAWADA et al, 1995).	76
Figura 2.25 – Contato esfera – plano para isolar o acionamento dos distúrbios laterais e angulares (HOCKEN, 1995).	77
Figura 2.26 – Mecanismo de transmissão de movimento para evitar movimentos laterais ou angulares (McKEOWN, 1989).	78
Figura 2.27 – Acionamento por cabo (SMITH & CHETWYND, 1994).	78
Figura 2.28 – Sistema de acionamento por atrito (BRYAN, 1979b).	79
Figura 2.29 – Locação de restrições de 6 graus de liberdade: (a) Acoplamento de Kelvin ; (b) Acoplamento de Maxwell (SLOCUM, 1992).	81
Figura 2.30 – Fixação da estrutura de uma máquina (NAKAZAWA, 1994).	81
Figura 2.31 - Máquina de Usinagem de Ultraprecisão da Loadpoint Limited.	82
Figura 2.32 – Substituição de um projeto hiperestático: (a) guias em “v” e planas, com numero excessivo de restrições;	

(b) projeto cinemático; (c) aplicação da força de movimentação em posicionador cinemático.	82
Figura 2.33 – Marcas características em torneamento provocadas por desvios nos movimentos de translação ou rotação (WECK et al., 1991).	83
Figura 2.34 – Seleção de Guias de Movimento (McKEOWN, 1989).	85
Figura 2.35 - Curvas características de atrito em guias (LICHTBLAU, 1989)	85
Figura 2.36 – Aplicação da força de acionamento fora do centro da guia (NAKAZAWA, 1994)	86
Figura 2.37 – Alívio dos esforços sobre a guia e acionamento por meio de contra-peso em um posicionador vertical.	87
Figura 2.38 - Erros Geométricos num Torno e seus Reflexos na Trajetória.	88
Figura 2.39 - Princípio da redução: (a) alavanca; (b) variante cinemática para alavanca.	89
Figura 2.40 - Princípio da redução: (a) alavanca & cunha; (b) variante cinemática para alavanca.	89
Figura 2.41 – Mecanismo para posicionamento de ultraprecisão.	90
Figura 2.42 – Posicionador translativo usando parafuso e mancal hidrostático (McKEOWN, 1989).	92
Figura 2.43 – Sistema Flexível para absorção de desalinhamento do fuso.	93
Figura 2.44 – Redução da transmissão de vibrações através do decréscimo da frequência natural do suporte, abaixo desta frequência não existe atenuação (DeBRA, 1992).	93
Figura 2.45 – Arquitetura para máquinas e instrumentos de precisão: (a) tipo C; (b) tipo "Ponte".	94

Capítulo 3

Figura 3.1 – Componentes de um sistema posicionador de alta precisão (BISPINK & WECK, 1988).	98
--	----

Figura 3.2 – Bloco diagrama de um sistema posicionador e as fontes de erro mais comuns (BISPINK & WECK, 1988).	99
Figura 3.3 - Componentes básicos de um sistema posicionador utilizando Servomotores (a) Rotativos e (b) Translativos	105
Figura 3.4. - Motor de passo linear.	107
Figura 3.5 – Comparação da operação nos modos de micropasso e passo completo em um motor de passo (PARKER AUTOMATION, 1997).	109
Figura 3.6 - Motor CC Linear tipo Brushless (LAMMERS, 1994)	110
Figura 3.7 - Atuadores tipo Voice Coil (SLOCUM, 1992).	112
Figura 3.8 - Motor Linear tipo Voice Coil utilizado para movimentação direta de uma ferramenta de corte.	113
Figura 3.9 - Efeito Piezoelétrico (PFEIFER, 1981).	114
Figura 3.10 - Tipos de Atuadores Piezoelétricos (WECK et al., 1991).	115
Figura 3.11 - Configuração Básica de um Atuador Piezoelétrico e Curva Característica (PYSIK INSTRUMENTE, 1995)	117
Figura 3.12 – Comparação entre atuadores MST e PZT, quanto a capacidade de manter a posição comandada (NEWPORT, 1995).	118
Figura 3.13 – Curva característica da resposta de atuadores eletroestrivos MST (NEWPORT, 1995).	119
Figura 3.14 - Utilização de um Atuador Piezoelétrico (SLOCUM, 1992).	119
Figura 3.15 - Esquema básico do Motor Ultra-sônico.	120
Figura 3.16 – Comportamento do atuador linear magnetoestritivo Etrema Terfenol-D quando da aplicação de um campo magnetico (GOODFRIEND, 1991)	122
Figura 3.17 - Características Técnicas de Atuador Magnetoestritivo Etrema Terfenol-D (EDGE TECNOLOGIE, 1994).	123
Figura 3.18 - Configuração Básica de um Atuador Magnetoestritivo e Curva Carcaterística (EDGE TECNOLOGIE, 1994).	124
Figura 3.19 – Microposicionador proposto por KANIZAR et al (1996).	125
Figura 3.20 – Configuração básica de amplificadores de potência: (a) tipo “H”; e (b) tipo “T” (OGATA, 1982).	126

Figura 3.21 – Formas de onda de tensão em amplificadores chaveados: (a) PWM; (b) PFM; e (c) SCR (ROBBINS & MYERS, 1989).	128
Figura 3.22 – Resposta a uma perturbação repentina de torque num sistema de controle de velocidade usando SCR.	129
Figura 3.23 – Amplificador PWM tipo ponte “H”.	130

Capítulo 4

Figura 4.1 – Sistema de comando ou de controle em malha aberta	133
Figura 4.2 – Sistema de controle em malha fechada.	134
Figura 4.3 - Problemas nos sistemas de controle digital (DOTE, 1988)	138
Figura 4.4 – Sistema básico de controle com realimentação.	140
Figura 4.5 – Diagrama de blocos da operação de um controlador.	140
Figura 4.6 – Processamento paralelo utilizando CI dedicados para o controle de movimento de cada eixo e coordenados por um processador central (CAMPOS RUBIO, 1992).	141
Figura 4.7 – Processamento série ou centralizado de um posicionador, onde todos os eixos são controlados por um único CI.	142
Figura 4.8 – Tempo de execução para os processadores na implementação de um filtro LMS segundo TOKHI & HOSSAIN (1995).	143
Figura 4.9 – Resposta característica de um sistema dinâmico sub-amortecido com sobrepassagem e erro de regime permanente.	147
Figura 4.10 – Implementação de um controlador tipo PID utilizando realimentação de posição (NEWPORT, 1995).	149
Figura 4.11 – Adição de um laço de alimentação direta (feed forward loop) em um controlador PID para diminuição do erro de seguimento (following error) e aumentar o desempenho global do sistema dinâmico.	150
Figura 4.12 – fluxograma de um algoritmo difuso (BARCZAK et al., 1993).	153
Figura 4.13 – Diferentes formatos de função de associação para um exemplo de análise de temperatura: (a) exponencial, (b) trapezoidais e (c) triangulares.	153

Figura 4.14 – Método da Desdifusificação pelo centro de gravidade	156
Figura 4.15 – Neurônio - Elemento de processamento básico de redes neurais.	159
Figura 4.16 – Algoritmo de aprendizado backpropagation em redes feed-forward típica (GUPTA & RAO, 1994).	160

Capítulo 5

Figura 5.1 - Porta Ferramenta Ativo para Usinagem de Ultraprecisão.	165
Figura 5.2 - Estrutura do Sistema Dinâmica.	166
Figura 5.3 - Rede de atraso (Filtro Lead-Lag).	169
Figura 5.4 - Filtro PID.	170
Figura 5.5 - PID + Feedforward.	170
Figura 5.6 - Estrutura de um controlador difuso (AGÜERO et al., 1990).	172
Figura 5.7 - Sistema de Controle de Posição Utilizando Controlador Difuso.	172
Figura 5.8 – Base de Conhecimento e Funções de Associação.	173
Figura 5.9 - Mapeamento das Regras para o Controlador de Posição Difuso.	174
Figura 5.10 - (a) Emulador; (b) Controlador e Emulador.	176
Figura 5.11 - Sistema de Controle de Posição Baseado em Redes Neurais.	177
Figura 5.12 - Controlador Neural Baseado em uma Tabela Difusa.	179
Figura 5.13 - Mapeamento do controlador difuso através de uma rede neural de duas camadas com 18 neurônios na camada intermediária.	179
Figura 5.14 – Diagrama de blocos de um controlador PID convencional.	182
Figura 5.15 – Diagrama de Blocos de um Controlador Híbrido "PI difuso + D".	185
Figura 5.16 – Aspecto da rede neural artificial escolhida.	186
Figura 5.17 – Mapeamento da parcela referente ao controlador difuso através de uma rede neural de duas camadas com 5 neurônios na camada intermediária	187

Figura 5.18 - Resposta ao Degrau (regime transiente)	188
Figura 5.19 – Seguimento de trajetória (rampa)	188
Figura 5.20 - Rejeição de perturbações.	189
Figura 5.21 - Resposta ao degrau dos controladores baseados em lógica difusa e redes neurais.	189
Figura 5.22 – Comparação da resposta ao degrau do controlador híbrido.	190
Figura 5.23 - Rejeição de perturbações dos controladores não-convencionais.	190

Capítulo 6

Figura 6.1 - Alternativas construtivas para posicionadores angulares cunha de encosto angular, (b) cunha de apoio semi-esférico, (c) transmissão por came, (d) posicionador micrométrico diferencial, (e) transmissões rotativas, (f) plataforma de Stewart.	197
Figura 6.2 - Configuração básica para um possível sistema de microposicionamento angular híbrido. (a) Esquema de rigidez, (b) seção de corte do posicionador.	201
Figura 6.3– Esquema do posicionador angular.	203
Figura 6.4 – Sistema absoluto de coordenadas OXYZ, segundo a regra da mão direita.	204
Figura 6.5 - Posição do sistema absoluto de coordenadas OXYZ no posicionador.	205
Figura 6.6 – Vista frontal do posicionador.	205
Figura 6.7 – Esquema do posicionador mostrando os ângulos de rotação em torno de X e Y.	207
Figura 6.8 – Variação dos ângulos θ_1 e θ_2 .	208
Figura 6.9 – Fixação do ângulo θ_2 e variação do ângulo θ_1 .	209
Figura 6.10 – Fixação do ângulo θ_1 e variação do ângulo θ_2 .	210
Figura 6.11 – Posição inicial do posicionador no referencial relativo.	211
Figura 6.12 - Mesa de microposicionamento angular piezoelétrica.	213
Figura 6.13 - Atuador magnetoestrutivo e a unidade de potência	

fornechas pela Edge Technology.	214
Figura 6.14 – Esquema de montagem do porta-ferramenta ativo.	214
Figura 6.15 - Porta-Ferramenta Ativo com Acionamento Magnetoestrictivo.	215

Capítulo 7

Figura 7.1 – Experimentos para análise do comportamento dos atuadores quanto à histerese: (a) Montagem no Talystep; (b) Curva de Histerese obtida para um atuador piezoelétrico P-410.	220
Figura 7.2 –Análise do comportamento geométrico do micro- posicionador angular. (a) Montagem no TalyRond®; (b) Afastamentos medidos em relação à superfície padrão.	221
Figura 7.3 – Vista geral dos equipamentos utilizados.	222
Figura 7.4 – Diagrama de blocos da montagem para realização de testes experimentais.	223
Figura 7.5 – Modulo de Interface Eletrônica para Amplificador de Potência.	224
Figura 7.6 - Painel Principal do Instrumento Virtual para Controle e Monitoramento do Deslocamento no Protótipo Microposicionador.	225
Figura 7.7 - Diagrama de Blocos Correspondente ao Painel Principal da Implementação do Controlador Híbrido Proposto.	226
Figura 7.8 - Diagrama Correspondente ao Bloco da Rede Neural Proposta.	226
Figura 7.9 – Sinal de ruído no regime permanente captado pelo sistema.	227
Figura 7.10 – Resposta para posicionamentos na faixa nanométrica do controlador PID “convencional”.	228
Figura 7.11 – Resposta para posicionamentos na faixa nanométrica do controlador híbrido “PI <i>difuso</i> +D”.	228
Figura 7.12 – Resposta no tempo para degraus de posicionamento de 1 μm utilizando o controlador híbrido “PI <i>difuso</i> +D”.	229

- Figura 7.12 – Resposta no tempo para degraus de posicionamento de 2 μm utilizando o controlador híbrido "PI *difuso*+D". 230
- Figura 7.13 – Resposta no tempo para degraus de posicionamento de 4 e 8 μm utilizando o controlador híbrido "PI *difuso*+D". 230

LISTA DE TABELAS

Capítulo 1

Tabela 1.1 - Tolerâncias Admissíveis em Componentes de Precisão.	03
--	----

Capítulo 2

Tabela 2.1 – Determinação do valor global (HÖNHE, 1990)	45
Tabela 2.2 - Coeficiente de expansão térmica (α) (SLOCUM, 1992).	67

Capítulo 3

Tabela 3.1 – Características de sensores de posição (SLOCUM, 1992).	103
Tabela 3.2 – Classificação de acionamentos eletro-mecânicos	107

Capítulo 4

Tabela 4.1 – Ação de controle de um sistema difuso (SANTORO, 1999).	157
---	-----

Capítulo 5

Tabela 5.1 – Parametros do sistema	168
Tabela 5.1 - Base de Regras para o Controlador de Posição Difuso.	173
Tabela 5.3 - Tabela de consulta obtida a partir do conjunto de regras Difusas	174

Capítulo 6

Tabela 6.1 - Fatores de importância	199
Tabela 6.2 – Determinação do valor global do posicionador	200

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- CI - Circuito Integrado
- CNC - Comando Numérico Computadorizado
- DSP - Processador de Sinais Digitais (*Digital Signal Processors*)
- DTR - Distorção Térmica Relativa
- ID - Índice de Desempenho
- MF-CN - Máquinas-Ferramenta Comandadas Numericamente.
- MST - Atuadores Magnetoestrutivos
- PFM - Modulação por Frequência de Pulso (*Pulse frequency modulation*)
- PID - Controlador Proporcional, Integral e Derivativo
- PMN - Atuadores Eletroestrutivos
- PWM - Modulação por Largura de Pulso (*Pulse-width modulation*)
- PZT - Atuadores Piezoelétricos
- SCR - Conformação de Onda através de Retificadores Controlados por Tensão (*Silicon Controlled Rectifier*)
- SSE - Erro quadrático médio
- VDI - Verein Deutscher Ingenieure

LISTAS DE SÍMBOLOS

C	- Calor específico $[J/kg \cdot K]$.
C_k	- Constante de proporcionalidade $[N/m]$.
C_S	- Coeficiente de amortecimento das guias de molas (atrito interno).
C_T	- Coeficiente de amortecimento do atuador.
D_m, D_n	- Decisões.
E	- Módulo de elasticidade $[N/m^2]$.
F	- Força $[N]$.
G	- Módulo de rigidez $[N/m^2]$.
I	- Momento de inércia $[kg \cdot m^2]$.
L	- Dimensão ou comprimento $[m]$.
M	- Massa dos elementos mecânicos móveis $[kg]$.
M_o	- Momento $[Nm]$.
O	- ponto de auto-bloqueio.
Q	- Reação devida ao momento (M_o).
K_d	- Fator de ganho derivativo.
K_i	- Fator de ganho integrativo.
K_p	- Fator de ganho proporcional.
K_T	- Rigidez do atuador $[Nm]$.
K_S	- Rigidez das guias de molas $[Nm]$.
K_{gg}	- Fator de ganho proporcional do controlador PID convencional.
K_{ii}	- Fator de ganho integrativo do controlador PID convencional.
K_{dd}	- Fator de ganho derivativo do controlador PID convencional.
K_{ff}	- Fator de ganho do laço feed forward.
S	- Variação da distância acusada pelo sensor $[m]$.
T	- Período de amostragem $[s]$.
W	- Carga aplicada $[N]$.
X_i	- Valor global segundo o valor máximo.

- a – Polo da rede de atraso.
- b – Zero da rede de atraso.
- g – Ganho da rede de atraso.
- h - Distância [m].
- c - Coeficiente de condutividade térmica [W/m·K].
- d - Deslocamento [m].
- k - Coeficiente de rigidez [N·m].
- x - Deflexão [m].
- d - Diâmetro [m].
- dA - Deslocamento do Atuador A.
- dB - Deslocamento do Atuador B.
- dC - Deslocamento do Atuador C.
- m - Massa [kg].
- $u(t)$ - Saída obtida.
- $e_j(n)$ - Erro do j -ésimo neurônio.
- $d(n)$ - Valor desejado na saída do neurônio.
- $e(k)$ - Entrada do controlador correspondente ao erro do sistema.
- $y(k)$ - Saída do sistema (resposta).
- $u(k)$ - Saída do controlador no tempo (kT).
- v_{ij} - Sub-valor da variante i em relação ao critério j .
- $v_{\max}$ - Valor máximo de todas as variantes.
- w_i - Peso i -ésimo do critério j .
- $y_j(n)$ - Saída do j -ésimo neurônio.
- i - Variante.
- j - Critério.
- n - Número de critérios.

Matrizes e Vetores:

- J** - Matriz Jacobiana das derivadas do erro.
- $W_a(t)$** - Vetor peso da rede neural.
- E** - Vetor de erros do algoritmo difuso.
- e** - Vetor de erros da camada de saída da rede neural.

Letras Gregas

- α - Coeficiente de expansão térmica [m/K].
- ΔL - Variação dimensional [m].
- ΔT - Mudança de temperatura [K].
- θ - Ângulo de desalinhamento [rad].
- θ_1 - Giro em torno do eixo X [rad].
- θ_2 - Giro em torno do eixo Y [rad].
- ρ - Densidade do material [g/m³].
- δ - Deformação sob carga concentrada [m].
- μ - Coeficiente de atrito.
- μ_R - Grau de pertinência resultante.
- $\mu_A(u)$ e $\mu_B(u)$ - Grau de pertinência para a função de associação A e B.
- ω_0 - Frequência natural mecânica [rad/s].
- λ - Comprimento de onda [m].
- $\Psi [u]$ - Função de ativação não-linear.
- η - Parâmetro de velocidade ou Constante da taxa de aprendizado.
- ζ - Fator de Amortecimento.

RESUMO

CAMPOS RUBIO, J. C. (2000). *Projeto, Construção e Avaliação de Microposicionadores para Usinagem de Ultraprecisão*, 2000., 259p., Tese de Doutorado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

De maneira geral, a necessidade de aumentar o desempenho e diminuir o tamanho dos sistemas mecatrônicos tem levado a indústria moderna a idealizar e desenvolver sistemas de posicionamento com boas características de aceleração e precisão de posicionamento. Por outro lado, a crescente demanda de componentes com melhores características metrológicas e de acabamento, tais como lentes para raio X e infra vermelho, tem exigido o desenvolvimento de variados tipos de sistemas de microposicionamento capazes de movimentar elementos de máquinas em distâncias muito pequenas com alto grau de exatidão, dentre os quais podem-se destacar os acionados por meio de atuadores piezoelétricos. Este trabalho propõe a utilização de um novo tipo de atuador baseado na propriedade de estricção eletromagnética de certas ligas metálicas (atuadores magnetoestritivos) associado a um sistema de controle digital que utiliza um algoritmo de controle baseado em lógica difusa e redes neurais artificiais para o controle de microposicionamento. Metodologias e princípios de projeto para engenharia de precisão são abordados de forma a auxiliar no desenvolvimento de dois protótipos de posicionadores para uso em usinagem de ultraprecisão. Resultados obtidos em testes experimentais apontam para uma melhoria no comportamento dinâmico dos microposicionadores acionados por atuadores magnetoestritivos. Isto permite sua utilização como alternativa válida no posicionamento submicrométrico.

palavras-chave: Ultraprecisão, Projeto, Dinâmica, Controle Digital, Algoritmos Híbridos.

ABSTRACT

CAMPOS RUBIO, J. C. (2000). *Design, Construction and Evaluation of Micropositioners for Ultra-precision Machining*, 2000., 259p., Tese de Doutorado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

In general, actual requirements such as high performance and small sizes of mechatronic systems, has led modern industry to design positioning systems with good characteristics of acceleration and positioning accuracy. The increasing demand of components with better metrological and finish characteristics, as X-ray and infra-red lens, has allowed the development of a number of types of micropositioning systems that are able to move machine elements to very small distances with high levels of accuracy. In this work it is proposed the use of a new type of actuator that applies the properties of electromagnetic strain of certain metallic alloys (magnetostrictive actuators). It is also proposed the application of a digital control system that uses a control algorithm which is based on fuzzy logic and artificial neural networks for the micropositioning control. Design principles and methodologies related to precision engineering are discussed with the purpose of aiding the development of two prototypes of positioners for ultra-precision machining. experimental results show that micropositioner driven by magnetostrictive actuators have better dynamics behaviours. this allows the use of such actuators as an valid alternative for positioning in submicrometer range.

keywords: ultra-precision, design, dynamics, digital control, hybrid algorithms.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - Considerações Gerais

A competitividade na indústria moderna exige cada vez mais produtos de alta qualidade, com tolerâncias mínimas e formas complexas. Nas últimas décadas, a necessidade de fabricação de componentes de precisão por parte das diversas áreas tecnológicas, tem provocado uma demanda cada vez maior por métodos e/ou processos de fabricação capazes de produzir superfícies funcionais de altíssima qualidade. Desenvolvimentos no campo da micro-eletrônica, computação, física do estado sólido, opto-eletrônica e metrologia, entre outros, tem estimulado e auxiliado no desenvolvimento e aplicação das denominadas tecnologias de fabricação de Ultraprecisão (DUDUCH, 1993; KIM & KIM, 1996).

Esta necessidade crescente por componentes com elevada precisão dimensional e qualidade superficial, tem incentivado diversos pesquisadores em todo mundo a concentrar esforços no desenvolvimento de máquinas-ferramenta e instrumentos de medição capazes de atingir os níveis de precisão desejados, assim como, na otimização dos próprios processos de fabricação com o intuito de otimizar as variáveis envolvidas na remoção de material (WIENGAERTNER, 1992).

O desenvolvimento da tecnologia de fabricação de componentes de precisão tem experimentado significativos avanços no decorrer deste século. Um estudo cronológico destes avanços realizado por TANIGUCHI (1983) e sintetizado num diagrama (ver Figura 1.1), permite observar que a denominação de Usinagem de Ultraprecisão a determinado processo no início do século (1920) correspondia a tolerâncias da ordem de 10 μm , atualmente para um processo

ser classificado como de Ultraprecisão as tolerâncias de fabricação alcançáveis situam-se na faixa dos nanômetros. Da mesma forma, pode-se estimar, através da extrapolação da curva a tolerância de fabricação para os próximos anos, os denominados Processos de Precisão situar-se-ão na ordem nanométrica, enquanto os denominados Processos de Ultraprecisão terão alcançado níveis atômicos de precisão (TANIGUCHI, 1993).

Figura 1.1 - Desenvolvimento da Precisão Alcançável em Máquinas de Fabricação e Instrumentos de medição (TANIGUCHI, 1983).

De maneira geral, a utilização destes conceitos para classificação dos processos de fabricação está relacionado com o limite de exequibilidade 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.

Diversos produtos da indústria moderna podem ser relacionados entre os produzidos através da aplicação da tecnologia de fabricação de componentes de precisão, pelas suas características funcionais e campo de aplicação.

Uma classificação em termos de tolerâncias de fabricação, e tipos de produto nos diversos campos de aplicação pode ser feita, como uma forma alternativa de apresentação das tecnologias de fabricação de precisão e ultraprecisão. Desta forma, são apresentados na Tabela 1.1 diversos produtos da indústria moderna, classificados de acordo com suas áreas de atuação e suas respectivas faixas de tolerâncias de fabricação (McKEOWM, 1987; DUDUCH, 1993).

A fabricação de componentes com elevada precisão de forma e baixa rugosidade superficial, como sistemas ópticos de alta complexidade, os quais não podem ser produzidos através das técnicas de polimento e lapidação, demandam a utilização de máquinas com melhor precisão de posicionamento e capazes realizar trajetórias complexas (OTSUKA et al, 1993; WECK et al, 1997).

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 se melhorarem o grau de exatidão e repetibilidade, na fabricação de componentes opto-eletrônicos (PORTO, 1995).

As máquinas-ferramenta utilizadas nestes processos de fabricação são elementos-chave desta tecnologia, tendo atingido níveis elevados de desempenho através da aplicação de grandes avanços científicos e de engenharia. Estas máquinas são normalmente dotadas de mancais

aerostáticos, guias hidrostáticas e sistemas metrológicos por interferometria Laser (SCHROETER, 1997).

Tabela 1.1 - Tolerâncias Admissíveis em Componentes de Precisão
(McKEOWM, 1987; DUDUCH, 1993).

	Faixa de Tolerância	Mecânica	Eletrônica	Óptica
Usinagem Convencional	200 μm	Elementos para aplicações domésticas. Autopeças em geral, etc.	Componentes elétricos e eletrônicos em geral: Motores, conectores, etc.	Corpos para Câmeras, telescópios e binóculos
	50 μm	Componentes mecânicos em geral (e.g., motores, máquinas de escrever, etc.)	Transistores, Diodos, Cabeçotes magnéticos para gravadores	Diafragmas de câmeras, porta lentes para câmeras e telescópios.
Usinagem de Precisão	5 μm	Guias e mancais de máquinas-ferramenta, Componentes para relógios.	Wafers de silício, relés elétricos, resistores e capacitores, mascaras de televisão colorida	Lentes, prismas, fibras ópticas e conectores (modo múltiplo)
	0,5 μm	Rolos e esferas de mancais, servovalvulas hidráulicas, mancais aerostáticos, bicos injetores para impressoras.	Escala magnética, osciladores de quartzo para câmeras CCD, memórias magnéticas, transdutores, cabeçotes de impressão térmica, etc.	Lentes de precisão, escalas ópticas, espelhos poligonais para Laser, espelhos de raio-X, espelhos de deflexão, conectores e fibras ópticas.
Usinagem de Ultraprecisão	0,05 μm	Blocos padrão, indentadores de diamante de ponta arredondada, posicionadores de ultraprecisão	Memórias de circuito integrado, video-disc, Integração em Alta Escala (LSI - Large Scale Integrated)	Espelhos planos, lentes de Fresnel, redes de difração, video-disc óptico
	0,005 μm		Circuitos integrados em Escalas Muito Amplas (VLSI), entre 20.000 e 200.000 componentes, ou superiores (HLSI ou ULSI), Célula para Filmes finos.	Redes de Difração de Ultraprecisão

Como pode ser constatado na Figura 1.2, as características construtivas dos tornos de precisão convencionais diferem das de um torno de ultraprecisão para usinagem com ferramenta de diamante, principalmente, devido aos parâmetros envolvidos no processo de usinagem (WECK et al. 1992).

Figura 1.2 - Elementos característicos e parâmetros de um torno de precisão e de ultraprecisão (WECK et al. 1992).

Como citado anteriormente, as características de uma máquina-ferramenta de ultraprecisão têm grande influência sobre a qualidade final das peças produzidas, podendo ser a máquina-ferramenta considerada como o elemento mais crítico para o sucesso de usinagem com ferramenta de diamante. Em termos gerais, para serem alcançadas as características de resolução de posicionamento e desempenho dinâmico adequado, as máquinas ferramentas destinadas à usinagem de ultraprecisão, devem possuir algumas características extremamente importantes, tais como:

- a) Rigidez estrutural elevada, não só estática, mas também dinâmica, assim como alta estabilidade térmica dos materiais que compõem esta estrutura.
- b) Servoacionamentos e sistemas de controle com alta resolução e rapidez de resposta, aliada a uma ampla largura de banda e baixo erro de seguimento para interpolação em múltiplos eixos.
- c) Minimização das variações de temperatura e/ou compensação dos efeitos térmicos (deformações e distorções).
- d) Correção e compensação de erros (estáticos e dinâmicos).

A seguir, são levantados diversos problemas relacionados à necessidade da utilização de máquinas-ferramenta de ultraprecisão em geral e dos posicionadores de alta precisão em particular (aqui denominados de microposicionadores). Aspectos como avanços tecnológicos industriais e aplicação de técnicas inéditas são abordados com o objetivo de melhor caracterizar a necessidade do estudo e desenvolvimento dos microposicionadores, não só para utilização na área de usinagem de ultraprecisão, mas também para todas aquelas relacionadas com a área de Engenharia de Precisão ou Mecânica Fina.

1.2 - Formulação do Problema

A grande maioria dos processos de fabricação utilizados são com retirada de material (usinagem), realizados através de operações repetitivas de corte, as quais conferem à peça trabalhada as características de forma e acabamento superficial. Estes processos sofrem os efeitos das variações inerentes aos processos de fabricação, tais como, tipo de material, desempenho do maquinário, taxas de produção, entre outros (Figura 1.3). Assim sendo, pode-se observar que a tecnologia de corte é a base para o desenvolvimento de

todos os componentes e sistemas envolvidos no processo de corte de alta precisão (SCHULZ, 1996).

Figura 1.3 - Influência da tecnologia de corte

Assim sendo, e com intuito de se melhorarem as características de certos produtos, a indústria tem sido constantemente forçada a desenvolver pesquisas em diversas áreas, incluindo a de novos materiais (PURQUERIO et al, 1994).

Por outro lado, a crescente miniaturização dos componentes na área de microengenharia tem salientado a necessidade da fabricação de produtos cada vez menores, mais leves, com maior precisão, confiabilidade e, se possível, com baixo custo, lançando desta forma, constantes desafios à engenharia de fabricação.

Um exemplo típico é a manufatura de componentes ópticos de reflexão e de transmissão em diversos tipos de materiais, tais como metais não-ferrosos, cerâmicas e plásticos, entre outros. Uma extensa gama destes componentes não pode ser produzida através das técnicas convencionais de lapidação e polimento (BREHM, 1977), seja por causa de limitações de forma, como no

caso de espelhos elípticos (LANGENBECK, 1992) e das lentes anesféricas (GERCHMAN, 1992), ou ainda, dificuldades relacionadas às microgeometrias e suas tolerâncias de fabricação, como no caso dos elementos ópticos de difração (GONÇALVES NETO et al, 1998). Na Figura 1.4, podem ser observadas as características geométricas de um elemento de difração (lente de Fresnel), fornecidas por YAMAZAKI et al (1992).

Figura 1.4 - Elemento Óptico de Difração tipo Lente de Fresnel segundo YAMAZAKI et al (1992).

Estas dificuldades, aliadas à necessidade de fabricação de pequenos lotes (eventualmente protótipos), apontam para a utilização das técnicas de corte mecânico, tais como torneamento, fly cutting ou retificação de precisão, associadas a sistemas de comando e controle computadorizados (WECK et al, 1997).

À 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). Desta forma, quando ingressamos no campo da mecânica de precisão, o desempenho desejado de máquinas de usinagem destinadas à fabricação de componentes de elevada precisão de forma e rugosidade superficial na faixa de 10 nm Ra (e. g. moldes para lentes, discos de memória

para computador, lentes e espelhos para sistemas ópticos, etc.) demandam a utilização de máquinas com melhor precisão de posicionamento (DOW et al, 1991).

Na Figura 1.5, é mostrado de forma esquemática algumas das características gerais de um torno de Alta Precisão (WECK et al., 1992).

Figura 1.5 - Parâmetros de um torno de precisão (WECK et al., 1992).

Desta forma, para as máquinas-ferramenta alcançarem as especificações anteriormente citadas, diversos requisitos devem ser cumpridos, dentre os quais podem-se destacar:

- Máquina com altíssima rigidez.
- Disponibilidade de controle de posição e trajetória.
- Sistemas metrológicos com resolução repetibilidade e velocidade compatíveis.
- Instalados num ambiente controlado, com temperatura e umidade constantes.

Na última década têm-se vertido esforços que possibilitem a usinagem de materiais cerâmicos e vítreos com a utilização de ferramentas de diamante mono ou poli-cristalino, onde o material é removido sob determinadas condições de corte, as quais facilitam a remoção por deformação plástica, obtendo superfícies livres de trincas, melhorando com isto aspectos como a integridade superficial e subsuperficial (CHAO, 1991). Este processo denominado de "*regime dúctil*" é alcançado via taxas de remoção otimizadas, nas quais a espessura de corte (função da geometria da ferramenta, profundidade de corte e avanço), torna-se uma variável de extrema importância (DUDUCH, 1993; JASINEVICIUS, 1999). A Figura 1.6 mostra esquematicamente a influência das variáveis envolvidas no processo de corte dúctil de materiais frágeis segundo BLAKE (1989).

Figura 1.6 - Diagrama de Corte Ortogonal Dúctil (BLAKE, 1989)

Para alcançar as resoluções de posicionamento necessárias para a realização das tarefas anteriormente mencionadas, diversas alternativas têm sido propostas. Por exemplo, um sistema de microposicionamento de porta-ferramenta para o controle da profundidade de corte num processo de torneamento, foi implementado por OKAZAKI (1988). Da mesma forma, MIZUTANI et al. (1990) idealizaram um sistema para microdeslocamento da peça, para auxílio num processo de retificação de cerâmica (e.g., Figura 1.7).

Figura 1.7. - Componentes de um Microposicionador para Retificação de Ultraprecisão proposto por McKEOWN et al. (1990).

Aliados à problemática do controle das variáveis envolvidas na remoção de material, soma-se a necessidade de corrigir erros sistemáticos e de atenuar distúrbios presentes no processo de corte (KUONO & McKEOWN, 1984). Uma vez que, no campo da usinagem de ultraprecisão, as pequenas profundidades de corte, aliadas a um acabamento superficial especular com tolerâncias apertadas na forma de peças complexas, fica evidente a correlação existente entre os desvios ou erros de seguimento e a topografia superficial resultante, como observado na Figura 1.8 (WECK & BISPINK, 1992).

Este tipo de problema pode ser minimizado, por exemplo, pela correção de movimento diretamente na ponta cortante, através de controle em tempo real da posição da ferramenta via sinal de deslocamento obtido por um sensor de posição, e acionando diretamente um porta-ferramenta antes e/ou durante o processo, no caso de um processo de torneamento (PATTERSON & MAGRAB, 1985; KOHNO et al., 1989). De forma análoga, pode-se alterar a posição relativa ferramenta-peça através da movimentação da própria peça, como por exemplo num processo de retificação (McKEOWN et al., 1990).

Figura 1.8 - Correlação entre os desvios de trajetória e a topografia superficial da peça (WECK & BISPINK, 1992).

Esta técnica pode ser igualmente utilizada para a obtenção de formas complexas, as quais dificilmente poderiam ser realizadas com métodos tradicionais, aumentando assim a flexibilidade do processo. Fabricação de componentes como espelhos côncavos com raio de curvatura elevado e baixa rugosidade superficial e erro de forma, podem ser obtidos em máquinas retificadoras de precisão (ZHONG & NAKAGAWA, 1992), da mesma forma, o torneamento de peças não-rotacionais (FALTER & DOW, 1989) ou não-circulares (SUGITA, 1994), pode ser alcançado através da retração rápida da ferramenta da região de corte.

Diversos autores têm-se referido à opção de aplicar vibrações de alta frequência e baixa amplitude, na interface ferramenta-peça, nos processos de usinagem de alta precisão, com os mais variados fins. Um dos primeiros trabalhos a estudar a influência das vibrações de pequena amplitude sobre a

rugosidade superficial, num processo de usinagem de precisão, foi o realizado por TAKASU et al. (1985), neste trabalho foi observado dito efeito através do estudo num processo de torneamento.

Baseado neste estudo FAWCETT (1990) apresentou a técnica com a finalidade de compensar vibrações de baixa amplitude no torneamento frontal (faceamento), estabelecendo assim, um método capaz de compensar estas fontes de erro, melhorando significativamente o acabamento superficial. Por sua vez, WECK & HILBING (1998) aplicaram a técnica no torneamento de peças cilíndricas, no intuito de diminuir a influência das vibrações do eixo árvore no erro de circularidade das peças, a qual resultou extremamente satisfatória.

MORIWAKI et al. (1992) ao aplicar vibrações ultrasônicas numa ferramenta de diamante, pôde constatar um significativo aumento da profundidade crítica de corte na usinagem de um elemento óptico de transmissão em material frágil. Todavia, o próprio Prof. MORIWAKI, num trabalho posterior (1996), detectou uma considerável diminuição das forças de corte no torneamento de ultraprecisão de uma liga de aço, através da aplicação de uma vibração controlada, no qual o movimento relativo ferramenta-peça, descrevia uma trajetória elíptica.

Baseados nas observações feitas por WEBER et al. (1984), as quais indicavam sensível aumento do tempo de vida de uma ferramenta, quando da usinagem convencional de uma cerâmica com o auxílio de vibrações ultrasônicas na ferramenta, recentemente, KIM & CHOI (1998) constataram uma melhoria da usinabilidade de um plástico óptico, quando submetido a vibrações ultrasônicas, no sentido da direção do corte.

Um problema que pode igualmente ser relacionado ao controle de movimento de baixa amplitude e alta velocidade, é o relacionado com a atenuação das

vibrações auto-excitadas (*Chatter*), as quais geralmente ocorrem em processos de usinagem devido, entre outros, aos baixos coeficientes de amortecimento e rigidez, muitas vezes associados a mecanismos tipo viga em balanço excitadas por vibrações forçadas ressonantes (HABER et al, 1994). Embora, a grande maioria dos pesquisadores adote como solução a alternativa da utilização dos amortecedores dinâmicos (ativos), TANAKA et al. (1994) propõem um método no qual a atenuação das vibrações se dá pelo controle de posição da aresta de corte, obtendo atenuação de frequências até 4 vezes maiores que com amortecedores ativos.

Recentemente, JASINEVICIUS (1998) aponta para a necessidade de realizar ensaios de usinabilidade, através da retração rápida da ferramenta de corte, com o intuito de observar as marcas do corte deixadas pela ponta da ferramenta durante sua saída da região de corte. Uma vez que dito movimento não pode ser realizado de forma satisfatória com a dinâmica dos acionamentos tradicionais, indicando claramente a necessidade da utilização de um porta-ferramenta ativo, como o desenvolvido por DOW, MILLER e FALTER (1991).

Por outro lado, a necessidade de deslocamentos de alta precisão não faz parte apenas dos processos de usinagem de ultraprecisão. Sistemas de posicionamento de alta precisão são de fundamental importância em diversos instrumentos de medição e sistemas para montagens ópticas, dentre os quais podem-se destacar os instrumentos de medição de textura superficial (mecânicos ou ópticos), sistemas ópticos e de informática, entre outros (ITAO, 1993; HOLMES et al., 1997).

Um exemplo clássico são os microscópios de varredura, os quais precisam de sistemas de posicionamento com resoluções da ordem nanométrica sob cursos amplos e velocidades de aproximação relativamente altas (SUKUTA et al., 1993). Nestes sistemas, o posicionador pode ser utilizado para movimentar

tanto o sistema de leitura (e.g., apalpador) quanto a amostra em estudo (PICOTTO & PISANI, 1997).

desempenho dos mecanismos de posicionamento envolvidos nos sistemas de informática são extremamente importantes na limitação da velocidade de trabalho. Como por exemplo, no caso dos módulos de posicionamento dos cabeçotes de leitura/gravação em sistemas ópticos de armazenamento de dados, a largura de banda do servo-sistema deve girar em torno dos 5 kHz. (ITAO, 1993).

desenvolvimento da tecnologia Laser tem permitido seu uso tanto em sistemas metrológicos como de fabricação. O posicionamento de precisão neste tipo de sistema permite um direcionamento adequado do feixe Laser, assim como através da aplicação de frequências pré-determinadas num espelho de reflexão, atenuar influências do meio em holografia (SANCHEZ et al, 1994).

Processos fotolitográficos são essenciais no desenvolvimento das tecnologias microeletrônicas e micromecânica ou de nanotecnologia (TANIGUCHI, et al., 1992). Neste campo, é comum a fabricação de estruturas inferiores a $0,3\ \mu\text{m}$ pela exposição de materiais fotosensíveis a feixes eletrônicos ou feixes iônicos (TAVARES, 1995).

Dentre os processos de fotolitografia, a fabricação de circuitos integrados (CI's) é, sem dúvida, o que maior atenção tem experimentado por parte das indústrias ligadas à área de informática, a necessidade de aumentar cada vez mais a capacidade e velocidade de processamento, tem levado a um constante aumento do número de componentes por unidade de área sobre o substrato semi-condutor (*Waffer*), demandando unidades de posicionamento que permitam resoluções inferiores a $0,1\ \mu\text{m}$. Por exemplo, o processador Pentium 66 possui 3,1 milhões de transistores numa área de $262\ \text{mm}^2$, por sua vez, o processador Power PC possui 2,8 milhões de transistores numa área de 132

mm². Por outro lado, existe a tendência tecnológica de se alcançar níveis de integração de circuitos em escala superior às conseguida atualmente (e. g., ULSI - ultra-large scale integrated circuit) (FEIBUS & SLATER, 1993).

Basicamente, pode-se afirmar que três critérios ditam a viabilidade de um processo fotolitográfico: resolução; capacidade de reprodução de imagens e produtividade. Os dois primeiros critérios dependem basicamente de pesquisas e desenvolvimentos em sistemas de projeção ópticos e eletromagnéticos, além de constantes aperfeiçoamentos tecnológicos das unidades de posicionamento (TAVARES, 1995).

Pode-se notar, então, face aos problemas aludidos anteriormente, que existe uma ampla gama de aplicações onde torna-se necessária a utilização de sistemas posicionadores de alta precisão. A seguir, é feita uma abordagem mais direta dos objetivos a serem alcançados neste trabalho, assim como das justificativas que permitam a opção por determinadas alternativas.

1.3 - Justificativas do Trabalho

A luz das necessidades e dos problemas aludidos anteriormente, pode-se notar que para tornar possível a produção de peças de alta complexidade, com características metrológicas superiores, em diversos tipos de materiais e em níveis de produtividade comercial, a próxima geração de máquinas-ferramenta deverão possuir melhores características de exatidão e repetibilidade, além de um desempenho dinâmico adequando.

Por outro lado, os sistemas posicionadores de alta precisão constituem igualmente, um dos elementos de maior importância em diversas aplicações, não só as relacionadas à indústria de manufatura de componentes mecânicos e microeletrônicos, mas também as referentes a sistemas ópticos e metrológicos, entre outros.

Uma vez que, surge a necessidade da utilização de sistemas de posicionamento servocontrolado, que permitam baixas amplitudes de movimento e seguimento de altas frequências de acionamento, a alternativa dos sistemas modulares de microposicionamento surge como uma alternativa extremamente interessante, não só pelos aspectos de implementação, mas também aos relacionados a custos de desenvolvimento.

Servoacionamentos eletro-mecânicos convencionais, não atendem à totalidade dos requisitos anteriormente citados, devido essencialmente à presença de elementos mecânicos de transmissão (PRITSCHOW & PHILIPP, 1990). Para suprir estas deficiências tem-se difundido nos últimos anos a alternativa dos eixos de movimento translativos com acionamento direto (WANG, 1992).

Por outro lado, a escolha adequada dos diversos componentes que integram um sistema de posicionamento é de fundamental importância para alcançar resoluções de posicionamento na faixa nanométrica. Dentre as quais pode-se destacar, os relacionados á aspectos mecânico-construtivos, assim como ao sistema metrológico adotado (e.g., sensor de posição) e aos algoritmos de controle em malha-fechada e de correção de erros utilizados para melhorar o desempenho do posicionador (BISPINK & WECK, 1988).

Este trabalho tem como motivação principal á apresentação de um literatura de consulta capaz de auxiliar no projeto de microposicionadores, desde a concepção, identificando a estrutura funcional de cada sub-sistema, passando pela caracterização dos elementos e componentes passíveis de serem empregados, focalizando suas características técnicas assim como na identificação das características dinâmicas destes, propondo algoritmos de compensação capazes de melhorar seu desempenho.

Para tanto, uma análise das técnicas de concepção e projeto de produto é extremamente útil. Através da utilização destas técnicas são obtidas concepções para microposicionadores, visando funcionalidade, facilidade de construção e baixo custo (PALH & BEITZ, 1996).

Da mesma forma, uma análise preliminar do comportamento, seja estático ou dinâmico, torna-se extremamente importante na validação de qualquer projeto de engenharia. Assim sendo, métodos de análise do comportamento tanto estático como dinâmico são igualmente abordados neste texto, visando prever o comportamento do sistema, assim como, permitir possíveis correções necessárias para se alcançarem as características desejadas (MONTANARI, 1998).

Dentre os métodos em estudo pode-se destacar a análise cinemática para análise do comportamento geométrico dos referidos protótipos. Igualmente, um estudo do desempenho dinâmico deve ser realizado, através da análise das respostas tanto no domínio do tempo como no domínio da frequência.

Como proposta inicial, este trabalho tem por objetivo a construção de microposicionadores de arquitetura modular, capazes de alcançar resoluções na ordem de nanômetros, que possam ser integrados em máquinas já existentes, assim como, fazer parte de máquinas novas como item alternativo. A Figura 1.9, mostra de maneira esquemática a utilização de microposicionadores e um tipo de montagem genérica destes sistemas em posicionadores de maior curso.

Um dos componentes básicos destes sistemas de microposicionamento é o elemento motor, que realiza a conversão do sinal elétrico em energia mecânica de movimento. Este componente eletro-mecânico, denominado de atuador, é o que transfere ao microposicionador as melhores características de rigidez e

rapidez de resposta (CAMPOS RUBIO et al, 1996). O Exemplo de um tipo de sistemas microposicionador é mostrado na Figura 1.10 (KOHNO et al., 1989).

Figura 1.9 - Esquema Geral da Montagem de um Tipo de Microposicionador em uma Máquinas-Ferramenta.

Figura 1.10 - Porta-ferramenta modular para microposicionamento baseado no mecanismo proposto por KOHNO et al. (1989).

A construção de um tipo modular de microposicionador baseado em atuadores de estado sólido, escolhido pelas suas características de resolução e estabilidade, apresenta a problemática da existência de não linearidade na

resposta, devido à histerese (suas saídas dependem de entradas prévias). Com isto, seu posicionamento absoluto é somente conseguido com a adição de controle por realimentação (DUDUCH & GEE, 1990).

Neste sentido, a utilização de compensadores clássicos como na maior parte dos sistemas posicionadores de máquinas CNC disponíveis comercialmente na atualidade, não suprem as necessidades de controle, decorrentes fundamentalmente dos baixos erros de seguimento e posição requeridos (ROJAS VASQUES, 1995)

Por outro lado, RO & HUBBEL (1992) demonstram que a dinâmica em elementos mecânicos de transmissão depende do nível de sinal de comando. Distinguindo desta forma, micro-dinâmica; correspondente à característica dominante em pequenos deslocamentos (i. e., sub-micrométricos) e macro-dinâmica; a qual corresponde à característica dominante na faixa de grandes deslocamentos.

Assim, para um projeto adequado do sistema de controle, a resposta do servo-sistema deve levar em consideração esta característica (não linearidade), o que obriga à procura de soluções capazes de se sobrepor a estas restrições. Para tanto, várias estratégias de controle são propostas tanto do tipo convencional como não-convencional. Para aplicações onde pode-se considerar o sistema físico como tendo um comportamento linear na faixa de interesse, pode-se adotar um sistema de controle cujo projeto pode ser sintetizado a partir de um modelo matemático linear (DORF & BISHOP, 1995), como por exemplo, PI+D, PID + feed-forward, entre outras.

Dentro das técnicas não-convencionais, propõe-se a aplicação de controladores de movimento baseados em Lógica Difusa (*Fuzzy Logic*) devido às suas facilidades de projeto e também devido à não necessidade do conhecimento do modelo matemático da planta a ser controlada (LEE, 1990).

Por motivos similares, controladores baseados em Redes Neurais Artificiais (*Artificial Neural Networks*) serão igualmente estudados e testados (FREEMAN & SKAPURA, 1991).

O desempenho dinâmico do microposicionador quando da utilização das estratégias de controle digital em malha fechada projetadas, serão apresentados através de simulação numérica de forma a demonstrar a efetividade das aproximações propostas e comparadas com os resultados obtidos por outros autores, assim como, verificadas em testes realizados em protótipos.

Assim, pode-se afirmar que o emprego da técnica de controle apropriada deverá possibilitar a atenuação das variações no entorno do sistema, assim como das não linearidades do próprio servo-sistema (JESUS, 1997).

Todavia, a necessidade de estratégias de controle mais complexas aumentam as exigências relativas à plataforma de desenvolvimento (Hardware). Neste sentido, dentre os novos desenvolvimentos nesta área, destacam-se os DSPs (Digital Signal Processors), os quais possuem características de arquitetura especiais, projetados para o processamento de sinais em tempo real, possuem um nível de desempenho que o fazem apropriado para aplicações de controle que exigem grande rapidez de processamento com alta precisão de cálculo (TOKHI & HOSSAIN, 1995; OVERSMARS & TONCICH, 1996).

A contribuição deste trabalho vem de encontro aos avanços conseguidos na área de Usinagem de Ultraprecisão por pesquisadores ligados ao Laboratório de Ultraprecisão, do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC/USP. Os resultados obtidos por DUDUCH (1992), no estudo do comportamento da não-linearidade tipo histerese mecânica, conhecida como '*backlash*', em atuadores piezoelétricos, associados às proposições indicadas por PORTO (1995) que apontavam para a necessidade de desenvolvimento de um sistema

ativo capaz de compensar as vibrações ocorridas na interface ferramenta-peça, ampliando desta forma a capacidade do processo de torneamento de ultraprecisão, em relação à rugosidade e refletividade da superfície gerada.

Diversos outros trabalhos, teóricos e experimentais, desenvolvidos junto ao Laboratório de Ultraprecisão, apontam claramente para a necessidade de investigar de maneira mais profunda o tema de projeto e análise de microposicionadores e as técnicas de compensação (e. g., PENTEADO (1996); PAGOTTO (1998); JASINEVICIUS (1998); MONTANARI (1998), entre outros).

Este trabalho representa o marco inicial na abertura de uma nova linha de pesquisa do Laboratório de Ultraprecisão, qual seja a fabricação de componentes de ultraprecisão para óptica transmissiva e usinagem de materiais frágeis. Num estágio final do trabalho, o sistema poderá ser colocado em funcionamento junto a uma máquina de usinagem de precisão, possibilitando a realização de trabalhos com melhores resultados assim como a de novas tarefas. Um esquema ilustrativo da montagem final pretendida é mostrado na Figura 1.11.

Figura 1.11 - Configuração Final Pretendida.

1.4 - Objetivos do Trabalho

A escolha adequada dos diversos componentes que integram um sistema de posicionamento assim como sua disposição e configuração, é de fundamental importância para alcançar elevadas resoluções de posicionamento. De maneira geral os módulos microposicionadores de pequeno curso e alta resolução, tanto comerciais como experimentais, são na sua grande maioria acionados através de atuadores piezoelétricos em sistemas em malha aberta (sem realimentação) ou em malha fechada usando controladores do tipo convencional, tais como redes de atraso, P, PI ou PID, entre outros.

Neste sentido, este trabalho propõe a utilização de um novo tipo atuador e técnicas de controle não-convencional. Desta forma, como objetivo primordial e contribuições inéditas destaca-se:

- a validação da utilização de atuadores magnetoestritivos em posicionadores de ultraprecisão e,
- a validação do uso das técnicas de controle baseadas no conhecimento no controle de movimento de alta precisão.

Por outro lado, um dos objetivos secundários é o da apresentação de uma literatura de consulta capaz de auxiliar no projeto de microposicionadores, através da apresentação de uma metodologia de projeto, englobando aspectos desde a concepção, identificando a estrutura funcional de cada sub-sistema, passando pela caracterização dos elementos e componentes passíveis de serem empregados, focalizando suas características técnicas assim como o comprimento dos diversos princípios e axiomas de projeto aplicáveis à área da engenharia de precisão.

Contudo, diversos outros objetivos secundários poderão ser alcançados através do desenvolvimento de protótipos microposicionadores e da

implementação de algoritmos de controle, dentre os quais podem ser destacados os seguintes:

- Determinar o desempenho e as limitantes dos controladores não convencionais.
- Identificar o modelo matemático mais adequado para análise e síntese de controladores de movimento na faixa submicrométrica.
- Estudar as características dinâmicas e estáticas dos módulos microposicionadores de maneira a alcançar:
 - Erros de repetibilidade no posicionamento na faixa nanométrica.
 - Resposta transitória tão rápida quanto possível
 - Posicionamentos sem sobre-passagem, entre outras.

1.5 - Organização da Tese

A seguir, uma visão geral da estrutura do trabalho é apresentada. Basicamente ele é constituído de capítulos, incluindo este capítulo introdutório no qual são abordados conceitos de engenharia de precisão, os problemas relacionados à tecnologia de fabricação de ultraprecisão, a necessidade da utilização de sistemas posicionadores de alta precisão e os objetivos da pesquisa.

No capítulo 2, é realizado um estudo do estado-da-arte em projeto de máquinas-ferramenta de precisão, focalizando aspectos desde a concepção e projeto de produto, assim como os diversos princípios técnicos aplicáveis em este tipo de sistema, dando especial ênfase ao comportamento dinâmico dos mesmos.

No capítulo 3 são apresentados os elementos constitutivos de sistemas posicionadores de precisão. Onde, os tipos de acionamentos utilizados em posicionadores de alta precisão são focalizados mais detalhadamente. Sendo

que, as características do comportamento estático e dinâmico são identificadas e comparadas, tanto de acionamentos rotativos como as dos translativos.

Nos capítulos 4 e 5 são caracterizados os sistemas de controle, abordando aspectos referentes ao projeto de algoritmos de compensação, considerações sobre hardware e as necessidades quanto ao desempenho dinâmico em máquinas de ultraprecisão. Numa próxima etapa é abordado o projeto de um sistema de controle para microposicionadores. Através da análise do comportamento de cada elemento ou bloco funcional é apresentada uma modelagem simplificada de um microposicionador generico para, posteriormente, realizara as simulações numérica necessárias para avaliar o desempenho dinâmico do microposicionador para um grupo de algoritmos escolhidos previamente, objetivando sua utilização em usinagem de ultraprecisão.

A seguir, através de um estudo de caso, são analisadas no capítulo 6 as características construtivas e os requisitos técnicos de protótipos desenvolvidos, apresentando os principais elementos e componentes funcionais empregados nestes microposicionadores. Adicionalmente, são apresentados os resultados obtidos através de simulações numéricas dos testes de comportamento geométrico do protótipo de posicionamento angular.

Posteriormente, uma discussão aprofundada dos resultados experimentais obtidos e as conclusões que destes podem ser extraídas são apresentadas no capítulo 7.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

FUNDAMENTOS PARA PROJETO EM ENGENHARIA DE PRECISÃO

Neste capítulo é descrita inicialmente uma metodologia capaz de auxiliar no processo de projeto em engenharia de precisão, abordando aspectos desde a análise das necessidades, definição das possíveis soluções e sua análise em função dos critérios adotados, até a etapa de procura de riscos de produção complementada através de uma fase de revisão e otimização do processo de integração de sistemas, tendo como resultado final a decisão de uma solução global, tanto a nível concepção como de produção. Posteriormente, serão apresentados diversos princípios de projeto para alta precisão, abordando aspectos relacionados à seleção de materiais tanto para estruturas como para partes móveis (rigidez específica, difusividade térmica, custos entre outros), assim como efeitos térmicos e os métodos de compensação comumente utilizados, entre outros.

2.1 Introdução

O termo precisão é comumente relacionado ao grau de exatidão de uma determinada dimensão, e dentro destes termos pode ser definido como sendo a relação existente entre a dimensão nominal ou desejada e a tolerância com a qual foi produzida.

O constante desenvolvimento da área de engenharia de precisão tem contribuído para o surgimento de diversos outros termos relacionados com o tema da precisão e até mesmo diferentes autores referem-se a um mesmo tema, denominando-o de forma diferente. Como forma de clarificar e, de certa forma, padronizar a nomenclatura a ser utilizada neste texto, a seguir é feita uma tentativa de generalizar os conceitos e terminologias que freqüentemente são citadas em textos relativos a este tema. Neste sentido, são discutidos alguns termos freqüentemente utilizados na literatura relacionada a novos desenvolvimentos no tema da precisão, o que por sua vez não implica necessariamente uniformidade em seu emprego.

Engenharia de Precisão

Embora, nenhuma definição exata do significado ou do campo de atuação da engenharia de precisão possa ser dado, sim pode-se assegurar tratar-se de uma tecnologia que utiliza métodos e conceitos diferentes dos convencionais (DAVIDSON, 1971). Por sua vez o Prof. P. McKeown (1987) afirma que a engenharia de precisão consiste em um conjunto multidisciplinar de conhecimentos, através do qual tem sido possível o desenvolvimento de ampla gama de produtos de tecnologia avançada.

Tradicionalmente, o termo precisão é empregado para relacionar o grau de exatidão de uma determinada dimensão, isto é, a tolerância com a qual foi produzida e a dimensão nominal ou desejada. Dentro deste contexto, o emprego do termo engenharia de precisão está relacionado às técnicas e processos que permitem obter produtos com tolerâncias muito menores que as obtidas com métodos convencionais.

Microengenharia

A utilização deste termo está associado ao desenvolvimento de sistemas micro-eleto-mecânicos, cuja aplicação tem contribuído com a miniaturização dos dispositivos mecatrônicos. Entre os elementos mais representativos deste tipo de tecnologia encontram-se os denominados microatuadores e microssistemas. O desenvolvimento desta área tem permitido inúmeros avanços em diversas outras áreas como, por exemplo, na informática e, em especial, naquelas relativas à instrumentação, engenharia, ciências ópticas e médicas, entre outras (FUJITA, 1996). Em termos dimensionais, pode-se dizer que estes tipos de produtos e processos atuam na faixa que compreende desde a escala de 100 nm até dimensões supramicrométricas.

Nanotecnologia

Este termo é comumente utilizado para identificar processos e produtos que trabalham com dimensões na faixa dos nanômetros (10^{-9} m). Na medida que os

diversos produtos e processos atuantes nesta área têm como finalidade a concepção de atuadores e sistemas mecânicos miniaturizados, pode-se dizer que a Nanotecnologia corresponde a uma disciplina da Microengenharia que tem no processo de fabricação de circuitos integrados a base para seu desenvolvimento (FLUITMAN, 1996)

Quanto ao nível de grandeza que esta tecnologia trabalha, pode-se dizer que suas estruturas variam desde 0,1 nm até 100 nm, e quando utilizadas podem ser capazes de interagir com elementos fora desta faixa, isto é, escala atômica e supramicrométrica. A Nanotecnologia encontra-se atualmente em um estágio de desenvolvimento em que é possível manipular e manufaturar produtos desde um nível submicrométrico até a escala atômica (ROJAS VASQUES, 1994).

Ultraprecisão

Embora termos como precisão e ultraprecisão não sejam definições fixas, isto é, mudam com o progresso e o tempo, ultraprecisão pode ser definida como sendo: *o maior grau de exatidão atingido economicamente, num determinado instante, com o equipamento disponível*. Atualmente, ultraprecisão inclui dimensões de componentes da ordem de 1 μm e medidas com resoluções de 1nm, daí muitas vezes se associar à tecnologia de ultraprecisão com o termo nanotecnologia.

Tais ordens de grandeza não são alcançadas através de adaptações ou modificações de processos convencionais, mas unicamente pelo desenvolvimento de novas técnicas de usinagem e medição, envolvendo posicionadores de ultraprecisão, metrologia e controle, usinabilidade de ultraprecisão de materiais disponíveis, materiais para ferramenta e a interação entre ferramenta-peça durante a usinagem (PORTO, 1995).

Usinagem de Ultraprecisão

A usinagem de ultraprecisão corresponde a técnica que possibilita a produção de componentes ópticos, mecânicos e eletrônicos com elevada precisão de forma e acabamento superficial. Neste tipo de processo, a profundidade de corte é um dos parâmetros mais críticos no desempenho do processo, podendo atingir dimensões muitas vezes inferiores ao próprio tamanho médio dos grãos do material.

Dentro deste tipo de usinagem, destaca-se o torneamento com ponta única de diamante, o qual se caracteriza por permitir a produção de superfícies com qualidade óptica e, quando comparado com outros processos de usinagem de ultraprecisão como retificação e lapidação, este método é mais determinístico, mais rápido e particularmente conveniente para usinagem de formas complexas em materiais não-ferrosos tanto dúcteis como frágeis (ZHANG & ZHANG, 1997).

2.1.1. - Avaliação da Alta precisão

Basicamente, pode-se avaliar o desempenho de uma máquina-ferramenta de alta precisão através de dois caminhos. Um baseia-se no estudo e análise do projeto da máquina propriamente dita e outro corresponde à análise do seu produto usinado.

Uma vez que a análise relacionada ao projeto das máquinas-ferramentas será discutida de maneira mais extensa no restante deste texto, neste momento será realizada uma análise da peça acabada.

Através da perspectiva da engenharia de precisão, podem-se diferenciar diversos itens passíveis de avaliação na caracterização de uma máquina, produto ou sistema de precisão. Dentre os mais característicos pode-se citar:

- Precisão dimensional;
- Precisão geométrica (angular & forma);

- Acabamento superficial (rugosidade e alterações na camada);
- Precisão cinemática.

Desta forma, pode-se observar que a medição de grandezas terá uma importância capital numa análise deste tipo. Assim sendo, torna-se necessário relembrar alguns preceitos básicos da medição, os quais adquirem uma importância maior quando da realização de medições com alto grau de exatidão:

- Ao medir a dimensão de um objeto, sua temperatura deve ser um parâmetro conhecido (e.g., 20 ° C);
- Evitar a aplicação de forças na medição as quais podem ocasionar deformações (e.g., medição sem contato);
- O erro de medição de um instrumento deve de ser cinco a dez vezes inferior à menor resolução (precisão) esperada para o objeto medido;
- O usuário deve possuir conhecimento das características do aparelho de forma a melhor explorar todas as suas características.

2.1.2.1. – Precisão Dimensional

Quando se deseja saber a dimensão de um determinado objeto recorre-se à medição, o que na verdade caracteriza comparação entre a dimensão em análise e um valor normalizado para a grandeza em questão. Como forma de padronizar estes valores, existe a necessidade de definir valores de unidades básicas, as quais estão relacionadas a um fenômeno natural estável.

No caso específico do comprimento, o valor normalizado para o metro que foi redefinido em 1983 como sendo: *"a distância percorrida pela luz no vácuo durante um período da 299.792.458ª parte de um segundo"*. Desta forma, a mudança do fenômeno natural utilizado para normalizar o valor da grandeza provocou um aumento do nível de precisão de 10^{-6} para 10^{-8} (NAKAZAWA, 1994).

Por outro lado, a impossibilidade de contar em ambientes industriais com padrões como os utilizados em laboratórios de referências, são disponibilizados para este fim conjuntos de blocos padrão e instrumentos de medição de alta resolução e repetibilidade, que permitem a aferição dos diversos outros instrumentos para uso em campo.

2.1.2.2. – Precisão Geométrica

Esta característica representa o conjunto de desvios de forma presentes nas peças ou componentes produzidos em máquinas cujos desvios de trajetória criam movimentos relativos indesejáveis entre a máquina-ferramenta e a peça a ser fabricada.

Desvios radiais e angulares nos eixos de movimento rotativo de máquinas ferramentas, bem como desvios de retilidade de eixos de translação que provocam problemas como oscilações ou trepidações no sentido do movimento (WECK & SCHMIDT, 1986).

A precisão de forma dos componentes produzidos está intimamente ligada a este tipo de desvio. Desta maneira erros de forma, como os de circularidade, podem ser produto de uma combinação de erros como os de retilineidade, planicidade, cilindridade, concentricidade, paralelismo e ângulo de inclinação.

2.1.2.3. – Acabamento Superficial

O estudo do acabamento superficial abrange não só a análise e controle da rugosidade ou textura superficial, mas também os aspectos relacionados com a integridade superficial e subsuperficial. Desta forma, a obtenção de uma superfície técnica adequada depende principalmente do preenchimento das exigências funcionais tanto geométricas como tecnológicas. A descrição de uma superfície técnica é extremamente complexa, entretanto só sua correta descrição permitirá prever se as exigências feitas a elas estão preenchidas de

modo que elas venham a exercer de forma adequada sua função e as peças desempenham melhor sua finalidade (MESQUITA, 1992).

A textura superficial está relacionada com as irregularidades presentes na superfícies de materiais sólidos e com as características dos instrumentos de medição, e é definida em termos de rugosidade, ondulação, raias e imperfeições (FIELDS, 1983 Apud LIMA, 1998).

A integridade superficial é a característica através da qual podem ser relacionadas ou identificadas as diversas exigências ou alterações do tipo metalúrgicas que poderão desenvolver-se devido ao processo de fabricação, tais como, transformações de fases, distribuição e tamanho de grão, recristalização, inclusões no material, entre outros.

2.1.2.4. – Precisão Cinemática

Através da precisão cinemática pode-se determinar a *"precisão de posicionamento, velocidade e aceleração de um elemento de máquina durante operação normal"*. Esta característica indica o desempenho de uma máquina ou instrumento na realização de um movimento determinado, de forma a manter o movimento resultante dentro de um valor de desvios aceitável, eliminado ou atenuando a presença de movimentos espúrios ou indesejáveis.

Em máquinas-ferramenta, a determinação do erro de movimento no eixo rotativo possui grande importância, visto que altera diretamente a precisão no traçado circular da trajetória requerida. Por outro lado, quando do movimento de translação podem ser diferenciadas duas categorias básicas, os erros axiais como o erro de posicionamento, caracterizando os desvios ao longo da direção do movimento (curso), e os erros fora do eixo, que correspondem à parcela angular dos erros geométricos, que surgem ao longo dos graus de liberdade suprimidos.

A parcela angular dos erros Não-axiais dá origem aos erros de batimento ou desvios geométricos, os quais representam os desvios entre um movimento retilíneo ideal e o movimento real em uma translação. Basicamente podem ser diferenciados dois tipos de desvios geométricos que afetam o desempenho cinemático de um sistema. O primeiro relacionado às duas componentes ortogonais retilíneas, uma medida no plano do desvio (retilidade), e a outra medida fora do plano de desvio (planicidade). A Segunda é produto do problema de inclinação e oscilação do sistema em movimento, o que origina três componentes ortogonais denominadas de Rolamento (*roll*), Tombamento (*pitch*), e Guinamento (*yaw*) (SCHNEIDER, 1984).

2.1.3. - Porque Alta precisão?

Segundo Prof. Hiromu Nakazawa (1994), o principal objetivo da Engenharia de Precisão é criar máquinas de alta precisão através da aplicação de fundamentos de diversas disciplinas, analisando aspectos relacionados tanto ao projeto e concepção como à fabricação.

Neste sentido, o principal objetivo almejado para a melhoria do desempenho das máquinas-ferramenta de precisão é de geração de deslocamentos relativos entre ferramentas e peças o mais próximo possível do planejado. No caso das máquinas-ferramenta para usinagem de ultraprecisão há necessidade de sistemas posicionadores de alta resolução, assim como de sistemas de correção de erros necessários para corrigir erros provindos dos seus elementos constituintes. Esta é uma das maneiras mais direta de se alcançar a precisão desejada, sem dispor de grandes recursos econômicos.

Na medida em que a sociedade exige qualidade cada vez maior dos produtos, as máquinas-ferramenta utilizadas nestes processos assumem importância fundamental. Neste sentido, as máquinas têm alcançado elevados níveis de desempenho através de avanços científicos e de engenharia. Tais máquinas incorporam na sua arquitetura elementos mecânicos e metrológicos que lhe

conferem características de alto desempenho estático e dinâmico (SCHORETER, 1997).

A precisão de uma máquina-ferramenta de alta precisão muda, como indicado na curva A (Figura 2.1), enquanto a máquina-ferramenta de menor precisão é representada pela curva B, os pontos de intercessão das curvas com a curva que representa a precisão exigida pelos produtos (i.e., vida útil da máquina), mostram uma grande diferença. Em outras palavras uma máquina-ferramenta de alta precisão tem um tempo de vida útil várias vezes superior ao de uma máquina-ferramenta de baixa precisão.

Figura 2.1 - Relação entre precisão e vida útil das máquinas-ferramenta (NAKAZAWA, 1994).

Para que seja possível a produção de um determinado bem, com o menor esforço e com o grau de precisão requerido, é extremamente importante que tanto a metodologia de projeto adotada quanto o processo sejam corretamente escolhidos. Entretanto, a escolha destas alternativas é por demais complicada, visto a enorme diversidade de alternativas tecnologicamente aptas ao auxílio na resolução do problema do projeto e construção em engenharia de precisão. Neste sentido, a seguir são apresentadas as diversas técnicas e metodologias de projeto aplicáveis no desenvolvimento de projetos em engenharia de precisão.

2.2 . - Projetos em Engenharia de Precisão

Para avaliar o significado e a evolução da Engenharia de Precisão deve-se retroceder ao início dos anos 70. Até então os desenvolvimentos de máquinas e processos para a produção de peças funcionais com características de elevada precisão dimensional, acabamento e integridade superficial, resumia-se àquelas incentivadas pelos órgãos governamentais de defesa (USA), no intuito de desenvolver armamento (SILVA, 1999).

Entretanto, no decorrer da década de 70, grande parte da tecnologia de fabricação de componentes de alta precisão foi transferida para a iniciativa privada, como parte de um projeto do Laboratório de Materiais da Força Aérea Americana denominado de "*Precision Machining Commercialization*", através do qual pretendia-se criar novos e maior número de fornecedores de componentes de ultraprecisão (KRAUSKOFF, 1984).

Por outro lado, o advento dos microprocessadores propiciou um maior desenvolvimento tanto da produção de peças como de produtos de alta qualidade e desempenho, os quais passaram a ser desenvolvidas através da fusão das tecnologias mecânica e eletrônica.

Anos mais tarde, outros grupos em diversos países adotaram este tipo de filosofia no sentido de alcançar melhores resultados em campos como as máquinas-ferramenta, fotocopiadoras, discos rígidos para computador, entre outros. Em 1985, a Comunidade Econômica Européia criaria comissões com a finalidade de favorecer a sinergia entre áreas como a mecânica de precisão e o comando eletrônico e a noção pluridisciplinar para o desenvolvimento de produtos e processos de fabricação inovadores, que incluía:

- Análise, modelização e concepção;
- Sensores, atuadores e seus acionamentos;
- Técnicas de comando;
- Técnicas de interconexão;

- Mecanismos otimizados.

Através desta “fusão tecnológica”, caracterizada pela estreita associação das diversas tecnologias, torna o problema do desenvolvimento não mais uma simples adaptação de alternativas, mas a concepção de um produto novo e dedicado a uma aplicação específica, assim como otimizado para esta.

Esta nova realidade força o aparecimento de um novo tipo de especialista capaz de gerenciar esta sinergia, através do conhecimento das diversas áreas envolvidas (Figura 2.2). Também, de algum tipo de metodologia capaz de classificar, ordenar, analisar e definir as alternativas de projeto relacionadas às diversas especialidades e que, aliada ao bom senso, resulte numa solução, a custo igual, de melhor eficiência (Figura 2.3).

Figura 2.2 - Domínio da engenharia de precisão, união entre as diversas áreas envolvidas visando a obtenção de produtos com características superiores.

Figura 2.3 - Fusão tecnológica e função do especialista em engenharia de precisão.

2.2.1 - Método Proposto para Realização de Projetos em Engenharia de Precisão

Como foi dito anteriormente, o objetivo básico da engenharia de precisão é, sem dúvida, a concepção de máquinas de alta precisão através da aplicação de fundamentos de diversas disciplinas, analisando aspectos relacionados tanto ao projeto como à fabricação (NAKAZAWA, 1994).

Baseados na premícia de que, não se conhece nenhuma metodologia que permita deduzir a melhor solução para uma dada necessidade em engenharia de precisão (HORIKAWA, 1997), o que de certa forma não impediu a rápida evolução desta área nos últimos anos. Por outro lado, o aumento cada vez maior das alternativas tecnológicas e da necessidade de conhecimentos multidisciplinares para atuação em engenharia de precisão, tornam cada vez mais importante um método capaz de ordenar este número elevado de informações e auxiliar no processo de tomada de decisão para resolução de problemas de projeto.

Desta forma, ao analisar os estudos realizados por diversos autores na área de projetos para mecânica de fina, como por exemplo: WECK (1984); McKEOWN (1986); SMITH & CHETWYND (1992); TAVARES (1994), MONTANARI (1999), entre outros, e baseados na proposta da SEP (*Société Européenne de Propulsion*), para desenvolvimentos de produtos e processos em áreas multidisciplinares, poder-se-á, propor um método que auxilie, também, na realização de projetos na área de engenharia de precisão (CENTRO FRANCÊS DE INFORMAÇÃO, 1989).

Este método, propõe em resumo, uma análise detalhada desde a definição do problema que o sistema deverá resolver, até sua produção, compreendendo desde a fase do projeto funcional até a definição dos processos tecnológicos.

Este consiste basicamente na utilização dos métodos de análise sistemáticos das características dos produtos e processos, de forma a:

- Conhecer de maneira clara as necessidades;
- Analisar de maneira funcional o problema, de forma a projetar um sistema que preencha corretamente as necessidades (e. g. árvore funcional);
- Definir as possíveis soluções técnicas, levando em consideração tanto o desempenho alcançado quanto as formas de produção e os testes a estes associados (e.g., banco de dados);
- Observar simultaneamente as vantagens e desvantagens das possíveis soluções, de maneira a otimizar a escolha (análise de risco);
- Realizar uma análise comparativa das diversas possibilidades por meio de métodos objetivos de auxílio à decisão e estabelecer premissas que justifiquem a decisão (e.g., análise de valor).

Desta forma, podem ser discretizadas as três etapas básicas que compõem esta metodologia (Figura 2.4), as quais serão caracterizadas nos itens seguintes:

- Análise das necessidades;
- Análise funcional;
- Definição dos riscos e otimização.

Figura 2.4 – Metodologia adotada para o desenvolvimento de projetos em engenharia de precisão.

2.2.2 - Etapa de Análise das Necessidades - Projeto Sistemático

No sentido de auxiliar na síntese de novos projetos, assim como na melhoria de projetos já existentes, é necessária análise prévia tanto do problema como das alternativas para sua solução, o que pode ser definido como uma aproximação sistemática do projeto definitivo.

Como proposto no modelo de French (Apud MONTANARI, 1999), na fase inicial de desenvolvimento de um projeto, torna-se necessário a identificação das necessidades a serem satisfeitas, de modo a estabelecer um conjunto de soluções tecnicamente viáveis, explorando as necessidades geradas a partir do problema e identificando suas características.

Desta forma, nesta etapa são definidos os objetivos, tanto principais como secundários, estabelecendo um conjunto de funções e sub-funções através das quais o conjunto de objetivos pré-definidos serão alcançados.

Ao subdividir o problema, criando um conjunto de Funções e as respectivas Sub-funções delas derivadas, deve-se nesta fase estabelecer, de maneira similar ao método de Análise de Função apresentado no Modelo de Nigel-Cross, tanto as funções requeridas quanto os limites do sistema a ser projetado (CROSS, 1994).

Neste sentido, segundo KRICK (1970), existem duas etapas iniciais no projeto de produto que deverão ser obedecidas para a obtenção de uma solução consciente (adequada) para cada Função ou Sub-função, quais sejam, a escolha de critérios para análise e a previsão do desempenho das soluções alternativas:

- **A Escolha de Critérios para Análise;** em termos gerais, representa a parte da análise do problema cuja delimitação constitui a base para a escolha de soluções convenientes.
- **A Previsão do Desempenho das Soluções;** representa a forma de antever o comportamento de cada alternativa, se adotada, com relação aos critérios estabelecidos.

Para permitir uma escolha consciente, o desempenho das alternativas deverá ser comparado pelo critério adotado, através da utilização de técnicas que garantam uma otimização do resultado.

2.2.3 - Etapa de Análise Funcional

A aplicação da etapa da análise funcional corresponde ao estágio no processo de projeto de precisão no qual, a partir da apresentação de um problema, surgem diversos sub-problemas, isto é, idéias para resolução desse problema.

Existe assim a necessidade de aplicar alguma metodologia capaz de facilitar a escolha adequada das soluções. Neste sentido, a árvore funcional permite a análise das necessidades de funcionamento e dos requisitos necessários.

Trabalhando inicialmente com o conceito básico, para em seguida, descer sucessivamente até os sub-sistemas e os componentes.

A partir da análise funcional, deve ser construído um caderno de requisitos funcionais do sistema de precisão a ser projetado (item anterior), no sentido de utilizar estas informações na aplicação de um método de refino das informações, a saber, a técnica da análise de valor.

Árvore de Decisão

É a utilização de um modelo prescritivo capaz de resumir o processo de projeto através da realização de um tipo de estudo de caso. Este estudo de caso apresenta a característica de sugerir o melhor caminho para a execução da Função Global ou Principal, permitindo a aplicação de algum tipo de algoritmo sistemático para análise das alternativas.

Esta técnica, pode ser mostrada de forma ilustrativa, como uma seqüência de decisões. Neste sentido a árvore de Marples, mostrada na Figura 2.5, apresenta o problema de uma forma geral e termina-o com uma proposta de melhor solução, de acordo com as exigências e especificações previamente estabelecidas. Para um determinado nó, são derivados sub-problemas como sendo uma possível solução para o problema inicial. Dentre esses sub-problemas, faz-se a melhor escolha até surgir a resposta final para a resolução do problema.

Desta forma, de acordo com um conjunto de requisitos técnicos de desempenho, estabelecidos durante a etapa de projeto sistemático (definição das soluções), requisitos estes capazes de satisfazer o requisito global de desempenho, e as sub-funções dele exigidas, através de uma avaliação será escolhida a melhor variante (solução), para cada uma das funções exigidas. Para isso será utilizado um método que permita a combinação de variantes de princípios técnicos, possibilitando a avaliação do desempenho de uma determinada alternativa técnica.

Figura 2.5. – Árvore Funcional de Decisão segundo o Modelo de Marples (EVBUOMWAN et al, 1996).

Combinação de Variantes

A técnica de análise de valor é provavelmente o desenvolvimento mais importante nesta categoria, por se tratar de uma análise altamente técnica e lógica. Esta análise pode ser realizada através da aplicação de conceitos matemáticos, e a sua principal função reside na capacidade de analisar um projeto detalhadamente e identificar elementos, cuja mudança altera significativamente o resultado.

Neste sentido, pode-se definir o método de combinação de variantes como sendo uma técnica que consiste na combinação de princípios técnicos, capazes de realizar a função global e suas sub-funções, de acordo com os parâmetros de projeto (TAVARES, 1995).

Na aplicação deste método, a Função Global é uma função que reúne todas as demais funções (Sub-funções) que um produto possa ter (PAHL & BEITZ, 1996). Desta forma, uma vez que a função global do microposicionador é posicionar a peça/ferramenta com precisão e resolução, com deslocamentos

nas direções x, y e z, esta **Função** pode ser subdividida em diversas **Sub-funções** necessárias à execução do posicionamento.

Posteriormente, cada uma das combinações das variantes técnicas são agrupadas segundo uma sub-função em comum, submetidas aos critérios de avaliação. Os critérios de avaliação têm como objetivo determinar seqüencialmente as variantes de princípios técnicos que satisfazem determinadas sub-funções, arbitrando valores absolutos para as variantes e para os critérios. Os valores são expressos por pontos. Como resultado, obtém-se uma variante ótima ou uma ordem de preferências hierárquicas de variantes (PAHL & BEITZ, 1996). A Figura 2.6 mostra a seqüência de passos envolvidos no método de avaliação de variantes técnicas.

Figura 2.6 – Passos da avaliação das variantes (HÖHNE, 1990).

Uma vez determinados os sub-valores para todas as variantes, o valor global pode ser calculado, através de alguma relação matemática. Desta forma, o valor global de uma variante j pode ser determinado segundo a equação 2.1:

$$Owv_j = \sum_{i=1}^n w_i \cdot v_{ij} \quad (2.1)$$

onde: Owv_j = valor global

v_{ij} = sub-valor da variante i em relação ao critério j

w_i = peso i -ésimo do critério j

i = variante

j = critério

n = número de critérios

A equação 2.1 mostra que o valor global de uma variante j pode ser determinado através do somatório dos “ n ” pesos dos critérios de projeto, especificados de acordo com as suas exigências (rigidez e precisão do posicionador, entre outros), multiplicado pelo sub-valor das variantes do projeto (acionamento e transmissões, por exemplo) em relação ao valor especificado para o critério.

Por outro lado, se uma comparação relativa das variantes for considerada insuficiente, então o valor global pode ser representado através de um valor que considere igualmente os valores máximos atribuídos aos critérios, como mostrado na equação 2.2 (PAHL & BEITZ, 1996 & HÖHNE, 1990).

Desta forma, determina-se o valor global como na equação 2.1 e divide-se o produto pelo valor máximo atribuído e somatório dos valores destes critérios. Quando se determina o valor global deste modo, calcula-se o valor mínimo que cada variante pode obter dentro das exigências de projeto:

$$X_i = \frac{Owv_j}{v_{\max} \cdot \sum_{i=1}^n w_i} = \frac{\sum_{i=1}^n w_i \cdot v_{ij}}{v_{\max} \cdot \sum_{i=1}^n w_i} \quad (2.2)$$

onde: X_i = valor global segundo o valor máximo

$v_{\max}$ = valor máximo de todas as variantes

A Tabela 2.1 ilustra o processo de atribuição e análise de valores que permite a combinação de princípio técnicos, chegando-se a um valor global o qual pode ser utilizado para avaliar a validade de cada princípio técnico em função dos critérios estabelecidos.

Tabela 2.1 – Determinação do valor global (HÖNHE, 1990)

Variantes							
		variante (v ₁)		variante (v ₂)		variante (v _j)	
nº de critérios	peso de importância	sub-valor	peso do sub-valor	sub-valor	peso do sub-valor	sub-valor	peso do sub-valor
n ₁	w ₁	v ₁₁	w ₁ v ₁₁	v ₁₂	w ₁ v ₁₂	v _{1j}	w ₁ v _{1j}
n ₂	w ₂	v ₂₁	w ₂ v ₂₁	v ₂₂	w ₂ v ₂₂	v _{2j}	w ₂ v _{2j}
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n _i	w _i	v _{i1}	w _i v _{i1}	v _{i2}	w _i v _{i2}	v _{ij}	w _i v _{ij}
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n	w _n	v _{n1}	w _n v _{n1}	v _{n2}	w _n v _{n2}	v _{nj}	w _n v _{nj}
	$\sum_{i=1}^n w_i$		Owv ₁		Owv ₂		Owv _j

2.2.4 - Etapa de Definição dos Riscos e Otimização

Esta etapa tem por objetivo analisar com maior profundidade os detalhes envolvendo o funcionamento do sistema, os métodos de produção e fabricação associados à realização do produto projetado. Assim sendo, devem ser avaliadas a confiabilidade do processo adotado e propostas alterações, de forma a aperfeiçoar processos considerados críticos. Diversas áreas podem ser cobertas neste estudo, desde aspectos metrológicos, estruturais, até desempenho dinâmico, entre outros.

Para tanto, devem ser analisadas as diversas *teorias de projeto* associadas à obtenção de níveis de desempenho adequados para a realização de tarefas em níveis de precisão requeridos tanto para o funcionamento como para a produção dos elementos.

Problemas de desempenho, tanto dinâmico como estático (geométrico), podem ser resolvidos ou atenuados através de alterações estruturais e de componentes (e.g., sensores, atuadores etc), assim como, através da implementação de sistema de controle e de algoritmos de compensação capazes de modificar o tipo de saída/resposta do sistema.

Problemas relacionados à obtenção de superfícies funcionais, dentro do mecanismo projetado, podem ser de difícil solução através de determinado processo ou devido a sua geometria o que implica alteração de caráter mais amplo. Da mesma forma, em determinadas situações a necessidade de ajuste ou a eliminação de folgas, produto de erros de fabricação, requer a idealização de elementos de ajuste e/ou compensação.

2.2.5 – Considerações de Fabricação

Da mesma forma que devem ser avaliados aspectos como confiabilidade, precisão, princípio de ação, entre outros, critérios relacionados com a fabricação dos elementos constituintes do projeto devem ser levados em consideração. Este tipo de avaliação considera desde a fabricação propriamente dita, sua utilização (e.g., manutenção, operação, configuração, entre outros.), até problemas de cunho econômico e de direito, tais como patentes, normalização, entre outros (HÖNHE, 1990).

Entre as considerações de fabricação que o desenvolvimento de projetos de precisão tem de considerar, encontram-se a escolha adequada dos processos necessários para a fabricação dos componentes, e a determinação de dispositivos e meios auxiliares necessários para alcançar o melhor resultado do processo escolhido. Por sua vez, a própria configuração das peças afeta na escolha do processo, da mesma forma que influencia na montagem final do produto, assim como no seu controle metrológico. Deve-se, igualmente, alertar para a possibilidade de produção individual ou em grandes séries, exigências de mão-de-obra, e possibilidade de automatização da fabricação, entre outros.

A metodologia de projeto aqui descrita pode ser representada através do diagrama da Figura 2.7, onde são caracterizadas as diversas etapas do processo de projeto em engenharia de precisão proposto desde a análise das necessidades, definição das possíveis soluções e sua análise em função dos critérios adotados, assim como da etapa de procura de riscos de produção complementada através de uma fase de revisão e otimização do processo de integração de sistemas (e.g., meca-opto-eletrônica) e a interação entre os diversos grupos funcionais, tendo como resultado final a decisão da solução global, tanto a nível concepção como de produção.

Figura 2.7 - Metodologia de projeto em engenharia de precisão.

Como forma de complementar as informações necessárias para realização destas etapas, a seguir é apresentada uma relação de teorias e axiomas de projeto, que representam e relacionam diversas restrições e problemas técnicos presentes na produção de produtos e processos na área de engenharia de precisão.

2.3 - Teorias de Projeto para Engenharia de Precisão

Através da identificação e do estudo das diversas restrições e problemas técnicos associados ao correto desempenho de um sistema para a área de engenharia de precisão, diversos princípios e axiomas têm sido propostos. Entre os autores de maior relevância, podem ser destacados McKEOWM (1988), EVANS (1989), SLOCUM (1992), SMITH & CHETWYND (1992), NAKAZAWA (1994) e HOCKEN (1995).

A seguir são analisados alguns dos princípios e axiomas mais representativos, que, na medida do possível, sempre devem de ser considerados no desenvolvimento de projetos em engenharia de precisão. Estes princípios serão apresentados em termos de como se deve proceder no sentido de alcançar melhor desempenho de um determinado sistema de precisão.

2.3.1 - Sistema de Medição

Em quase a totalidade das máquinas e instrumentos de precisão existe a necessidade de projetar elementos móveis, com a finalidade de realizar algum tipo de posicionamento relativo, como por exemplo, ferramenta de corte ou um apalpador com a peça. Como comentado anteriormente (item 2.1.1), a medição das grandezas tem importância capital em qualquer projeto em engenharia de precisão. Assim sendo, torna-se necessário relembrar alguns preceitos básicos da metrologia, os quais adquirem uma importância maior quando da necessidade de realização de medições com alta precisão (HOCKEN, 1995).

a) Escala Adequada:

No sentido de garantir maior uniformidade no desempenho de uma máquina de precisão, assim como a intercambiabilidade do seu resultado, deve-se observar que:

A escala em uma máquina de precisão deve possuir estabilidade dimensional e estar calibrada em relação a um padrão internacional (McKEOWM, 1988).

b) Resolução:

A resolução refere-se ao menor incremento na posição que o sistema dinâmico consegue detectar. Esta característica corresponde ao primeiro requisito de qualquer máquina de precisão, qual seja possuir resolução suficiente na direção do movimento, seja linear ou rotativo. Desta forma, pode-se afirmar que:

A escala de medição em uma máquina de precisão deverá ser no mínimo 10 vezes menor que a resolução pretendida pela máquina (sistema dinâmico) (SCHNEIDER, 1989).

c) Repetibilidade:

A repetibilidade é a principal característica em uma máquina ou instrumento de precisão, e representa a dispersão das leituras ou incertezas obtidas no posicionamento de um sistema dinâmico, isto é, corresponde à capacidade de um sistema dinâmico alcançar uma posição comandada por diversas vezes (PFEIFER, 1982).

A repetibilidade em máquinas e instrumentos é geralmente especificada de maneira uni-direcional, isto é, num único sentido. Embora a repetibilidade do sistema dinâmico (máquina de precisão) seja limitada pela resolução da escala utilizada (i.e., menor sinal de saída do transdutor), devido aos erros presentes na transmissão e/ou conversão do movimento, tais como folgas, histerese, desvios geométricos, entre outros, o seu valor real é diferente. Neste sentido, HOCKEN (1995) afirma que:

Uma máquina de precisão deverá ter uma repetibilidade de não mais que três vezes a resolução da escala utilizada.

2.3.2 – Isolamento das Fontes de Distúrbio

Em 1890, o físico e matemático escocês James C. Maxwell alertava no sentido de que *"uma determinada experiência deve ser disposta de tal forma que, os efeitos de distúrbios externos no fenômeno a ser investigado sejam os menores possíveis"*. Como forma de minimizar estas influências dos distúrbios ambientais, podem ser citadas três técnicas básicas, o desacoplamento da máquina do ambiente, a diminuição dos distúrbios, e o controle do ambiente.

Por exemplo, a influência da temperatura pode ser minimizada através do isolamento da máquina das fontes externas, da utilização de materiais com baixa expansão térmica (e.g., Zerodur, Invar, entre outros). Esta influência também pode ser diminuída através do controle da temperatura e umidade do ar. Da mesma forma, no caso das vibrações pode-se propor, como forma de isolamento a utilização de suportes para desacoplamento da estrutura (Figura 2.8), a realização de um projeto cujo laço estrutural tenha suficiente rigidez de forma que a sua menor frequência natural seja muito superior a qualquer frequência de excitação, assim como o uso de sistemas ativos de compensação das vibrações (WECK, 1984).

Figura 2.8 – Isoladores Ativos: (a) Equipamento para o isolamento de vibrações; (b) Determinação do centro de massa para isoladores passivos (NEWPORT, 1997).

Segundo a Norma Americana ANSI/ASME de 1991, que trata sobre os métodos de avaliação de desempenho de máquinas de medir por coordenadas e de centros de usinagem CNC (Apud HOCKEN, 1995), de maneira a minimizar os efeitos indesejados dos distúrbios externos, deve-se levar em consideração o seguinte princípio:

O ambiente que rodeia uma máquina de precisão deve ser tal que variações de temperatura, vibrações, radiações, umidade, assim como limpeza do ambiente devam estar sob controle, e em um nível que não exceda a especificação da máquina. Erros devidos a variações de temperatura e amplitudes de vibração de uma máquina de precisão deve ser inferior a 50% da repetibilidade da máquina.

2.3.3 – Princípio da Independência Funcional

Em 1978, SUH, BELL e GOSSARD, propuseram o princípio da independência entre funções nos sistemas de manufatura. A partir desse princípio, podemos extrair que, uma vez que qualquer parâmetro de um sistema possa ser controlado independentemente (i.e., sem ser alterado por outro parâmetro), e mantido dentro de uma determina faixa, pode-se afirmar que o desempenho global deste sistema será superior (NAKAZAWA, 1994).

Para um determinado “**requisito de funcionamento**” (RF) a ser controlado, os parâmetros necessários para manipular o sistema de forma a alcançar o RF são denominados de “**parâmetros operacionais**” (PO). Neste sentido, o nível de precisão de cada RF do sistema deve ser determinado ainda no estágio de projeto, permitindo que, através da ação dos PO, seja garantida que a precisão (grau de exatidão) de cada um esteja dentro da faixa requerida para o sistema. Assim, a precisão escolhida para os RF controláveis deverá ser melhorada na medida do grau requerido, isto é, pelas condições limitantes do sistema.

Um exemplo da utilização deste princípio de projeto é o módulo de apalpação de uma máquina de medir, cujo apalpador de varredura deve-se deslocar nas direções x, y e z, num curso aproximado de $60\mu\text{m}$ com erro aproximado de 210nm . Conforme pode-se observar na Figura 2.9, isto é possível graças ao monitoramento independente de cada eixo de movimento, através de cristais piezoelétricos (HIKADA et al, 1999).

Desta forma, quanto à utilização do princípio de independência funcional podem-se fazer duas afirmativas, quais sejam:

- a) *As funções do sistema são independentes quando o controle dos PO é simples (único) e separado para cada RF.*
- b) *Quando os RFs controláveis podem ser identificados (existem), deve ser preferencialmente utilizado um sistema no qual as funções são independentes em relação a um não possua.*

Figura 2.9 – Configuração do módulo de apalpação de uma máquina de medir por coordenadas (HIKADA et al, 1999).

2.3.4 – Princípio do Projeto Total

No desenvolvimento de projetos podem ser diferenciados três tipos básicos de processos utilizados, quais sejam, Projeto Total, Projeto Adaptativo e Projeto Combinacional. Cada um deles é caracterizado a seguir (NAKAZAWA, 1994).

- a) Denomina-se Projeto Total, o processo de desenvolvimento no qual todos os requisitos de funcionamento (RF) são avaliados de maneira simultânea e acumulativa, visando a otimização do sistema.
- b) Projeto Adaptativo corresponde ao processo de projeto no qual uma determinada parte de um sistema já existente é modificada ou adaptada com o objetivo de satisfazer um novo requisito de funcionamento (RF).
- c) O processo de projeto denominado de Projeto Combinacional refere-se à ação de projeto na qual diversos sistemas ou produtos pré-existentes, são combinados no sentido de produzir um sistema que satisfaça um conjunto determinado de requisitos funcionais (RF).

Desta forma, pode-se enunciar um princípio de projeto que melhores resultados possa alcançar quando da realização de projetos de precisão.

Quando existirem limitantes operacionais que determinem itens de avaliação do processo ou produto a ser projetado, a melhor alternativa de processo a escolher será a do Projeto Total.

Por exemplo, se um novo requisito de funcionamento (RF) é imposto ao sistema, isto implica mudanças no sistema existente (i.e., Projeto Adaptativo), neste sentido, é bem mais aconselhável rever a totalidade dos RF, incluindo o novo, e realizar um novo projeto que atenda a totalidade dos novos requisitos do sistema, isto é Projeto Total.

A Figura 2.10 exemplifica a problemática existente no posicionamento de um objeto dentro de uma cavidade por parte de um robô articulado convencional, cujo RF inicial era apenas o translado de peças dentro de um volume de trabalho. A adição de uma nova tarefa ou RF, isto é, o de posicionar objetos em cavidades previamente estabelecidas, torna a escolha do Projeto Total a alternativa mais adequada, no sentido de realizar este trabalho dentro de parâmetros estreitos de precisão, além de permitir a realização de outras tarefas como a inspeção, com melhores resultados (MURAYAMA et al, 1999).

Figura 2.10 – Efeito do deslocamento axial da garra no encaixe de uma peça. (a) robô convencional; (b) nova configuração; (c) robô SCARA projetado para atender o novo requisito funcional (MURAYAMA et al, 1999).

2.3.5 – Princípio da Folga Nula

As folgas são responsáveis pelo movimento descontrolado das partes mecânicas, sua magnitude pode ser diminuída através do desenvolvimento adequado dos componentes ou aumentada com o envelhecimento natural dos componentes ou a sobrecarga do sistema.

Neste sentido, um dos primeiros requisitos que uma máquina deve possuir para alcançar movimentos de alta precisão, além de uma referência cinemática adequada, é a ausência de folga entre a referência e as partes móveis, evitando desta forma erros no movimento da máquina e redução da precisão cinemática. Embora possa dizer-se que erros devidos a folga são relativamente repetitivos e por isto podem ser compensados por meio de algoritmos de controle (NEWPORT, 1995), em sistemas que priorisem a alta precisão é sempre mais adequado a diminuição ou anulação das folgas. Desta forma, torna-se importante no desenvolvimento de projetos de precisão a observância do seguinte princípio.

Para alcançar movimentos de altíssima precisão, deve-se observar que não existam folgas entre as partes móveis e suas respectivas referências cinemáticas.

Entre os diversos recursos que podem ser utilizados com o objetivo de anular ou atenuar o surgimento deste tipo de movimento indesejado, encontram-se aqueles utilizados em guias para posicionadores de precisão, onde existe a alternativa de utilizar suportes do tipo elástico (guias de molas) as quais são por princípio isentas de folga no seu movimento (Figura 2.11a).

Um outro método utilizado como forma de atenuar ou anular folgas presentes nos mecanismos de movimento, são os sistemas de bloqueio que trabalham de forma a anular a folga existente entre dois mecanismos com movimento relativo. Entre eles podem-se destacar os do tipo ajustáveis, como o da Figura 2.11b. Nesse sistema os rolos da guia estão contra-postos, permitindo, caso necessário, diminuir a influência de variações de retilidade em uma das guias. Assim, caso a rigidez da mola 1 seja 10 vezes superior à rigidez da mola 2 (i.e., $k_1 = 10 \cdot k_2$), o erro cinemático acusado no movimento (para direita) será apenas $\Delta b/11$ (NAKAZAWA, 1994).

Figura 2.11 – Mecanismos de posicionamento: a) Guias de flexão tipo paralelas, com folga nula; b) Guias de rolos com sistema de ajuste e pré-carga, (NAKAZAWA, 1994).

Um outro sistema de bloqueio é aquele que utiliza a montagem por interferência como princípio de ação. No bloqueio criado por interferência, não somente são anuladas as folgas como também é reduzido o erro ocasionado

por erros na referência. Este tipo de sistema de bloqueio de graus de liberdade no qual não se deseja que ocorra movimento é muito utilizado tanto em guias de esferas e rolos, como em fusos de esferas recirculantes, onde a disposição de duas castanhas contra-postas, separadas através de um elemento elástico de pré-carga, atua de forma a eliminar as folgas no conjunto fuso-esferas-castanha. Uma vez que este tipo de restrição de movimento atua através da aplicação de pré-cargas significativas, isto provoca diretamente um aumento do amortecimento do sistema dinâmico, o que, em casos como guias de rolamento e fusos de esferas, é até certo ponto desejável. Por outro lado, efeitos como diminuição da velocidade crítica e da vida útil, entre outros, forçam uma análise criteriosa dos parâmetros a serem usados.

2.3.6 – Princípio de Abbe

Diversas regras práticas utilizadas na engenharia de precisão foram elaboradas no século XIX, para a confecção de instrumentos ópticos e de astronomia. Neste sentido, o cientista alemão Ernst Abbe, um dos fundadores da Carl Zeiss Foundation, fez diversas contribuições, das quais a mais importante diz respeito ao princípio do alinhamento, que embora de definição simples é de longe a mais citada por sua importância prática (SMITH & CHETWYND, 1992).

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 estar também alinhado com o ponto, formando um único eixo de movimento (BRYAN, 1979a).

As razões para este tipo de afirmação podem ser vistas claramente na Figura 2.12, assumindo que a linha de centro do objeto (**BB**) seja paralela 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 à inclinação contido na leitura S referente ao deslocamento d do ponto P dado pelo ângulo θ e que pode ser aproximado como $\delta \approx h\theta$. Por

outro lado se o desalinhamento θ for nos eixos A e B, a variação do ponto P, em uma distância d_0 será acusada pelo sensor como sendo (S_0):

$$S_0 = d_0 \frac{(1 - \cos \theta)}{\cos \theta} - h \sin \theta \quad (2.3)$$

Figura 2.12 – Medição de um deslocamento onde o princípio de Abbe não é satisfeito (SMITH & CHETWYND, 1992).

2.3.7 – Princípio da Estrutura Metrológica

Segundo EVANS (1988), o primeiro documento que descreve a utilização de uma estrutura metrológica (*metrology frame*) foi em 1883 no desenvolvimento de um comparador universal da Rogers-Bond. Um dos aspectos principais a motivar este princípio é que, do ponto de vista da engenharia de precisão todos os materiais estão sujeitos a distorções, as quais muitas vezes podem superar as tolerâncias admitidas. Em algumas máquinas, estas distorções ocasionam erros bastante significativos, devido principalmente a deslocamentos relativos entre o sistema de medição (sensor) e os elementos móveis. Na sua grande maioria, estas distorções são produtos de cargas estáticas e dinâmicas que atuam sobre a estrutura da máquina (SLOCUM, 1992).

Nas últimas décadas, vários autores têm-se referido ao tema, e desenvolvido projetos através dos quais têm reforçado a utilização deste conceito, como, por exemplo, BRYAN (1979b); GEE et al (1989), WU & NI (1989), SLOCUM (1992), DUDUCH (1993), entre outros. Neste sentido, uma estrutura metrológica pode ser definida através da seguinte afirmativa:

Como forma de minimizar as influências das variações de carga sobre a base da máquina, devido ao peso próprio dos elementos e ao movimento entre eles, é necessário isolar a montagem do sistema metrológico (sensores) da influência destas cargas variáveis.

Em alguns casos, torna-se economicamente inviável a adoção de estruturas metrológicas independentes como a mostrada esquematicamente na Figura 2.13. Como um subconjunto deste princípio pode-se optar pela fixação independente entre o sistema de medição e dos elementos móveis acionados. Por exemplo, no caso do movimento de translação do posicionador de uma máquina-ferramenta que utiliza codificadores rotativos (e.g., encoder ou resolver), acoplados à extremidade do sistema de conversão de movimento (e.g., fuso de esferas), o sistema de medição se encontra acoplado aos elementos de transmissão. Por outro lado, a utilização de escalas lineares ou Laser interferométrico desacopla estes elementos, evitando que variações no sistema de transmissão (e.g., folgas, histerese etc) não sejam captadas pelo sistema de medição.

Figura 2.13 – Sistema de posicionamento de ferramenta de corte, cujo sistema de medição é baseado em uma Estrutura Metrológica (CAMPOS RUBIO et al, 1996).

Embora variações estruturais na máquina continuem afetando este tipo arranjo, sua escolha deve ser priorizada em relação à primeira opção e como forma

minimizar as alterações produto de variações ambientais, o tamanho do estrutura metrológica deverá ser reduzido (HOCKEN, 1995).

2.3.8 - Princípio de correção de erros

No campo da usinagem de ultraprecisão, as pequenas profundidades de corte, aliadas a um acabamento superficial especular com tolerâncias geométricas apertadas de peças complexas, fica evidente a correlação existente entre os desvios ou erros de seguimento e a topografia superficial resultante (Figura 2.14).

Figura 2.14 - Correlação entre os desvios de trajetórias com a topografia superficial da peça (WECK & BISPINK, 1992).

Por sua vez, o aumento da precisão nas máquinas tem consigo um aumento tanto das dificuldades de construção como dos custos necessários para alcançar esta precisão (DUDUCH, 1993). Neste sentido o *Princípio de Correção de Erros* mostra como alcançar maior precisão da máquina, através da correção automática dos erros (e.g., erros de fabricação e montagem), utilizando métodos avançados de medição e de sistemas computadorizados de compensação:

Quando as tecnologias de fabricação e montagem não permitem que se consiga alcançar os requisitos de precisão da máquina, a utilização de métodos de correção, tem como objetivo melhorar a precisão global do sistema. baseados no uso de métodos

avançados de medição (Figura 2.13) e com o auxílio de sistemas computadorizados de compensação.

Basicamente, quanto à forma como os erros se apresentam na operação de um determinado sistema, podem-se distinguir dois tipos de erros:

- **Erros repetitivos** ou geométricos: os quais podem ser corrigidos através do uso de bases de dados ou equações adaptadas (obtidas teórica ou empiricamente) para este fim (WU & NI, 1989);
- **Erros não repetitivos**, ocasionados por deformações térmicas ou devidos a forças externas, erros aleatórios devidos a desgastes e vibrações. Estes precisam da instalação de sistemas sensores apropriados alocados convenientemente, aliados a sistemas mecatrônicos e computacionais complexos (e.g., sistemas ativos).

Figura 2.15 – Correção do erro em posicionadores.

Como forma de eliminar ou atenuar a influência destes erros, NAKAZAWA (1994) apresenta 4 métodos de correção, quais sejam:

1. **Previsão** dos valores de correção através de cálculos teóricos, como por exemplo através do equacionamento das deformações devidas a cargas estáticas (correção do eixo z na Figura 2.15a);
2. **Medição** dos valores dos erros repetitivos durante a operação do sistema (e.g., máquina ou instrumento), os quais são memorizados e utilizados posteriormente na correção. Igualmente denominada de "**Modelagem**

Estática", o mapa de erros pode ser armazenado na forma de equações numéricas ou de tabelas numéricas para consulta (Figura 2.15b);

3. **Monitoramento** dos diversos fatores e variáveis que ocasionam o surgimento de erros não-repetitivos. Estes valores são introduzidos dentro da malha de controle através de um bloco de controle (e.g., posição) cuja saída é um erro. Assim, este método modela o comportamento do fenômeno e o introduz, através de um bloco de compensação, cujas entradas são as mesmas utilizadas para o levantamento do modelo matemático ou função transferência (e.g., velocidade, temperatura ambiente, torque), por isto é denominado de "**Modelagem Dinâmica**" ou "**Identificação**".

Por exemplo, no caso da Figura 2.16, as deformações térmicas são modeladas através do monitoramento da velocidade da árvore, de uma chave liga/desliga e da temperatura ambiente, por incorporar os efeitos de três fontes de calor (árvore, óleo e mancais). Desta forma, mudanças na configuração ou operação do processo influenciam no resultado;

Figura 2.16 - Modelo dinâmico para prever deformações térmicas em uma máquina fresadora (NAKAZAWA, 1994).

4. **Erros Cinemáticos** são medidos durante o processo e atuam em conjunto com as variáveis de controle, sendo constantemente comparadas com o valor de comando, onde a diferença obtida é utilizada como sinal de comando no sentido de atingir o valor desejado da variável (Figura 2.17). Por se tratar de um método que se baseia no controle em malha fechada de

um sistema dinâmico, é igualmente denominado de “**Controle por Realimentação**”.

Além do próprio controle de posição do sistema CNC da máquina-ferramenta, um exemplo da utilização deste método em um processo de torneamento é o da correção de movimento diretamente na ponta cortante, através de controle em tempo real da posição da ferramenta via sinal de deslocamento obtido por um sensor de posição, e acionando diretamente um porta-ferramenta antes e/ou durante o processo (PATTERSON & MAGRAB, 1985; KOHNO et al, 1989). De forma análoga, em um processo de retificação pode-se alterar a posição relativa ferramenta-peça através da movimentação da própria peça (McKEOWN et al, 1990).

Figura 2.17 – Correção de erros não repetitivos utilizando estrutura metrológica (DUDUCH, 1993).

2.3.9 - Princípio de minimização das deformações térmicas

Como observado no item anterior, as deformações fruto de gradientes térmicos são extremamente nefastas ao desempenho adequado das máquinas, instrumentos e processos caracterizados pela alta precisão (SLOCUM, 1992). Levando-se em consideração estas observações, pode-se afirmar que:

É de fundamental importância a minimização das deformações térmicas, devendo-se, na medida do possível, manter separadas

(isoladas) as fontes de calor, ou o seu efeito, transportando rapidamente o calor gerado para fora da máquina através de agentes condutores (e.g., flúidos)

Os desvios em máquinas de alta precisão, conseqüentemente possuem uma envergadura relativamente maior do que nas máquinas convencionais. A despeito disto, segundo HAFERKORN (1993) as influências térmicas podem ser divididas em três grupos:

Influências internas: causadas pela própria máquina, como por exemplo em motores, fusos, guias, mancais, entre outros. Neste tipo de fonte de calor, é necessário principalmente minimizar o acúmulo de calor, podendo usar-se:

- Eliminação local (e.g., dispositivo de refrigeração de mancais);
- Isolamento da fonte (e.g., material isolante em motores);
- Correção mecânica do sistema de medição, por exemplo através da montagem do cursor em um suporte com coeficiente de dilatação menor (e.g., cerâmica Zerodur, aço Invar, quartzo) acusando assim, qualquer deformação;
- Correção da deformação através de métodos de controle de erros.

Influências do processo: como a maior parte da energia utilizada no processo de corte é transformada em calor, num processo ideal a totalidade do calor é removida juntamente com os cavacos, o que alerta igualmente para o controle dos agentes de remoção de cavaco.

Influências externas: causadas principalmente por flutuações de temperaturas nas vizinhanças da máquina, e minimizada principalmente pelo controle da temperatura e umidade ambiental.

No caso específico das máquinas para usinagem de ultraprecisão, uma das causas mais importantes de erros no processo é a incidência de alterações dimensionais fruto de gradientes de temperatura. A eliminação das fontes de calor pode ser feita basicamente de duas formas. Deslocando a fonte de calor para fora da máquina ou removendo a fonte de calor por transporte térmico

forçado. Neste sentido, o controle ambiental rigoroso (temperatura, umidade e limpeza) é premícia fundamental para melhores resultados em processos de ultraprecisão (WEINGAERTNER, 1992).

A Figura 2.18 apresenta um esquema mostrando o controle ambiental de uma máquina de ultraprecisão por meio de banho de óleo (*oil shower*), pode ser observado igualmente, a retirada do ambiente da máquina do motor do eixo árvore e da bomba, as quais representam fontes de calor (SHIRAISHI, 1989).

Figura 2.18 – Controle ambiental de uma máquina de ultraprecisão por meio de banho de óleo (*oil shower*) (BRYAN et al., 1971 Apud NAKAZAWA, 1994).

Um método bastante utilizado para diminuir os efeitos da variação da temperatura é aquele que trabalha visando a otimização da estrutura na fase de projeto. Como forma de aplicação desse método pode-se destacar a seleção de materiais com baixa expansão térmica (*zero-expansion*), tais como materiais cerâmicos e cerâmicas vítreas como Zerodur (Schott), Cer-Vit (Owens-Illinois), e Cristron (HOYA), ligas especiais como o Invar LR35 e Super Invar (NAKAZAWA, 1994).

No entanto, materiais como o Zerodur e o Cristron, são externamente frágeis e de difícil usinabilidade, o que dificulta a obtenção de peças para máquinas de alta precisão. Uma outra técnica bastante empregada é a de utilizar fluido

refrigerante em abundância para resfriar tanto a peça de trabalho como a própria estrutura da máquina. Baseado nesta técnica, podem-se realizar modificações no projeto dos elementos da máquina, como por exemplo, a inclusão de canais em mancais e guias que permitem a passagem de fluidos refrigerantes os quais transportam rapidamente o calor gerado nos componentes para fora da máquina (Figura 2.19a). Nos casos em que se utilizam fluidos para remover o calor, esses devem ser mantidos a temperatura constante. Neste caso, a variação da temperatura do fluido situa-se abaixo de $0,002^{\circ}\text{C}$ (KRAUSKOPF, 1984).

Um outro caminho para o controle das deformações através de modificações de projeto é aquele que introduz o conceito de simetria. Neste caso, se a deformação térmica a ser controlada está posicionada no centro do local onde deseja-se minimizar o efeito, deve-se garantir através do projeto dos componentes e das propriedades térmicas (condução, radiação e coeficiente de expansão térmica linear), que a deformação provocada mantenha-se simétrica em relação à fonte de calor (NAKAZAWA, 1994). Um exemplo desta técnica, pode ser visto na Figura 2.19b.

Figura 2.19 – Minimização do efeito da variação da temperatura através de modificações de projeto do eixo árvore de uma máquina de ultraprecisão. (a) eixo árvore de cerâmica vítrea (NAKAZAWA, 1994); (b) mancal com apoios simétricos (WEINGAERTNER, 1992).

2.3.10 - Princípio para seleção de materiais

A escolha do material a ser utilizado nos componentes de uma máquina ou instrumento de precisão é fator determinante no desempenho final da máquina. Variados critérios podem ser utilizados no sentido de caracterizar um determinado material, as vantagens e desvantagens que significa sua escolha, as quais podem ser resumidas através do estudo de algumas das principais propriedades dos materiais, tais como: expansão térmica, estabilidade temporal, homogeneidade, rigidez, entre outras (NEWPORT, 1997).

A maioria dos livros da área de projeto mecânico aborda, de alguma forma, o assunto relativo à escolha do melhor material, no entanto os critérios que devem nortear o processo de decisão em projetos de máquinas e instrumentos de alta precisão podem, muitas vezes, diferir dos critérios utilizados para outras aplicações. Por exemplo, enquanto que em projetos da área de aeronáutica a relação peso-rigidez é fator crítico, em projetos de componentes para máquinas tem importância diminuída (SMITH & CHETWYND, 1994). Desta forma, pode-se afirmar que os critérios adotados variam em função do tipo de componente, sua função e a tecnologia associada ao produto.

Diversos autores têm analisado os vários critérios que podem ser utilizados na seleção de materiais para o projeto de máquinas e instrumentos de alta precisão, tais como BRYAN (1979a), WILLS-MOREN (1985), McKEOWM (1988); SMITH & CHETWYND (1994); HOCKEN (1995), NEWPORT (1997), entre outros. A seguir são enumerados alguns dos critérios mais importantes na seleção de material para projetos de precisão:

1. **Expansão Térmica** - Corresponde ao efeito ocasionado pela variação da temperatura no tamanho e forma dos componentes. O valor da mudança depende do tamanho do componente, do valor da variação da temperatura e do material utilizado (SLOCUM, 1992).. A equação 2.4 relaciona a variação dimensional (ΔL) e a mudança de temperatura (ΔT), onde α é o

coeficiente de expansão térmica que depende do tipo de material, conforme pode ser observado na Tabela 2.2:

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T \quad (2.4)$$

Tabela 2.2 - Coeficiente de expansão térmica (α) (SLOCUM, 1992).

material	Granito Natural	Granito sintético	Alumínio (6061)	Aço (1018)	Oxido de Alumínio	Invar	Zerodur
α ($\mu\text{m}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)	6,0	1,0	23,6	11,7	8,0	0.8	0,05

2. **Distorção térmica relativa (DTR)** – distorções ocasionadas por mudanças de temperatura não-uniformes são proporcionais ao coeficiente de expansão térmica (α) dividido pelo coeficiente de condutividade térmica (c), ambos dependentes do tipo de material:

$$\text{DTR} = \alpha / c \quad (2.5)$$

Alguns materiais que possuem boa condutividade térmica, como o alumínio, quando sujeitos a mudanças de temperatura em algum ponto do seu perímetro, permitem uniformizar de forma mais rápida os efeitos decorrentes desta variação. Isto ocorre, por exemplo, quando se torna necessária a localização de uma fonte de calor num ponto determinado de uma máquina (e.g., diodo Laser). Uma vez que o diodo possui uma temperatura maior que o restante da máquina e o ambiente, ele dissipa calor através do suporte de montagem criando um gradiente de temperatura ao longo do posicionador. Se o material não dissipa calor rapidamente, isto provoca distorções que, dependendo do valor do gradiente térmico, podem ser significativas (NEWPORT, 1997).

3. **Rapidez no Equilíbrio Térmico** – medido através da difusividade térmica, representada pela relação entre o coeficiente de condutividade térmica (c) dividido pelo produto da densidade e o calor específico (C).

Caso a temperatura do componente durante a operação seja muito diferente da temperatura da sala, então torna-se necessária a utilização de algum método de compensação ou uma forma de atenuar estes efeitos, por exemplo, deve-se evitar a confecção de componentes com mais de um tipo de material. Em posicionadores translativos, por exemplo, se a mesa é de alumínio enquanto os mancais são de aço inoxidável, se a temperatura muda nos mancais da mesa, devido ao estado de tensão mecânica desenvolvido na interface alumínio-aço, estes podem perder a pré-carga ou a mesa poderá empenar, uma vez que o alumínio e o aço expandem-se com taxas diferentes (NEWPORT, 1997).

Um outro exemplo que alerta para importância da difusividade térmica e do coeficiente de condutividade térmica (c) é o realizado por BREYER & PRESSEL em 1991 (Apud SLOCUM, 1992), no qual barras de materiais diferentes e do mesmo comprimento, porém com seção diferente, apresentam variações significativas no valor da deformação, quando submetidas a um mesmo gradiente de temperatura localizado. Onde, para um barra de granito a deformação foi considerada unitária (normalizada), uma barra de alumínio vazado apresentou uma variação de apenas 60 % do valor obtido pelo granito.

4. **Acoplamento radiante** – característica que é determinada pela capacidade de a máquina emitir calor, ou como a relação entre a área da superfície e o volume da máquina (HOCKEN, 1995).
5. **Rigidez** - A rigidez corresponde à medida do valor da força necessária para provocar um valor fixo de deflexão. A rigidez do sistema é designada por k e representada através da equação abaixo:

$$F = C_k \cdot x \quad (2.6)$$

onde: F e x são a força e a deflexão, respectivamente e C_k é uma constante de proporcionalidade que depende do tipo de material (módulo de rigidez). Um material é rígido para valores altos de C_k (SHIGLEY, 1969).

6. **Rigidez específica** - corresponde à relação entre o módulo de elasticidade (E) e a densidade do material (ρ). Dita relação pode ser analisada através do gráfico logarítmico da Figura 2.20 concebido por ASHBY em 1989 (Apud SMITH & CHETWYND, 1994), no qual é possível observar o material de melhor resultado quando se trata de obter um sistema com peso mínimo. Por outro lado, é igualmente interessante relacionar estas características de rigidez com aspectos relacionados às características térmicas do material, tais como coeficiente de expansão térmica (α), condutividade térmica (c), e calor específico (C) (SMITH & CHETWYND, 1994)..

Figura 2.20 – Gráfico logarítmico do módulo de elasticidade e densidade do material, mostrando o conceito de Ashby (SMITH & CHETWYND, 1994).

7. **Deformação sob carga concentrada** (δ) – característica que depende do módulo de elasticidade do material (E), da carga aplicada (W) da sua dimensão (L) e da geometria (i.e., momento de inércia - I)

$$\delta = \frac{WL^3}{EI} \quad (2.7)$$

Como forma de diminuir as deformações provocadas pelo peso próprio, a relação (E/ρ), módulo de elasticidade e densidade do material,

respectivamente, deve ser minimizada (SMITH & CHETWYND, 1994). Por outro lado, os fatores que mais influenciam na rigidez de um fuso principal (árvore) são a sua geometria (diâmetro (d) e comprimento (L)), distância entre os mancais e o módulo de elasticidade do material. Desta forma, pode-se considerar que um aumento máximo da rigidez do fuso pode ser alcançado por um aumento do diâmetro (d) do fuso, porque a flexão do eixo varia em função da Quarta potência do diâmetro do fuso. Portanto, costuma ser mais conveniente utilizar um mancal menos rígido, que permite um maior diâmetro de fuso, para uma mesma velocidade de rotação, como pode ser observado na Figura 2.21.

Figura 2.21 – Influências da rigidez e da geometria na deformação (HAFERKORN, 1993).

8. **Amortecimento Interno** – capacidade de amortecer (atenuar) vibrações não desejadas provenientes do meio ambiente de trabalho. Como forma de se evitar o acontecimento de vibrações auto-ecitadas (ressonância), meios de dissipação da energia devem ser previstos, o que basicamente pode ser realizado através do amortecimento nas juntas e no próprio material. Embora seja comprovado que somente pequena parte da dissipação seja absorvida pelo amortecimento do material, em excitações de baixa frequência e amplitude, a escolha do material tem papel importante (McKEWON, 1988).

9. **Inestabilidade do material**– ou *Estabilidade Secular* corresponde às mudanças das dimensões físicas com o decorrer do tempo, que um material poderá apresentar, ou ainda como a capacidade de o material manter-se inalterado nas suas propriedades mecânicas e características geométricas com o passar do tempo. Igualmente chamada de “fluxo inerte” ou “acomodação” (*cold flow ou creep*), no caso de alumínio, latão e aço inoxidável, o período de tempo necessário para esta inestabilidade acontecer pode ser da ordem de meses ou anos .
10. **Resistência à corrosão** – em alguns casos é necessário que as peças trabalhem em um ambiente agressivo. Por exemplo, o alumínio não oxida nem corroe com facilidade, o que é uma vantagem quando se trabalha em ambientes industriais comuns, da mesma forma o granito natural não é afetado pela maioria dos compostos químicos. Por sua vez, a corrosão do aço é um problema sério, porém a utilização de ligas de aço inoxidável, diminui estes efeitos (NEWPORT, 1997).
11. **Custos de processamento** – uma vez que os elementos constituintes das máquinas precisam ser manufaturados para alcançar a função requerida, a facilidade de processamento dos materiais tem importante papel. Desta forma, o projetista deve antever o processo pelo qual a peça será confeccionada (SLOCUM, 1992). Por exemplo, os materiais cerâmicos possuem coeficientes de dilatação térmica bem menores (Invar, Invar Super, quartzo, Zerodur). Porém, tanto os aços Invar como as cerâmicas Zerodur apresentam usinabilidade ruim, o que dificulta a obtenção de precisão elevada (WEINGAERTNER, 1992).
12. **Custos do material**– da mesma forma que no item anterior, a dificuldade de aquisição de alguns materiais especiais, implica muitas vezes a adoção de materiais alternativos, com características similares.

Na escolha do tipo de material em projeto de máquinas, deve-se observar a diferença entre materiais para partes móveis (e.g., eixos, guias, mancais, etc), e para partes fixas, como bases e estruturas. Para as primeiras, além das características básicas (mecânicas e térmicas), é considerada importante a relação peso-rigidez. Por outro lado, bases e estruturas para máquinas de ultraprecisão utilizam materiais cujas características básicas primordiais são a estabilidade do material, rigidez térmica (i.e., quando distorções térmicas variam a rigidez), alta rigidez estática e dinâmica e boa característica de amortecimento (WILLS-MOREN, 1985).

Máquinas de precisão submicrométrica necessitam inicialmente uma base sólida e rígida, a qual permite, entre outros, isolar a máquina das fontes de distúrbios e absorver variações no ambiente. Entre os materiais mais utilizados para a fabricação de bases para máquinas de ultraprecisão encontra-se o granito natural, este material pode ser lapidado alcançando planicidades, paralelismo e ortogonalidade com tolerâncias bastante apertadas. A sua alta rigidez é particularmente importante em sistemas de grande porte com altas cargas estáticas. Por ser um material Não-magnético favorece sua aplicação em processos como o de feixe de elétrons, assim como não é afetado pela maioria dos compostos químicos corrosivos. Entretanto, desvantagens como a sua característica higroscópica e seu elevado peso limitam sua utilização (McKEOWN, 1988).

Por sua vez, em aplicações onde a necessidade de alta planicidade possui importância relativamente reduzida, estruturas de aço do tipo “colmeia de abelha” (*steel honeycomb structures*), oferecem melhor relação peso/rigidez, além de permitir a adaptação de sistemas de amortecimento para atenuar o efeito de uma frequência específica, assim como a inclusão de sistemas para amortecimento ativo para otimização do desempenho dinâmico global do sistema (NEWPORT, 1997).

Outras máquinas empregam bases de ferro fundido, as quais, com o auxílio de programas de simulação numérica (e.g., análise por elementos finitos) têm conseguido excelentes resultados. Esses programas auxiliam na determinação de características como a frequência natural, rigidez da máquina, e prevendo a dimensão de possíveis deformações (KRAUSKOPF, 1984).

Desenvolvido nas últimas décadas pela empresa suíça Stüder Co., o Granito Sintético (seixo de granito e resina epoxi) é um material que tem sido muito utilizado em estruturas de máquinas e instrumentos de precisão (BRYAN, 1979a). Este material possui diversas vantagens quando comparado com os materiais convencionalmente usados para estruturas de máquinas. Possui excelente rigidez e elevado coeficiente de amortecimento interno, além de um tempo de produção curto, caracterizado pela mistura e cura em temperatura ambiente (tempo de cura aproximado 6 horas). Uma importante característica é a de possibilitar a fixação de insertos, com o objetivo de posicionar elementos específicos da máquina na estrutura, tais como guias, mancais e suportes de estruturas secundárias, entre outros, além de permitir a incorporação de dutos para circulação de fluidos refrigerantes ou condutores elétricos (McKEOWN, 1988).

Em síntese, pode-se afirmar que o material ideal para projetos de precisão deveria ter a condutibilidade térmica do cobre, a rigidez específica do berílio, o calor específico do Invar, a relação entre difusividade e coeficiente de expansão térmica do silício, o módulo de elasticidade do carbetto de silício e o coeficiente de amortecimento do magnésio, aliados à estabilidade secular do Zerodur (HACKEN, 1995).

Devido à existência de um número elevado de propriedades, não existe uma opinião definida de qual ou quais são as propriedades de maior importância. No entanto, através da utilização de métodos de análise (ver item 2.2) podem-se analisar as diversas alternativas de material nos vários critérios, dando prioridade àqueles que o projetista julgar conveniente. Entretanto, numa análise

mais geral do problema de escolha dos materiais em projetos de engenharia de precisão pode-se concluir que:

A seleção de materiais para uma máquinas deve estar baseada em princípios de engenharia, tais como, estabilidade, rigidez, amortecimento, propriedades térmicas e resistência à corrosão.

2.3.11 - Princípio do Laço Estrutural

O laço estrutural é definido como sendo: “*uma montagem de elementos mecânicos que devem manter uma posição relativa entre objetos especificados*”. Um exemplo característico é o laço formado pelo conjunto ferramenta-peça em uma máquina ferramenta, onde o laço é formado pela ferramenta acoplada ao eixo da árvore, seus mancais e suportes, guias de movimento, estrutura, base, e possivelmente a fundação, até atingir o local de fixação da peça de trabalho, como pode ser observado na Figura 2.22.

Figura 2.22 – Esquema representativo de um laço estrutural.

Em qualquer máquina de precisão, a estabilidade do laço estrutural é de extrema importância. Segundo HOCKEN (1995), nas primeiras tentativas para obtenção de altas resoluções em microscopia de tunelamento (STM - scanning tunnelig microscope), foram realizadas várias tentativas para diminuir as vibrações no sistema, no entanto, o problema só foi sanado através da diminuição do laço estrutural, permitindo resoluções em nível atômico, sem

necessidade de qualquer sistema de isolamento de vibrações. Da mesma forma, NAKAZAWA (1994) apresenta o resultado na diminuição do que ele denomina de laço de força, em um centro de usinagem da Tsugami Corp. A Figura 2.23 apresenta esta melhoria, a qual possibilitou a realização de usinagens de ultraprecisão.

Figura 2.23 – Redução do laço estrutural em um centro de usinagem de ultraprecisão. (a) máquina convencional, vista de frente; (b) máquina otimizada, vista superior (NAKAZAWA, 1994).

A Figura 2.24 mostra a aplicação de outro conceito associado ao princípio do laço estrutural, é o da restrição de movimento. Este conceito é utilizado no sentido de aumentar a rigidez do laço estrutural. A força de corte posicionada entre os eixos Z e Z' provocam uma inclinação na posição relativa, o que resulta em um erro de posicionamento do conjunto. A inclusão de sistemas de guias de movimento auxiliares, restringindo o movimento sob o eixo Z', aumenta em 2,4 vezes a rigidez do sistema, diminuindo em mais de 50% o desvio na extremidade (SAWADA et al, 1995).

Desta forma, das observações acima pode-se resumir que:

As variações térmicas e vibracionais de uma máquina ou instrumento de precisão podem ser minimizadas mantendo o caminho percorrido pela força entre a ferramenta e a peça pequeno, rígido e termicamente estável.

Figura 2.24 – Melhoria da rigidez do laço estrutural através da restrição de movimento. (a) erro causado pela inclinação das guias aerostática; (b) concepção de laço estrutural fechado (SAWADA et al, 1995).

2.3.12 - Princípio do acionamento cinemático

Como citado anteriormente, as máquinas são compostas por elementos que possuem movimento relativos de translação ou rotação. Desta forma, quando é necessário um determinado movimento e, pela sua utilização ou necessidade, é desejado que dito movimento aconteça em uma determinada direção, isto implica que a ação dos restantes graus de liberdade devem ser anulados. Em outras palavras, quanto maior o grau de precisão requerido para um movimento, tanto maior devem ser os cuidados para anular ou atenuar a influência de movimentos espúrios nas outras direções, os quais alteram o desempenho global do posicionador.

Inúmeros esforços têm sido concentrados na concepção de sistemas de posicionamento, cujo acoplamento permita que a força aplicada atue exclusivamente na direção do movimento pretendido. Diversas máquinas e sistemas metrológicos levavam isto em consideração, utilizando, como na Figura 2.25 o tipo de contato esfera-plano. No entanto, deve-se garantir que a linha de ação da esfera seja perpendicular ao plano de ação, característica que cobra maior importância na medida que aumenta o valor das forças envolvidas, implicando a adoção de soluções alternativas (HOCKEN, 1995).

Figura 2.25 – Contato esfera – plano para isolar o acionamento dos distúrbios laterais e angulares.

Eixos rotativos, como no caso de árvores de máquinas-ferramenta, devem igualmente ser acoplados cinematicamente ao seu respectivo acionamento, com o objetivo de prevenir componentes não-axiais de movimento presentes na cadeia cinemática (em especial do atuador), as quais possam redundar em erros na trajetória desejada (SLOCUM, 1992). Neste sentido, diversas soluções são adotadas na prática para permitir a transmissão de torque (acoplamento) entre o atuador e o eixo de movimento. Dentre as mais comuns encontram-se os acoplamentos flexíveis, assim como sistemas de transmissão que trabalham pelo princípio do efeito filtro (e.g., polia-correia sincronizadora). Nos últimos anos, com o desenvolvimento dos servomotores de torque, tem surgido uma alternativa que dispensa o uso de elementos de acoplamento na transmissão de torque. Trata-se da montagem direta do motor sobre o eixo de movimento, apresentada nos trabalhos de McKEOWN (1986), VASQUEZ (1994) e SCHULZ (1994) entre outros.

Quando, além de transmitir um movimento entre mecanismos, é necessária sua conversão, seja rotação em translação ou vice-versa. Por exemplo, no caso de um posicionador translativo, acionado por meio de servomotor acoplado a um conjunto fuso-castanha, existe a necessidade de que, na conversão do movimento entre o servomotor rotativo e a mesa translativa, apenas forças axiais sejam transmitidas. O arranjo apresentado na Figura 2.26, idealizado por McKEOWN (1989) e posteriormente aprimorado por SLOCUM (1992), apresenta a utilização de um mecanismo de guia auxiliar utilizado para

desacoplar os erros de movimento provenientes do acionamento (servomotor, fuso, castanha). A união em formato de U, do suporte de fixação aliada à guia hidrostática, garantem a posição centralizada do suporte, garantindo que somente esforços axiais sejam transmitidos.

Figura 2.26 – Mecanismo de transmissão de movimento para evitar movimentos laterais ou angulares (McKEOWN, 1989).

Acionamentos como os apresentados na Figura 2.27 utilizam elementos como fios ou fitas para transmitir forças, garantindo com extrema facilidade a conversão do movimento com apenas uma resultante. Porém, a rigidez desta transmissão depende das características do elemento transmissor (fio, fita ou similar) o qual limita sua utilização a sistemas com carga nominal constante e de baixa amplitude, como por exemplo em cabeçotes de leitura para discos magnéticos de computador (SMITH & CHETWYND, 1994).

Figura 2.27 – Acionamento por cabo (SMITH & CHETWYND, 1994).

Nos últimos anos acionamentos especiais, como os de transmissão por atrito (*Capstan* ou *friction drive*), têm obtido excelentes resultados no posicionamento de ultraprecisão. Como pode ser observado na Figura 2.28 este tipo de acionamento converte o movimento de rotação em translação por meio do contato direto entre o elemento rolante e a superfície a ser movimentada, provocando a transmissão do movimento através do atrito (KIM & MOON, 1996).

Figura 2.28 –Sistema de acionamento por atrito (BRYAN, 1979b).

Avaliando a importância do princípio de acionamento cinemático e as características extraídas dele, segundo HOCKEN (1995), pode-se afirmar que:

Sistemas de acionamento devem ser construídos de forma que apenas o grau de liberdade requerido para o movimento seja acoplado entre o mecanismo de acionamento e o elemento móvel.

2.3.13 - Princípio do projeto cinemático

A cinemática pode ser definida como “a ciência que trata exclusivamente de corpos ou mecanismos em movimento, preocupada apenas com a geometria dos movimentos e com as relações de deslocamento e tempo”, onde a força que produz este movimento é completamente desprezada (SHIGLEY, 1961).

Na concepção e montagem de sistemas posicionadores, a restrição de movimentos nas direções indesejadas devem prever a ação de distorções internas, tanto nos mecanismos rotativos como de translação (HOCKEN, 1995). Por outro lado, existem mecanismos que devem ser acoplados entre si, sem que este acoplamento gere alguma deformação em qualquer parte, como por exemplo na fixação de peças em máquinas-ferramentas ou instrumentos de medição com o auxílio de fixadores (HORIKAWA, 1997). Desta forma, quando um corpo é fixado em um número maior do que o número mínimo necessário de apoios para restringir seu movimento, estas restrições redundantes resultam em distorções, desgastes e maior custo para alcançar a especificação desejada (McKEOWN, 1988).

A necessidade de determinar como deve-se proceder para impor restrições a um determinado objeto de modo a assegurar um número n desejado de graus de liberdade, sem que jamais o acoplamento se torne hiperestático, tem contribuído para o aprimoramento do conceito de projeto cinemático. Pode-se afirmar que o princípio de projeto cinemático baseia-se exclusivamente no seguinte preceito:

Ao se desejar que um objeto tenha n graus de liberdade em relação a um outro objeto determinado, é necessário que esteja em contato em $6 - n$ pontos com o outro objeto.

O projeto cinemático caracteriza-se principalmente pelo tipo de contato utilizado para formar a restrição cinemática, constituído por pontos teóricos. Em geral, cada ponto de contato entre o corpo e a superfície externa de contato remove um grau de liberdade, como pode ser observado nos exemplos da Figura 2.29, e cuja concepção data de aproximadamente 1800. Exemplos práticos do uso do acoplamento cinemático encontram-se na maioria dos instrumentos, com maior frequência na fixação de elementos ópticos. A utilização do conceito de projeto cinemático em estruturas para máquinas não é tão freqüente, devido principalmente às grandezas envolvidas (HOCKEN, 1995).

Figura 2.29 – Locação de restrições de 6 graus de liberdade: (a) Acoplamento de Kelvin; (b) Acoplamento de Maxwell (SLOCUM, 1992).

Um exemplo comum nas máquinas-ferramenta é o da fixação da base e dos suportes estruturais, como na Figura 2.30 onde, caso fossem fixadas a base e suporte diretamente (superfície com superfície), além de ter de garantir perfeita planicidade entre as superfícies, distorções nas superfícies têm sua influência acentuada no erro total (NAKAZAWA, 1994).

Figura 2.30 – Fixação da estrutura de uma máquina (NAKAZAWA, 1994).

Atualmente, máquinas com arquitetura tetraédrica, como o Tetraform C desenvolvido no National Physical Laboratory (NPL na Inglaterra), possuem sua estrutura, apoios e fixações baseadas na adoção destes e outros princípios de projeto de precisão (CORBETT et al, 1999). A Figura 2.31 mostra uma máquina de usinagem de ultraprecisão com este tipo de arquitetura.

Figura 2.31 - Máquina de Usinagem de Ultraprecisão da Loadpoint Limited.

Em máquinas e instrumentos que requerem maiores esforços, os pontos de contato teóricos transformam-se em série de pontos, linhas, série de linhas e eventualmente superfícies (McKEOWN, 1988). Entretanto, o uso destas superfícies pode acarretar em desgastes, afetando a planicidade ou formato da guia. A esta técnica denomina-se de projeto semi-cinemático e, em função disso, EVANS (1988) definiu este princípio como sendo:

Se a área de cada local de acoplamento é reduzida a um ponto de contato teórico, o projeto será exclusivamente cinemático "puro", e não conterá sobre-restrições (hiper-estático).

Figura 2.32 – Substituição de um projeto hiperestático: (a) guias em "v" e planas, com numero excessivo de restrições; (b) projeto cinemático; (c) aplicação da força de movimentação em posicionador cinemático.

2.3.14 - Princípio do Movimento Suave

Em máquinas ou instrumentos de precisão existe a necessidade de realizar movimentos sem variações repentinas (“movimento suave”), devido principalmente às características dimensionais e de acabamento envolvidas. Por exemplo, oscilações nos movimentos de rotação ou translação nos sistemas de posicionamento de um torno provocam alterações nos resultados da usinagem. Neste sentido, WECK et al. (1991) apresentaram um conjunto de marcas que surgem no faceamento quando da ocorrência de variações no deslocamento relativo ferramenta-peça, as quais podem ser observadas na Figura 2.33.

Figura 2.33 – Marcas caraterísticas em torneamento provocadas por desvios nos movimentos de translação ou rotação (WECK et al., 1991).

Entre as alterações no movimento de maior interesse encontram-se as de trajetória e de velocidade. As primeiras caracterizam-se pelos desvios de trajetória ou erros geométricos nos posicionadores, tal como analisado anteriormente, aspectos como “folgas nulas”, minimização das vibrações e dos erros geométricos, entre outros, auxiliam na diminuição da influência destes desvios.

Por outro lado, oscilações ou variações de velocidade no sentido do movimento surgem principalmente devido às características dinâmicas dos sistemas de acionamento (motores e atuadores) e guias de movimento. A capacidade de um acionamento de fornecer velocidade constante é característica primordial em sistemas como o da Figura 2.33, onde variações no movimento de avanço do posicionador devidas a cinemática do sistema de acionamento provocam alterações nos resultados do processo de usinagem, podendo até mesmo inutilizar as peças.

Em conjunto com as folgas, um fator capaz de alterar o comportamento dinâmico de um sistema de precisão é o atrito. A existência de corpos em contato e com movimento relativo torna este fator especialmente crítico quando da necessidade de realizar movimentos suaves em posicionadores. O atrito pode ser definido como sendo a resistência ao movimento entre duas superfícies em contato. Entre os elementos que contribuem para o valor do atrito estão o formato do apoio, o atrito de deslizamento, desgaste do sistema e a viscosidade de lubrificação.

Uma vez que são as guias de movimento os elementos funcionais dentro de um sistema posicionador que permitem o movimento entre as superfícies, seja de translação ou de rotação, NAKAZAWA (1994) afirma que:

Para conseguir movimentos suaves, o projeto das guias deve contemplar atrito mínimo e mantê-lo em nível constante sob diferentes condições de operação.

De maneira geral, as guias de movimento são classificadas de acordo com seu tipo construtivo e quanto à forma como se dá o contato entre o elemento fixo e o elemento móvel da guia, por exemplo: guias de deslizamento, guias de rolamento, guias fluídicas e guias de flexão. A Figura 2.34 apresenta uma diagrama de seleção de guias de movimento (McKEOWN, 1988).

Figura 2.34 – Seleção de Guias de Movimento (McKEOWN, 1988).

Entretanto, para que se possa estabelecer sua influência sob o comportamento dinâmico não basta que se conheça o valor do seu coeficiente de atrito estático (atrito de Coulomb ou de aderência), mas é igualmente necessário que se conheça o seu valor e seu comportamento ao longo de toda a faixa de velocidades de movimento da guia (atrito cinemático). Com base nas curvas características de atrito apresentadas na Figura 2.35, pode-se antever dois requisitos básicos, quais sejam:

- Atrito estático tão baixo quanto possível (curvas c & d),
- Atrito dinâmico levemente crescente ou constante em função da velocidade (curvas b, c & d).

Figura 2.35 - Curvas características de atrito em guias (LICHTBLAU, 1989)

O *atrito estático* em conjunto com a *elasticidade* dos componentes vai dar origem à deformação elástica destes. Esta deformação vai se manifestar através de uma *zona morta* no início do movimento a partir da velocidade zero

e como *histerese* nas reversões de movimento. Por outro lado, caso o atrito dinâmico for decrescente em função da velocidade, surge o efeito denominado "**Stick-Slip**", caracterizado por vibrações momentâneas do tipo "*stop-and-go*". Em decorrência do surgimento desse efeito, o movimento em baixa velocidade é *irregular*, com oscilações, praticamente inviabilizando o posicionamento de precisão. Desta forma, para alcançar um movimento suave é necessário que o atrito da guia escolhida seja constante ou levemente crescente em função da velocidade (GROSS, 1983).

A localização do ponto de aplicação da força de movimentação sobre a guias afeta diretamente a sua característica de movimento, devido a que para a maioria das guias este ponto encontra-se fora-de-centro, provocando um momento sobre o carro móvel, que implica o aparecimento de duas reações em pontos contrários (Figura 2.36). Para minimizar o valor destas reações NAKAZAWA (1994) propõe a utilização de carros mais longos, o que pode ser corroborado matematicamente.

Figura 2.36 – Aplicação da força de acionamento fora do centro da guia
(NAKAZAWA, 1994)

Da mesma forma, pode-se afirmar que para alcançar um movimento suave, a força de acionamento deve ser aplicada sobre o ponto onde se localiza a resultante das forças resistivas (i.e., alinhamento de forças), com o objetivo de não criar um momento desnecessário (Figura 2.32c). Pode-se definir igualmente um ponto O em $x=d$, denominado de "auto-blocante", a partir do

qual e em função da rigidez do sistema a força de movimentação aumenta para valores de $d > x$ (ver Figura 2.36).

Assim, pode-se concluir que para alcançar movimento suave, é necessário que seja providenciado um balanceamento dos esforços sobre as guias assim como sobre o acionamento, reduzindo a carga sobre o posicionador. Por exemplo, máquinas com movimento vertical devem ser dotadas de sistemas que permitam minimizar a variação dos esforços na subida e descida da carga, o que dificulta o controle do acionamento. Neste sentido, o princípio de balanceamento de carga (contra-peso) utilizado nos sistemas de avanço desenvolvidos nos primórdios da usinagem de ultraprecisão em Cranfield (WEINGAERTNER, 1992), pode ser utilizado para aliviar o acionamento da variação de esforços (McKEOWN, 1989). A Figura 2.37 mostra a utilização de um sistema de contra-peso cuja ação auxilia tanto na diminuição do esforço sobre a guia como da carga sobre o acionamento (e.g., servomotor).

Figura 2.37 – Alívio dos esforços sobre a guia e sobre o acionamento por meio de contra-peso em um posicionador vertical (McKEOWN, 1989).

2.3.15 - Princípio da Redução

Ao analisar-se a cadeia cinemática de sistemas posicionadores, pode-se notar que a diminuição do número de elos que compõem esta cadeia atuará de forma a diminuir o erro global de posicionamento, como por exemplo na Figura 2.38.

Figura 2.38 - Erros Geométricos num Torno e seus Reflexos na Trajetória.

Nos últimos anos, o desenvolvimento de novas alternativas em acionamento para posicionadores tem permitido reduzir o número de mecanismos presentes no sistema de conversão e transmissão de movimento além de satisfazer o princípio de acionamento cinemático (item 2.13). Motores translativos ou lineares e a montagem direta de motores no elemento de conversão de movimento (e.g., fuso de esferas), entre outros, são exemplos destas novas tecnologias (JESUS, 1999).

O princípio da redução está igualmente relacionado com o conceito de amplificação das grandezas. Tanto no caso dos sistemas de medição como nos de acionamento, é interessante manipular grandezas de maior amplitude para obter resultados de precisão mais elevada. A Figura 2.39, mostra o princípio de funcionamento da alavanca, um dos métodos mais antigos de amplificação mecânica, muito utilizado em instrumentos de medição para amplificar a amplitude da grandeza, como por exemplo em relógios comparadores.

Figura 2.39 - Princípio da redução: (a) alavanca; (b) variante cinemática para alavanca.

O plano inclinado ou cunha, corresponde a um método de redução ou amplificação que trabalha também por meio mecânico. Seu princípio de funcionamento pode ser visto na Figura 2.40, e a amplificação depende do ângulo α e, quando as faces em contato possuem alto grau de planicidade e o ângulo α é conhecido com alta precisão, constitui um método simples e preciso de amplificar um movimento. O parafuso pode ser visto como um caso particular de plano inclinado, onde o plano é torcido em torno de uma hélice e a amplificação obtida no equipamento é visualizada por meio da combinação do plano inclinado com o braço radial (HORIKAWA, 1997).

Figura 2.40 - Princípio da redução: (a) alavanca & cunha; (b) variante cinemática para alavanca.

Diversos outros tipos ou métodos de redução (amplificação) podem ser relacionados, sejam do tipo mecânico, óptico, pneumático e elétrico, porém é importante ressaltar que na maioria dos casos, a amplificação é obtida através da combinação de dois ou mais destes métodos básicos ou pela combinação de diferentes técnicas de um mesmo método básico, como por exemplo, na

amplificação óptica de feixes por meio da inclinação do plano de reflexão, ou na projeção de imagens em foto-fabricação.

Da mesma forma, como exemplo atual de sistema de amplificação ou redução eletro-mecânico, podem ser citados os posicionadores que utilizam atuadores de estado sólido, como os piezoelétricos. Neste tipo de sistema, o elemento amplificador e transmissor do movimento é o próprio atuador, onde um campo elétrico aplicado provoca deformação proporcional no elemento. Desta forma, na medida que a intensidade do campo elétrico (tensão) aplicado pode ser “reduzida” com alta precisão, maiores resoluções na amplitude da deformação podem ser alcançadas. Por exemplo, atuadores piezoelétricos possuem valores característicos na sua resposta, da ordem de $0,25 \mu\text{m/V}$ (NAKAZAWA, 1994). A Figura 2.41 apresenta um sistema de posicionamento submicrométrico baseado neste princípio.

Figura 2.41 – Mecanismo para posicionamento de ultraprecisão.

De maneira geral, quanto a utilização do princípio da redução pode-se afirmar que:

A redução ou eliminação de mecanismos auxiliares para transmissão de movimento, em conjunto com os métodos de amplificação, permitem a diminuição das incertezas e o conseqüente aumento da precisão.

2.3.16 - Princípio do Efeito Filtro

O Princípio de efeito filtro de certa forma sobrepõe-se ao princípio da atenuação de distúrbios (item 2.11), no entanto, o efeito filtro caracteriza-se pela utilização das propriedades que certos componentes e arranjos possuem de permitir a atenuação dos distúrbios nos sistemas dinâmicos. Como afirmado no item 2.11, quando a resposta do sistema apresentar erros devido à ação de ruídos (sinais de distúrbio), se possível estes ruídos devem ser eliminados, absorvidos ou no seu efeito mantê-los isolados tanto quanto possível da entrada do sistema. Segundo NAKAZAWA (1994) podem ser diferenciados 3 tipos de agentes capazes de realizar a função de filtro, a saber, os fluidos, corpos flexíveis e as massas.

No caso dos fluidos, estes elementos são localizados entre a referência cinemática e o elemento móvel, absorvendo os erros e distúrbios que alteram a resposta do sistema. Um exemplo clássico são os filmes de óleo alocados entre a guia e as sapatas de deslizamento, na qual o óleo sob pressão atua como filtro, absorvendo imperfeições geométricas do conjunto e atenuando a transmissão de vibrações. Neste mesmo caso, pode-se utilizar o ar em vez de óleo, entretanto em termos de rigidez do conjunto, as guias hidrostáticas absorvem maiores valores de forças de distúrbios.

A Figura 2.42, apresenta o esquema de um posicionador translativo de ultraprecisão o qual utiliza mancal e parafuso hidrostático (McKEOWN, 1988). Nos últimos anos, o desenvolvimento e aplicação desses elementos tem despertado o interesse de diversos projetistas que estão desenvolvendo protótipos do tipo hidrostático (SLOCUM, 1992), aerostático (TANIGUCHI, 1996) e também do tipo magnético (HORIKAWA, 1999).

Figura 2.42 – Posicionador translativo usando parafuso e mancal hidrostático (McKEOWN, 1988).

Os corpos elásticos correspondem a um tipo de agente cujas características o tornam adequado para exercer a função de filtro, utilizado na forma de elemento funcional que absorve os erros nos elementos de transmissão graças a sua flexibilidade na direção do erro e rigidez na direção do movimento a ser transmitido, posicionando-se como "elo" de ligação entre os elementos de transmissão.

Um exemplo muito usado em posicionadores são os acoplamentos flexíveis, os quais transmitem o torque produzido no acionamento (motor) ao elemento conversor (parafuso), auxiliando na absorção dos erros de desalinhamento (e.g., foles, helicoidal, etc.), ruídos provenientes do sistema de transmissão (e.g., correia sincronizadora), entre outros. A Figura 2.43 apresenta um esquema de outra possibilidade do uso de elementos elásticos como filtro. Neste caso a transmissão do movimento entre a castanha e a mesa do posicionador é feita através de um elemento flexível, o qual absorve os erros de retilineidade entre o fuso e a mesa.

Figura 2.43 – Sistema Flexível para absorção de desalinhamento do fuso.

A utilização de massas como agente com função de filtro é bastante comum em sistemas rotativos com velocidade constante, onde uma massa inercial (volante) é acoplada ao sistema rotativo, absorvendo as oscilações no movimento. Por outro lado, este mesmo acréscimo de massa inercial favorece na atenuação da amplitude das vibrações provenientes do ambiente e propagadas através da base da máquina ou instrumento de precisão, como pode ser observado na Figura 2.44 a amplitude da vibração é reduzida em função do aumento da freqüência natural do suporte, pois abaixo desta não existe atenuação (DeBRA, 1992).

Figura 2.44 – Redução da transmissão de vibrações através do decaimento da freqüência natural do suporte, abaixo desta freqüência não existe atenuação (DeBRA, 1992).

Desta forma, quanto a utilização do princípio do filtro, pode-se dizer que:

A utilização de agentes que exerçam a função de filtro favorece na atenuação dos distúrbios externos e devem ser alocados preferencialmente na zona de interação entre os elementos funcionais de um sistema posicionador

2.3.17 - Princípio da Simetria

O princípio da simetria relaciona a capacidade dos elementos ou mecanismos e até mesmo estruturas de serem menos suseptíveis a erros quando possuem formas ou arranjos simetricos. Como analisado no princípio de compensação de erros térmicos (item 2.9), o balanceamento dos efeitos térmicos pode ser alcançado através do uso de formas e/ou arranjos simetricos, que permitam uma auto compensação da dilatação dos componentes.

Através da análise das varias arquiteturas para máquinas de medir por coordenadas, SLOCUM (1992) identificou diversas caracterisiticas que tornam a alternativa do arranjo simétrico tipo "Ponte" vantajoso em relação ao do tipo "C" (Figura 2.45). Entre as quais destaca-se a melhor relação peso-rigidez, resultando em uma alta rigidez estática e dinâmica, permitindo um desempenho edequado em ambas extremidades da ponte, além de permitir uma divisão do laço de força (item 2.14), entre outros.

Figura 2.45 – Arquiteturas para Máquinas e instrumentos de precisão: (a) tipo C; (b) tipo "Ponte".

No entanto, HOCKEN (1995) alerta para o fato do projeto simétrico não reduzir a energia vibracional, que por outro lado frequentemente aumenta (barra de seção retangular e barras de seção em “L”). Devido a isto, pode-se dizer que a eliminação de modos de vibração através da assimetria, pode ser mais eficaz que o balanceamento de outros efeitos através da simetria.

Desta forma, podemos concluir que:

O balanceamento das influências térmicas e estruturais deve ser considerado tanto na máquina e seus componentes como da máquina em função do ambiente, assim como, uma análise cuidadosa da assimetria em locais específicos reduz as ressonâncias vibracionais.

2.4 – Conclusões Preliminares

McKEOWM (1988) alerta para o fato que, de maneira geral no projeto de mecanismos de ultra-precisão, os efeitos de um mal projeto poderam superar aqueles produtos da manufatura. Neste sentido a simplicidade do projeto deve ser uma constante no objetivo de qualquer projeto que vise obter altíssimas precisões.

Uma das principais causas de erros em máquinas e processos de ultraprecisão é a variação da temperatura, neste sentido a adoção de sofisticados sistemas de medição sem a devida atenuação das variações térmicas é indubitavelmente um desperdício de tempo e dinheiro.

Finalmente, deve-se lembrar que o “melhor projeto” para um determinado sistema é um conceito relativo, isto é, a utilização dos conceitos e princípios até aqui discriminados não representa necessariamente as condições de alcançar um projeto exitoso, porém, pode-se afirmar que a escolha das alternativas que satisfazem esses fundamentos implicará a obtenção de um resultado (precisão) mais próximo do desejado.

CAPÍTULO 3

MICROPOSICIONADORES PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO

De maneira geral, a necessidade de aumentar o desempenho e diminuir o tamanho dos sistemas mecatrônicos tem levado a indústria moderna a idealizar e desenvolver sistemas de posicionamento com boas características de aceleração e precisão de posicionamento. Por outro lado a crescente demanda de componentes com melhores características metrológicas e de acabamento, tais como lentes para raio x e infra-vermelho, tem permitido o desenvolvimento de variados tipos sistemas de microposicionamento capazes de movimentar elementos de máquinas em distâncias muito pequenas com alto grau de exatidão. Dentre eles podem-se destacar os acionados por meio de atuadores piezoelétricos. Neste capítulo são abordados os diversos elementos que compõem um microposicionador, dando especial atenção aos requisitos dinâmicos dos elementos mecânicos e das diversas alternativas para uso como acionamento ou elemento motor em um microposicionador de ultraprecisão.

3.1 Introdução

Como analisado no Capítulo 1, a fabricação de componentes com elevada precisão de forma e baixa rugosidade superficial demandam a utilização de máquinas com melhor precisão de posicionamento e capazes de realizar trajetórias complexas. 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 (polimento, lapidação e ataque químico), a fim de se reduzirem tempos e custos e se melhorarem o grau de exatidão e repetibilidade, na fabricação de componentes mecânicos, ópticos e eletrônicos.

Como citado anteriormente, as características de uma máquina-ferramenta de ultraprecisão têm grande influência sobre a qualidade final das peças produzidas, podendo ser a máquina-ferramenta considerada como o elemento mais crítico para o sucesso de usinagem com ferramenta de diamante. Em termos gerais, para serem alcançadas as características de resolução de

posicionamento e desempenho dinâmico adequado, as máquinas ferramentas destinadas à usinagem de ultraprecisão devem possuir diversos requisitos, tais como:

- Altíssima rigidez.
- Disponibilidade de controle de posição e trajetória.
- Sistemas metrológicos com resolução, repetibilidade e velocidade compatíveis.
- Instalação em ambiente controlado, com temperatura e umidade constantes.

Desta forma, quando ingressamos no campo da mecânica de precisão, o desempenho desejado de máquinas de usinagem destinadas à fabricação de componentes de elevada precisão de forma e baixa rugosidade superficial demandam a utilização de máquinas com melhor precisão de posicionamento.

Por outro lado, a crescente miniaturização dos componentes na área de microengenharia tem salientado a necessidade da fabricação de produtos cada vez menores, mais leves, com maior precisão, confiabilidade e, se possível, com baixo custo, lançando desta forma, constantes desafios à engenharia de fabricação.

A necessidade de deslocamentos de alta precisão não faz parte apenas dos processos de usinagem de ultraprecisão. Sistemas de posicionamento de alta precisão são de fundamental importância em diversos instrumentos de medição e sistemas para montagens ópticas, dentre os quais podem-se destacar os instrumentos de medição de textura superficial (mecânicos ou ópticos), sistemas ópticos e de informática, entre outros (TANIGUCHI, 1996).

Para alcançar as resoluções de posicionamento necessárias para a realização das tarefas anteriormente mencionadas, diversas alternativas têm sido propostas. De maneira geral, a arquitetura dos microposicionadores para máquinas e instrumentos de elevada precisão envolve a aplicação de diversas

tecnologias, entretanto, como observado na Figura 3.1, o microposicionador pode ser subdividido em quatro módulos (BISPINK & WECK, 1989), quais sejam:

- Sistema de medição;
- Elementos mecânico;
- Sistema de acionamento;
- Sistema de controle

Figura 3.1 – Componentes de um sistema posicionador de alta precisão (BISPINK & WECK, 1988).

Por outro lado, a análise criteriosa de cada um dos elementos constituintes dos diversos módulos, permite antever seus efeitos e influências no desempenho global do sistema. Como pode ser visto no diagrama de blocos da Figura 3.2, para um sistema posicionador qualquer existem diversas fontes de erro. A seguir, cada módulo é analisado separadamente, dando um aprofundamento maior nos itens relativos ao acionamento e controle do sistema.

Figura 3.2 – Diagrama de blocos de um sistema posicionador e suas fontes de erro mais comuns (BISPINK & WECK, 1988).

3.2 - Elementos Mecânicos

Estes elementos são os responsáveis por transmitir a energia mecânica ou informação dentro dos posicionadores. Diversas características devem ser levadas em consideração quando da escolha dos arranjos e dos tipos de elementos mecânicos utilizados para desempenhar determinada função. Neste sentido, deve-se ressaltar que quanto menor o número de componentes, em especial de componentes móveis, melhor e mais confiável será o posicionamento. Portanto, ao projetar-se um posicionador, deve-se lançar mão apenas dos componentes funcionalmente necessários (LITCHBLAU, 1989).

Além do dimensionamento estático, o projeto de microposicionadores requer igualmente um dimensionamento dinâmico que assegure um desempenho

dinâmico adequado do conjunto. Os principais requisitos dinâmicos a serem levados em consideração no projeto de posicionadores são a frequência natural (tão elevada quanto possível) e o amortecimento crítico ($D=1$, sem sobrepassagem)

3.2.1 – Frequência Natural Mecânica

Uma análise criteriosa deste tópico torna-se importante uma vez que a frequência natural dos componentes mecânicos é muito inferior àquela apresentada pela maioria dos acionamentos, desta forma deve-se concentrar esforços no sentido de obter-se a máxima frequência natural do sistema mecânico.

Uma vez que a frequência natural (ω_0) de um componente mecânico qualquer pode ser modelada como sendo um sistema massa-mola, a expressão para a frequência natural mecânica ficará em função da rigidez (k) e da massa (m), conforme a relação abaixo:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (05)$$

Da análise da expressão, pode-se concluir que para aumentar a frequência natural de um componente mecânico este deverá possuir rigidez tão elevada quanto possível e massa tão reduzida quanto possível.

Estes requisitos podem trazer consigo algumas contradições na medida que o aumento de rigidez pode ser conseguido aumentando-se as dimensões dos componentes, enquanto a diminuição da inércia pode ser conseguida diminuindo-se as dimensões dos componentes. Isso força o estudo de cada caso de forma específica, levando em consideração todos os fatores atenuantes e assim otimizando o resultado. Autores como GROSS (1983) e WECK (1984) discutem as estratégias para atender estes e outros requisitos nos vários grupos funcionais de componentes mecânicos em posicionadores.

3.2.2 – Amortecimento

O amortecimento tem como função atenuar as oscilações através da dissipação de energia. Este amortecimento nos componentes mecânicos pode ser explicado pela presença do atrito, através do qual a energia mecânica de movimento é convertida em energia térmica (calor), e que se pode apresentar como:

- Atrito entre superfícies que apresentam movimento relativo;
- Atrito entre moléculas ou átomos do material que se deforma elástica ou plasticamente;
- Atrito entre a superfície de um corpo e as moléculas ou átomos do meio fluídico dentro do qual ele se desloca.

3.2.3 – Grupos Funcionais de Componentes Mecânicos

A tomada de decisão em relação às características de maior importância na escolha do tipo de elementos mecânicos de transmissão, suporte e movimento, visa principalmente a otimização dinâmica do conjunto, o que possibilitará obter maior precisão e confiabilidade do posicionador. Neste sentido, diversas alternativas para elementos podem ser analisadas, tais como:

- Guias e Mancais;
- Acoplamentos;
- Transmissões Conversoras e
- Transmissões Transformadoras.

Da análise das opções existentes para os diversos componentes e com o auxílio das técnicas de projeto conceitual apresentadas no Capítulo 1, foi possível conceber dois protótipos de microposicionadores cujas características mais relevantes são a rapidez e a precisão de posicionamento.

Desta forma, inicialmente foi idealizado um porta-ferramenta ativo com apenas um grau de liberdade (translação), utilizando guias de molas. Posteriormente,

uma mesa para microposicionamento angular, baseada no mesmo princípio, esta sendo concebida. Estes microposicionadores, seus componentes e desempenho serão analisados de maneira mais detalhada nos capítulos posteriores.

3.3 Sistemas de Medição

Como mostrado anteriormente, os atuadores de estado sólido têm sua repetibilidade limitada devido às não-linearidades que carregam, o que faz obrigatória a utilização de realimentação de posição para melhorar seu desempenho.

Sistemas microposicionadores utilizam freqüentemente elementos sensores de posição incorporados internamente, tais como sensores capacitivos (*capacitance micrometer*) e extensométricos (*strain gauges*), ambos disponíveis comercialmente. A Tabela 3.1 apresenta as características gerais de algumas das principais opções em sensores de posição para posicionadores de ultraprecisão.

Para a implementação dos protótipos de microposicionadores a serem discutidos posteriormente, foi escolhida a utilização de um sistema metrológico independente. Para tanto, foram propostas as alternativas de uso do Laser Interferométrico tipo Diodo (GaAlAs) baseado no princípio de Michelson e dos transdutores indutivos, como os LVDT.

A alternativa do Laser, nos fornece maiores facilidades de montagem, seguindo o princípio de Abbe, além da característica de alta resolução (1.5 nm , $\lambda/512$ com $\lambda = 780 \text{ nm}$) obtendo um sistema de medição com estrutura metrológica independente (GEE et al., 1989). Por outro lado, a utilização dos LVDT, embora a desvantagem da medição com contato, torna o protótipo mais barato sem, no entanto, comprometer em demasia a resolução inicialmente esperada.

Tabela 3.1 – Características de sensores de posição (SLOCUM, 1992).

Tipos	Sistemas de Medição	Sinais Fornecidos	Resolução
Potenciômetros	Absolutos	Analógicos	25 μ m
Transformadores Diferenciais LVDT	Absolutos	Analógicos	0,1 μ m – 0,02 μ m
Resolvers	Absoluto/ Incremental	Analógicos/ Digitais	2 10 ³ μ rad -10 μ rad
Codificadores Ópticos	Absoluto/ Incremental	Digitais	5 μ rad /0,1 μ m- 0,01 μ m
Laser Interferométrico	Absoluto/ Incremental	Digitais	10 A° (λ /508)

3.4 Sistemas de controle

Neste item são abordados diversos tipos de técnicas de controle e controladores, visando a escolha de um controlador apropriado para o controle dos sistemas dinâmicos aqui referidos, isto é, capaz de atender às especificações de desempenho requeridas. Para tanto, foram consideradas diversas alternativas, dentre as quais podemos destacar aquelas baseadas em Lógica Difusa (*Fuzzy Logic*) e Redes Neurais (*Neural Networks*), as quais serão analisadas com maior profundidade no capítulo seguinte, junto as demais características relacionadas ao controlador.

Todavia, a necessidade de estratégias de controle mais complexas aumentam as exigências relativas à plataforma de desenvolvimento (Hardware). Neste sentido, dentre os novos desenvolvimentos nesta área, destacam-se os DSPs (Digital Signal Processors), os quais possuem características de arquitetura especiais, projetados para o processamento de sinais em tempo real, possuem um nível de desempenho que os faz apropriados para aplicações de controle que exigem grande rapidez de processamento com alta precisão de cálculo (TOKHI & HOSSAIN, 1995).

A placa controladora a ser utilizada para a realização da tarefa de fechamento da malha de controle digital do movimento é baseada em DSP e possui

características que facilitam a comunicação com um computador hospedeiro (IBM PC ou compatível), permitindo a aquisição de dados em tempo real para controle e análise do desempenho do sistema. Sua arquitetura, permite fácil implementação de diversos algoritmos de compensação. Possui um conjunto de entradas/saídas digitais/analógicas com resolução de 14 bits, permitindo sua conexão diretamente com amplificadores de potência e sistemas de medição.

3.4 Sistemas de Acionamento

A competitividade na indústria moderna exige cada vez mais produtos de alta qualidade, com tolerâncias apertadas e formas complexas, o que se faz sentir em cada etapa do projeto destes. Desta forma, e como resposta ao grau de precisão dimensional e geometria exigida pelos produtos, as máquinas-ferramenta estão em permanente modificação.

O sistema mais utilizado no acionamento de posicionadores nas máquinas operatrizes CNC é aquela constituída por um servomotor rotativo acoplado a um conjunto fuso/castanha de esferas recirculantes, através de um elemento flexível para absorção de desalinhamentos (ver Figura 3.3 (a)). Este tipo de arranjo apresenta algumas desvantagens próprias deste tipo de configuração, como por exemplo:

- presença de folgas;
- adição de massas inerciais;
- não linearidades (histerese, atrito);
- menor velocidade crítica;
- entre outras.

Figura 3.3 - Componentes básicos de um sistema posicionador utilizando Servomotores (a) Rotativos e (b) Translativos (CAMPOS RUBIO, 1997).

Uma vez no campo da Engenharia de Precisão estas dificuldades acentuam-se, para tanto, são estudadas alternativas que possam reduzir significativamente ditos inconvenientes, a saber, motores lineares.

3.4.1. - Servomotores em Máquinas-Ferramenta

Funcionalmente o motor é o elemento que realiza uma conversão de sinais e sobretudo de energia entre o sistema elétrico e o mecânico, bem como do elétrico em térmico e em ruído. Rapidez de movimento, repetibilidade, velocidades máximas elevadas e baixas constantes de tempo, aliadas a facilidade de controle, confiabilidade e economia são objetivos que têm orientado o caminho do desenvolvimento das máquinas elétricas para aplicação em máquinas-ferramenta e robótica. Este conjunto de objetivos tem levado a diversas concepções não só dos motores elétricos como também dos sistemas de energização e seus sistemas de controle.

O aparecimento e evolução dos servomotores coincidem com a constante busca de alto desempenho e conseqüente eliminação dos fatores limitantes deste. O servomotor distingue-se dos "motores comuns" pelo fato destes

últimos serem otimizados em função do mínimo custo, alta eficiência, longa vida útil etc., enquanto que os servomotores são otimizados não somente em função de seu desempenho estático, mas principalmente de sua dinâmica. Desta forma podemos dizer que *“servomotores são aqueles que podem ser comandados em posição e/ou velocidade e que respondem aos comandos recebidos com elevada rapidez e precisão”* (CAMPOS RUBIO, 1992)

Um grupo especial é constituído pelos atuadores piezoelétricos, entre outros, cujo princípio de funcionamento é baseado em fenômenos de estricção eletrostática (TAVARES, 1995). Estes atuadores serão analisados mais detalhadamente no item 3.5.

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

Tabela 3.2 – Classificação de acionamentos eletro-mecânicos.

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

3.4.2. - Servomotores Lineares ou Translativos

Como pode ser observado na Figura 3.3 (b), ao contrário dos servomotores rotativos, os motores lineares eliminam acoplamentos e conversores de movimento permitindo deslocamentos de translação isentos de erros provenientes de folgas devido a acoplamentos, engrenagens e correias, além de histerese do fuso e das cadeias de transmissão.

Uma diferença importante entre os motores Rotativos e os Lineares é que os primeiros produzem uma força resultante tangencial ao torque de saída, enquanto que os motores lineares o "torque" tem a direção da força resultante.

3.4.2.1 - Servomotores de Passo Lineares (*Linear Step Motors*)

Concebidos a partir do motor de passo rotativo, sendo o seu cursor (correspondendo ao rotor no motor rotativo) é um corpo plano que contém ímãs permanentes, e onde o seu estator de material ferromagnético semelhante ao do motor de passo rotativo, porém de forma plana, fecha o circuito magnético. Na Figura 3.4 é mostrado um esquema básico de funcionamento deste tipo de acionamento translativo.

Figura 3.4. - Motor de passo linear (MACHINE DESIGN, 1995).

Os motores lineares de passo convertem energia elétrica controlada por sinais digitais de comando, em movimentos de translação discretos (descontínuos), com passo completo assumindo valores em torno de $5\text{ }\mu\text{m}$, e com uma força máxima de deslocamento superior a 4000 N. O cursor caracteriza-se por apresentar um passo entre dentes diferente do passo do estator.

A utilização dos motores de passo lineares em sistemas de posicionamento de alta precisão está ainda em fase de pesquisa. Da mesma forma que o motor de passo rotativo, o motor de passo linear é capaz de posicionar pequenas cargas sem necessidade de re-alimentação. Porém, para posicionamentos sub-micrométricos, por apresentar variação (picos de intensidade) da força de translação (*cogging*) é aconselhável controlá-lo por meio de sensores de posição, tais como escalas optoeletrônicas ou LASER interferométrico.

Como no análogo rotativo, o acionamento em Mini (1/10) e Micropasso (1/50 ou menores) de motores translativos permite alcançar altas resoluções, assim como descartar o problema da ressonância em certas velocidades. Neste tipo de acionamento, as fases do motor são acionadas por meio da dosagem de corrente do tipo senoidal. Por outra parte, os posicionadores que se utilizam deste tipo de acionamento precisam monitorar as posições de translação, para desta forma conseguir movimentos incrementais menores e mais suaves, como mostrado na Figura 3.5 (PARKER AUTOMATION, 1997). Assim, empregando-se motores controlados eletronicamente (linear microstepping motors) em posicionadores, é possível atingir resoluções inferiores a $0,1\text{ }\mu\text{m}$ (LAMMERS, 1994).

Figura 3.5 – Comparação da operação nos modos de micropasso e passo completo em um motor de passo (PARKER AUTOMATION, 1997).

3.4.2.2 - Motores Lineares Sem Escovas (*Brushless Linear Motors*)

Os servomotores de CC Brushless ou “sem escovas” funcionam de maneira semelhante ao seu análogo rotativo, são constituídos basicamente de um cursor portando ímãs permanentes e um estator eletromagnético (enrolamentos no estator) sendo a comutação das bobinas realizada eletronicamente, o campo eletromagnético gerado interage com o campo magnético dos ímãs permanentes do cursor, resultando em uma força de translação proporcional à intensidade de corrente (força de Lorentz). Existem basicamente dois tipos de Servomotores Lineares Sem Escovas; com cursor ferromagnético, e com cursor não magnético (alumínio, epoxi). Na Figura 3.6, é mostrado um tipo de motor de corrente contínua translativo do tipo sem escovas, o qual possui três fases com ímãs móveis (MACHINE DESIGN, 1995).

Os motores com cursor de material ferromagnético caracterizam-se por possuírem alta densidade de fluxo magnético e conseqüentemente maior força resultante, porém são pesados e volumosos com variações na força de até 5% do valor médio resultante. Além disso, devido ao fato de o cursor ser ferromagnético, surge uma componente normal ao movimento da carga que, quando excessiva, pode causar erros de retilidade e planicidade nas guias combinados com movimentos próprios da carga (LAMMERS, 1994).

Figura 3.6 - Motor CC Linear tipo Brushless (LAMMERS, 1994).

Por outro lado, nos motores lineares sem escovas com cursor não magnético tanto a componente normal quanto os picos ou variações de força (cogging) são nulos, devido a isto podem ser considerados mais adequados tanto para regimes de alta quanto de baixas velocidades de translação (PRITSHOW & PHILIPP, 1990).

3.4.2.3 - Motores Lineares Tipo Bobina Móvel

Um dos tipos mais simples de atuadores lineares eletromagnéticos são os denominados solenóides, estes atuadores se utilizam de um campo magnético, gerado pela passagem de corrente elétrica através das espiras de uma bobina, para atrair um elemento metálico na direção da espira. A força gerada pelo solenóide é primeiramente uma função do número de espiras da bobina, da intensidade de corrente, da área dos pólos, do altura da fenda (tamanho do entre-ferro) e da permeabilidade magnética do ar. Outros fatores que afetam o desempenho do solenóide são comprimento do núcleo metálico, as propriedades magnéticas da estrutura, a área e o formato dos dipólos.

Devido à não-linearidade da força de resposta, consequência da relação de variáveis envolvidas, e a sua baixa constante de tempo eletro-mecânica, este

tipo de atuador é utilizado com maior frequência como atuador passivo, para manter componentes mecanicamente fixos (SLOCUM, 1992).

Por outra parte, atuadores que combinam campo magnético bobinado com ímãs permanentes, são chamados freqüentemente denominados de atuadores de bobina móvel ou *Voice Coil*.

Motores Lineares tipo Voice Coil

Este tipo de motor linear se utiliza do mesmo princípio usado nos Alto-falantes, daí seu nome, *Voice Coil*, utilizando ímãs permanentes para estabelecer um circuito magnético que interage com o campo magnético gerado pela passagem de corrente elétrica através de um conjunto de espiras (Bobina) dispostas sobre um cursor móvel; desta forma um valor mínimo de corrente aplicado sobre a bobina (espiras) provoca o aparecimento de um campo magnético que interage com a estrutura magnética dos ímãs ocasionando, quase que instantaneamente uma mudança no campo magnético resultante, o que por sua vez induz o aparecimento de uma força sobre a bobina. Desta forma os ímãs permanentes atuam como um tipo de “pré-cargas” do atuador translativo, em consequência disto, aumenta-se a rapidez de resposta (Largura de Banda) e lineariza-se sua resposta força-deslocamento. Em motores deste tipo, freqüentemente, o membro móvel é a bobina, devido a que geralmente esta possui menor massa do que o conjunto de ímãs.

Dois tipos de projeto de Atuadores Lineares de Bobina Móvel são mostrados na Figura 3.7, 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

Em aplicações com faixa limitada de movimentos, os atuadores tipo Voice Coil são largamente superiores à maioria dos outros atuadores, devido a terem histerese mecânica nula (embora tenham histerese magnética a qual afeta o projeto do sistema de controle), *ripple* de torque (ou força) nulo e sem folgas.

Quando mancais livres do efeito *stick-slip* são utilizados para sustentar o cursor, a capacidade de posicionamento do sistema com atuadores deste tipo é limitada exclusivamente pelo sensor de posição e servocontrolador utilizados. Assim, é possível alcançar resoluções nanométricas, em faixas de deslocamento de alguns milímetros.

Figura 3.7 - Atuadores tipo Voice Coil (SLOCUM, 1992).

Na Mecânica de Precisão, motores 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).

Alguns pesquisadores já se aventuraram na utilização direta deste tipo de motor no acionamento de ferramentas de corte em tornos de precisão para usinagem

de peças de seção transversal não-circular (e.g. pistões, cames, etc), com resultados alentadores (WANG, 1992), um exemplo é mostrado na Figura 3.8.

Sua principal desvantagem é, como no motor rotativo CC comum, que pode gerar considerável calor, transmitindo-o à estrutura da máquina-ferramenta. Portanto, se possível atuadores Piezoelétricos ou Magnetostrictivos devem ser usados. (SLOCUM, 1992).

Figura 3.8 - Motor Linear tipo *Voice Coil* utilizado para movimentação direta de uma ferramenta de corte.

3.4.3 - Atuadores Lineares

Como mostrado no início do item 3.4.2.3, o tipo mais simples de atuador é o solenóide, este tipo de atuador embora não seja apropriado para utilizações em posicionamento em mecânica de precisão, seu princípio de funcionamento serve para introduzir mais facilmente no projeto de motores lineares de bobina móvel. Outros tipos de atuadores lineares poderiam ser caracterizados neste trabalho (e. g. hidráulicos, pneumáticos, etc), porém pouco ou quase nada somariam às soluções procuradas para o problema de posicionamento sub-micrométrico de elevada rapidez e repetitibilidade.

A seguir, atuadores baseados nos princípios piezoelétricos e magnetoestrictivos serão apresentados.

3.4.3.1 - Atuadores Piezoelétricos

Os atuadores piezoelétricos são baseados na propriedade que certos materiais cristalinos possuem de induzir uma carga elétrica proporcional à mecânica aplicada. A Figura 3.9 mostra o efeito piezoelétrico de um cristal cerâmico submetido a tensão.

Figura 3.9 - Efeito Piezoelétrico (PFEIFER, 1981).

Como substâncias cristalinas de um piezoelétrico, são empregados materiais cerâmicos sinterizados, à base de bário (Ba), chumbo (Pb), titânio (Ti) e zircônio (Zr) (PYSIK INSTRUMENTE, 1995).

Neste estudo, os elementos cerâmicos são utilizados de maneira inversa a este efeito, isto é, uma mudança geométrica do contorno externo do material é provocada devido à aplicação de uma tensão elétrica. A deformação do elemento (expansão piezoelétrica) 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 3.10 (WECK et al., 1991).

Figura 3.10 - Tipos de Atuadores Piezoelétricos (WECK et al., 1991).

O efeito longitudinal descreve a deformação na direção de polarização (E) do elemento piezoelétrico. Para uma pilha de elementos piezoelétricos, 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 utilizada e consiste de vários discos cerâmicos com espessura variando entre 0.3 a 1 mm, cada disco se encontra situado entre placas planas condutoras (eletrodos), os vários conjuntos estão unidos entre si por um tipo de cimento epoxi isolante, por fim o arranjo completo é lacrado hermeticamente em uma capsula de aço. Desta forma, este tipo de configuração alcança boa rigidez e alta resistência mecânica associadas às características dinâmicas próprias dos piezoelétricos.

Por outro lado, o efeito transversal descreve a contração transversal (Δl) do elemento piezoelétrico devido à 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 numero de laminas colocadas em paralelo determina a rigidez e estabilidade do atuador.

O atuador bimorfo, é um tipo especial de atuador piezoelétrico constituído de duas laminas de cristais piezoelétricos manufaturadas convenientemente.

Estas 2 barras são unidas de modo a quando aplicado o campo elétrico sobre os cristais, o movimento por eles efetuados seja o de um tipo de atuador rotativo de curso limitado, com centro de giro na extremidade oposta do atuador.

Como características vantajosas de um atuador piezoelétrico pode-se afirmar que:

- Permite resoluções nanométricas de posicionamento, através do controle da tensão aplicada e a utilização de sensores de posição adequados.
- Não possui 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 suporta altas cargas (até 30000 N)
- Ampla largura de banda, sua velocidade de expansão é limitada apenas pela velocidade do som no material cristalino (PHISIK INSTRUMENTE, 1995).

Na Figura 3.11 é mostrado um gráfico com o comportamento de um piezoelétrico (curva de expansão A e A'), onde pode-se notar que a expansão do piezoelétrico não é proporcional à tensão aplicada (comportamento não-linear). Este efeito, denominado de Histerese, pode alcançar 15% da expansão total do piezoelétrico, porém pode ser corrigido mediante um sistema de controle que realiza o sensoreamento da posição e a correção do eventual desvio. Alguns atuadores comerciais possuem internamente uma ponte de Wheatstone de extensômetros com esta finalidade.

Figura 3.11 - Configuração Básica de um Atuador Piezoelétrico e Curva Característica (PYSIK INSTRUMENTE, 1995).

Faz-se necessário citar que os atuadores piezoelétricos não são adequados para suportar cargas fora de centro e esforços de tração, e muitos vem equipados com molas internas de pre-carga. Por outro lado, tensões aplicadas muito altas devem ser evitadas, se uma tensão reversa (provoca contração) superior a 20% do valor da nominal for aplicada o piezoelétrico despolariza irreversivelmente, além do que tensões muito altas criam canais de condução elétrica na cerâmica, curto-circuitando-a, diminuindo a sua resistência e prejudicando a sua expansão. Além disto, são extremamente sensíveis a variações de temperatura (e. g. em 4 K, 70% da expansão nominal é perdida, ver PHISIK INSTRUMENTE, 1995)

Atuadores Eletroestritivo

Atuadores eletroestritivos foram desenvolvidos com o objetivo de melhorar a repetibilidade no posicionamento em malha aberta dos elementos piezoelétricos. Estes atuadores oferecem freqüentemente valores de incremento mínimo da ordem de 0.04 μm (DUDUCH, 1993).

O tipo de material utilizado para a confecção dos atuadores eletroestritivos é similar ao material usado nos elementos piezoelétricos. Em ambos casos, a ação de cristais ferroelétricos provoca a expansão e contração do material quando da aplicação de uma diferença de potencial. Entretanto, os atuadores eletroestritivos utilizam cristais cerâmicos a base de chumbo (Pb), Nióbio (Nb)

e Magnésio (Mg) dando origem a liga conhecida como **PMN**, por sua vez os piezoelétricos são cerâmicas constituídas basicamente de chumbo (Pb), zircônio (Zr) e titânio (Ti), daí receberem o nome de **PZT** (NEWPORT, 1995).

Atuadores eletroestrivos (**PMN**) são montados em arranjos multi-camadas, colados por difusão durante o processo de fabricação, tal como nos PZT a superposição dos efeitos de cada camada (elemento) dá origem ao movimento total do atuador. Esta variação dimensional nos materiais PMN é proporcional ao quadrado da tensão aplicada, enquanto nos PZT é aproximadamente da mesma ordem. Por outro lado, por não serem polarizadas as cerâmicas PMN podem ser submetidas a campos elétricos positivos ou negativos, resultando em variações positivas ou negativas do comprimento. Devido a isto, os PMN são mais estáveis que seus similares PZT, diminuindo igualmente o tempo de estabelecimento e a amplitude do desvio de seguimento (*drift*) característicos do PZT, nos quais pode chegar a 15% reduzindo-o para valores próximos de 3% como mostrado na Figura 3.12.

Figura 3.12 – Comparação entre atuadores PMN e PZT, quanto a capacidade de manter a posição comandada (NEWPORT, 1995).

Quanto a característica de histerese, os materiais PMN possuem valores máximo em torno de 6% (Figura 3.13), os atuadores PZT apresentam valores

de histerese em torno de 12 a 15% (NEWPORT, 1995; PHISIK INSTRUMENTE, 1995).

Figura 3.13 – Curva característica da resposta de atuadores eletroestrivos PMN (NEWPORT, 1995).

Um exemplo prático de utilização de Atuadores piezoelétricos em Mecânica de Ultra-Precisão é mostrado na Figura 3.14, onde um porta-ferramenta é acionado diretamente por destes atuadores (PATTERSON & MAGRAB, 1985).

Figura 3.14 - Utilização de um Atuador Piezoelétrico (SLOCUM, 1992).

Motores Ultra-sônicos

Um dos mais recentes desenvolvimentos na área de motores/atuadores translativos para aplicações em Instrumentos e aparelhos da classe Mecânica de Precisão, são os denominados Motores Ultra-sônicos (USM - Ultrasonic Motors) (IZUNO et al, 1992). Diferente dos motores comuns, que baseiam seu funcionamento na geração de uma força fruto da interação de dois campos magnéticos, os USM conseguem seu avanço pela indução de oscilações progressivas em elementos piezocerâmicos, como pode ser observado no esquema da Figura 3.15.

Figura 3.15 - Esquema básico do Motor Ultra-sônico (MACHINE DESIGN, 1995).

Um USM consiste basicamente de elemento móvel (cursor ou rotor) situado sobre um conjunto de elementos piezocerâmicos, divididos em varias fases elétricas e unidos através de um componente elástico. Os elementos piezocerâmicos vibram em altíssima frequência (ultra-sônica) provocando que o componente elástico entre em ressonância com sua frequência natural, o movimento em sentido contrario é alcançado pela defasagem (sinal de fase) criada entre a oscilação imposta aos piezoelétricos e a resposta obtida na vibração ressonante auto-excitada do elemento que transporta o cursor no sentido contrário. Tanto motores translativos como rotativos baseados neste princípio podem ser construídos, e ambos fornecem movimentos rápidos, baixo erro de posicionamento e alta repetitibilidade (MACHINE DESIGN, 1995).

Atualmente é possível encontrar versões comerciais deste novo motor, como o oferecido pela Anorad Corp. (N.Y. - USA), um posicionador linear de um único eixo capaz de movimentar aproximadamente 3 kgf a uma velocidade de 0.2 m/s, fornecendo resolução inferior a 5 nm. Movimentando em ambos sentidos, podendo ser comandado em malha aberta ou controlado em malha fechada.

Uma desvantagem que pesa na hora de optar pela utilização deste tipo de motor é que atualmente possui uma vida útil reduzida se comparado com os outros tipos de acionamentos, isto devido principalmente pelos esforços mecânicos atuantes nas partes cerâmicas.

3.4.3.2 - Atuadores Magnetoestritivos.

A descoberta do efeito da magnetoestrição é geralmente atribuído ao físico inglês do século XIX, James Joule (ASHLEY, 1998). O termo Magnetoestrição refere-se ao fenômeno físico de variação dimensional que ocorre em materiais ferromagnéticos na presença de um campo magnético imposto (efeito Guillemin), assim como, à mudança na magnetização do material ferromagnético quando submetido a tensões (esforços) mecânicas (efeito Villari) (SLOCUM, 1992).

Este fenômeno do estado sólido é resultado da rotação de pequenos volumes magnéticos chamados de "*domains*", de forma a alinhar todos os momentos magnéticos atômicos envolvidos, ao campo magnético externo, provocando tensões internas no material, as que resultam na expansão positiva do material na direção do campo magnético (THE INTERNATIONAL NICKEL Comp. Inc., 1960).

Assim sendo, os materiais magnetoestritivos podem atuar de forma a transformar energia elétrica de baixa tensão numa ação mecânica. Da mesma forma, quando usados como sensor, convertem uma deformação mecânica

num sinal elétrico equivalente. Na Figura 3.16 é mostrado o comportamento de uma liga magnetoestritiva (Etrema Terfenol-D).

Figura 3.16 – Comportamento do atuador linear magnetoestritivo Etrema Terfenol-D quando da aplicação de um campo magnético (GOODFRIEND, 1991)

Nos últimos anos este tipo de material tem sido objeto de diversos estudos na área militar, inicialmente desenvolvidos como parte de pesquisas em novos materiais para sonares, e mais recentemente na sua utilização como atuador, no direcionamento de armas teleguiadas e estruturas espaciais. Em sensores de posição sem contato, dotados de eletrônica apropriada, é possível alcançar resoluções inferiores a $1\ \mu\text{m}$ (MACHINE DESIGN, 1995). Embora, neste estudo, seja de interesse a qualificação deste tipo de material como parte de atuadores, as características dos sensores proporcionam um bom parâmetro dos resultados a serem obtidos com este tipo de atuadores.

A Figura 3.17 mostra a curva característica do desempenho típico de uma liga magnetoestritiva que pode ser encontrada comercialmente (Etrema Terfenol-D), assim como as suas propriedades físicas. Este atuador é constituído basicamente por uma liga de material ferroso contendo térbio, disprósio e ferro ($\text{Tb}_{0.3}\text{Dy}_{0.7}\text{Fe}_{1.35}$) fabricado pela EDGE TECHNOLOGIES INC, (1994).

Propriedades Físicas	
Módulo de Young	$2.5 \text{ a } 3.5 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$
Tensão de Tração	28 Mpa
Tensão de Compressão	350 Mpa
Expansão Termica	$12 \times 106/^{\circ}\text{C}$
Temperatura de Curie	380°C
Fator de Acoplamento	0.72
Velocidade do Som	1720 m/s

Figura 3.17 - Características Técnicas de Atuador Magnetoestrutivo Etrema Terfenol-D (EDGE TECNOLOGIE, 1994).

Pode-se notar que a presença de pre-carregamento atua de forma a aumentar a capacidade de carga do material e em campos magnéticos menores, tende a produzir uma resposta mais linear. Através da montagem de ímãs permanentes ou pela inclusão de uma componente DC na corrente da bobina, um deslocamento do ponto de operação é provocado, gerando um semi-ciclo positivo de expansão e um semi-ciclo negativo de contração do material (ver Figura 3.18). Entre as características que fazem deste tipo de atuador uma solução a ser destacada, podem ser citadas à alta repetibilidade de expansão, capacidade de fornecer altas forças, ampla Largura de Banda, alta tolerância a variações ambientais, entre outras (GOODFRIEND, 1991).

Entre as características que fazem deste tipo de atuador uma solução a ser destacada, podem ser citadas as seguintes:

- Alta repetibilidade de expansão;
- Capacidade de fornecer altas forças;
- Ampla Largura de Banda;
- Alta tolerância a variações ambientais;
- etc.

Figura 3.18 -Configuração Básica de um Atuador Magnetoestrutivo e Curva Característica (EDGE TECNOLOGIE, 1994).

Seu elevado desempenho, fazem deste tipo de atuador uma excelente alternativa para microposicionadores, controle de vibrações, fontes sísmicas, "shakers", entre outras das muitas aplicações possíveis. Suas características de controlar/medir movimento e som tornam-no muito utilizado tanto em pesquisas como aplicações industriais, com aplicações que vão do controle de vibrações em Laser de alinhamento a bio-mecanismos para extração de petróleo (EDGE TECNOLOGIE, 1994).

Uma vez que atuadores magnetoestrutivos possuem alta repetibilidade, porém com presença de histerese, nos sistemas de posicionamento de precisão é necessário o uso de elementos sensores de posição para a realização de uma malha fechada de controle de posição, cuja unidade de processamento poderá ser um microcomputador.

Atualmente, posicionadores lineares baseados em magnetoestrutivos vem sendo objeto de estudo na Europa e no Japão objetivando sua utilização em posicionadores (e.g., correção de ferramentas de corte, entre outros). Entre os trabalhos precursores na área de posicionamento de Ultraprecisão utilizando atuadores magnetoestrutivos podem ser citados: EDA et al. (1992); AKSININK et al. (1993) e KANIZAR et al. (1996). Este último implementou um protótipo de microposicionador de ferramenta de corte em um processo de torneamento de peças de revolução com perfil não circular (Figura 3.19).

Figura 3.19 – Microposicionador proposto por KANIZAR et al (1996).

Devido a sua alta velocidade de expansão (na ordem de 1 m/s), posicionamentos obtida pelo controle de corrente na bobina, aliada a sua maior densidade de energia, fazem deste tipo de atuador economicamente competitivo com piezoelétricos e *vice-coil*, especialmente em frequências de 150 a 2000 Hz.

3.5 - Amplificadores de Potência

O amplificador de potência, dentro de um sistema de controle de movimento é o elemento encarregado de entregar ao servomotor a potência elétrica necessária, em função dos sinais de comando gerados pelo controlador.

Dentre os amplificadores mais utilizados em sistemas para controle de movimento (e.g., posicionadores), pode-se diferenciar dois grupos principais: os amplificadores do tipo contínuos ou "lineares" (*Linear Amplifiers*); e os amplificadores comutados ou chaveados (*Switching Amplifiers*) (ROBBINS MEYER, 1989).

Amplificadores do tipo linear são fabricados quase que exclusivamente a transistores. Entretanto, amplificadores chaveados podem ser encontrados utilizando tanto transistores como SCRs (Silicon Controlled Rectifiers) mais conhecidos como tiristores.

3.5.1 - Amplificadores Lineares

Duas formas construtivas caracterizam a configuração básica deste tipo de amplificador a transistor, os do tipo “H” e os do tipo “T”. Como mostrado na Figura 3.20, a configuração H ou ponte completa é formada basicamente por 4 transistores e se utiliza de uma fonte CC unipolar (CAMPOS RUBIO, 1992).

Por sua vez, os do tipo T requerem uma fonte bipolar e transistores complementares; no entanto, devido ao terra do amplificador coincidir com o terra geral do sistema, uma realimentação de corrente ou de tensão de alimentação é facilmente realizada. Por esta razão os amplificadores do tipo T são, na maioria das vezes, utilizados em amplificadores do tipo Linear (OGATA, 1982).

Figura 3.20 – Configuração básica de amplificadores de potência: (a) tipo “H”; e (b) tipo “T” (OGATA, 1982).

O sinal de comando nos amplificadores lineares é exercido através de um sinal analógico, onde a polaridade determina o sentido de rotação e seu valor absoluto estabelece o nível de tensão que será aplicado ao motor. A influência dos sinais de saída dos transistores requer especial atenção, uma vez que uma condução simultânea de ambos transistores provocaria um curto circuito entre as duas fontes de tensão. Uma característica indesejável deste tipo de

amplificador é a distorção ocorrida em baixos níveis de tensão (distorção de cruzamento ou por “crossover”), embora este problema possa ser evitado polarizando os transistores no limite da “tensão de limiar” (MALVINO, 1987).

3.5.2 - Amplificadores Chaveados

Enquanto os amplificadores lineares discutidos anteriormente se caracterizam, essencialmente pelo alto desempenho em controle de velocidade, estes sofrem o problema de geração de calor, precisando dissipar potências bem acima de 100 watts. Este efeito ocorre devido a que os transistores dos amplificadores lineares encontram-se num estado de condução ininterrupta, desta forma a energia que não consumida pelo motor é dissipada na forma calor.

Por sua vez, os amplificadores chaveados superam este problema pela rápida passagem ao comutarem na região de maior dissipação do estágio de corte para o de condução total e vice-versa (MARTIN, 1990).

Três métodos básicos são utilizados para o controle de tensão em amplificadores chaveados, a saber: modulação por largura de pulso (PWM – pulse-width modulation); modulação da frequência do pulso (PFM – pulse frequency modulation); e conformação de onda (ou retificador controlado, SCR – silicon controlled rectifier). Analisam-se a seguir somente os amplificadores PWM e SCR, visto que os amplificadores PFM praticamente não são empregados em aplicações de controle de servoacionamentos. Suas respectivas formas de onda são mostradas na Figura 3.21 (ROBBINS & MYERS, 1989).

Figura 3.21 – Formas de onda de tensão em amplificadores chaveados: (a) PWM; (b) PFM; e (c) SCR (ROBBINS & MYERS, 1989).

Da mesma forma que nos amplificadores lineares, os amplificadores chaveados podem ser do tipo H ou T, e como foi dito anteriormente, a maior desvantagem dos do tipo T é a necessidade de uma fonte do tipo bipolar, enquanto a maior desvantagem dos do tipo H reside em que o motor encontra-se “flutuando” (floating), dificultando assim a monitoração direta da corrente e/ou tensão. Contudo, os amplificadores do tipo H são os mais utilizados, especialmente quando altas tensões e correntes são requeridas.

3.5.2.1 - Amplificadores Tiristorizados – SCR

Como citado anteriormente o componente básico de um amplificador que opera pelo método da conformação de onda é o “tiristor”. Este elemento tem como função básica retificar a tensão de alimentação CA, permitindo outrossim, conduzir só durante parte do semiciclo de acordo com o nível do sinal de comando de ângulo de fase de disparo. Na Figura 3.22 são mostrados tanto a forma da onda de tensão de alimentação do motor retificada, como o resultado da tensão média no motor e a alteração da rotação fruto da aplicação de uma perturbação de torque.

Figura 3.22 – Resposta a uma perturbação repentina de torque num sistema de controle de velocidade usando SCR (ROBBINS & MYERS, 1989).

A tentativa de controle de motores em uma ampla faixa de velocidades utilizando acionamentos SCR, resulta freqüentemente em instabilidade momentâneas, especialmente em baixas velocidades. Assim, quando o sistema está operando com “ângulos de disparo” pequenos e ocorre um repentino distúrbio de torque, muitas vezes próximo ao “ponto de disparo”, resulta em uma variação da velocidade do motor, o que conseqüentemente acarreta em um sinal de erro para ser compensado.

3.5.2.2 - Amplificadores Transistorizados – PWM

O método comumente utilizado para controle da tensão em amplificadores chaveados é a “modulação por largura de pulso”(PWM), já apresentada anteriormente. Formado basicamente por uma ponte de transistores em formato de H (Ponte H) e alimentado por uma fonte unipolar, um amplificador deste tipo trabalha mediante o chaveamento dos transistores em freqüência constante, resultando numa tensão de saída que pode ser variada entre dois valores extremos, cujo nível médio depende da largura do pulso, freqüentemente denominada de ciclo útil (*duty cycle*) (GROSS, 1983).

Comumente 2 métodos podem ser utilizados para o chaveamento dos transistores de um circuito como o da Figura 3.23, os métodos unipolar e bipolar. O método bipolar se caracteriza por chavear os transistores aos pares,

desta forma para a corrente circular num sentido são acionados os transistores opostos e inversos em relação ao motor (por exemplo, Q1 e Q4), enquanto que para a corrente circular no sentido oposto são acionados os outros dois transistores (Q2 e Q3). Por outro lado, no método unipolar mantém-se o transistor superior (Q1 ou Q2) conduzindo e o controle da passagem de corrente é realizado somente através do chaveamento do transistor inferior (Q4 ou Q3 respectivamente).

Figura 3.23 – Amplificador PWM tipo ponte “H” (GROSS, 1983).

3.6.- Comentários e Conclusões Preliminares

No intuito de alcançar resoluções de posicionamento submicrométricas, vários pesquisadores têm optado por soluções que utilizam servo sistemas dotados de duplo mecanismo de posicionamento. Estes sistemas combinam um sistema de posicionamento grosseiro via servomotor rotativo a um sistema de posicionamento fino com atuador linear, associados a um algoritmo de controle adequado, seqüencial como em TAVARES (1995) e MILLER et al (1994) ou contínuo/combinado como em OKAZAKI (1993), este último obtendo resoluções da ordem de 5nm.

Outros estudos experimentais apontam para a utilização de acionamentos de fricção como sistema primário (SAKUTA et al, 1993) assim como o da

utilização de motores tipo bobina móvel, tem-se tornado uma solução viável e de resultados encorajadores.

Uma solução alternativa seria a de utilizar unicamente um motor translativo de alta performance e elevar seu desempenho através de algoritmos de controle e correção adequados como em ROJAS VASQUES (1994) e TOMITA et al (1994).

Faz-se necessário ressaltar que muito embora a resolução alcançada no posicionamento em máquinas de ultraprecisão seja consequência direta do tipo de acionamento adotado e de seu desempenho dinâmico, fatores como atrito das guias, temperatura, ruídos e vibrações no entorno, algoritmo de controle adotado, entre outros, desempenham um papel extremamente importante no resultado final (WEINGAERTNER, 1992).

Para finalizar, pode-se afirmar que quando da escolha deste tipo de tecnologia, a opção entre um tipo de motor translativo ou atuador linear, fatores como o curso máximo permitido, dinâmica de resposta, facilidade de controle e capacidade de carga (em ordem de importância), são variantes que devem ser avaliadas criteriosamente.

CAPÍTULO 4

ALTERNATIVAS EM TÉCNICAS DE PROJETO PARA SISTEMAS DE CONTROLE EM ULTRAPRECISÃO

Neste capítulo são apresentados os conhecimentos necessários para melhor compreensão dos sistemas computadorizados para controle de movimento em máquinas e instrumentos de ultra-precisão. Inicialmente são apresentados fundamentos sobre comando e controle, assim como as diferenças entre as técnicas analógica e digital, onde é abordado o tema da utilização dos circuitos integrados dedicados para tarefas de controle (e.g., Processadores de Sinais Digitais – DSPs). A necessidade do controle de alta precisão e suas implicações nas características do controlador são igualmente mencionadas. São descritas três alternativas de projeto para sistemas de controle. A primeira corresponde ao tipo mais utilizado nos sistemas CNCs atualmente, denominada de PID. A segunda e a terceira correspondem a técnicas não convencionais, as quais são baseadas em Redes neurais Artificiais e em Lógica Difusa, as quais caracterizam-se pela sua aplicação em sistemas não-lineares.

4.1 - Fundamentos de Controle

Em um sistema físico qualquer pode-se distinguir dois tipos de eventos característicos, o fluxo de energia e o fluxo de sinais. Na medida que o número de sinais for aumentado, maior será o grau de automatização de um determinado sistema físico, o que, por sua vez, exige maior precisão e confiabilidade no fluxo de sinais, aumentando sua importância no desempenho global do sistema. Através da análise do percurso do fluxo de sinais entre a grandeza de entrada e as de saídas, podem-se distinguir dois conceitos fundamentais: comando e controle (GROSS, 1983).

O comando caracteriza-se pela transmissão de sinais em um único sentido, isto é, da entrada para a saída. Este tipo de sistema tem como objetivo manter a saída de um sistema próxima de um valor fixo pré-determinado. Neste tipo de sistema, a resposta não tem qualquer efeito sobre a excitação, sendo ambas independentes. As funções de um sistema de comando podem ser resumidas à transmissão de informações a distância, modificação do nível de energia das informações e conversão da forma de energia (MIRON, 1989).

Conforme pode ser observado na Figura 4.1, caso ocorra a influência de uma perturbação externa (z) sobre a planta, o sinal de saída será influenciado sem que a variável de comando (y) possa corrigir o desvio da grandeza de saída (x) desejada. Por este motivo os sistemas de comando ou reguladores são geralmente denominados de sistemas de controle em malha aberta.

Figura 4.1 – Sistema de comando ou de controle em malha aberta (MARTIN, 1990).

Este tipo de sistema é aplicado, na maioria das vezes, quando não existe a ação de distúrbios externos significativos que possam alterar o desempenho do sistema. Entretanto, este tipo de controlador não representa apenas ou exclusivamente aplicações de pouca segurança ou baixa precisão, movimentos incrementais na faixa micrométrica podem ser alcançados através do comando em malha aberta de atuadores, como por exemplo os **piezoelétricos** e **eletroestritivos**, entre outros (KIM & NAM, 1996; NEWPORT, 1995).

Neste caso, aos atuadores piezoelétricos é aplicada uma diferença de potencial (tensão) cujo valor está relacionado à amplitude do movimento. Entretanto esta relação não é linear, devido à histerese e não linearidades inerentes ao comportamento dos materiais piezoelétricos. Embora tantos os atuadores **piezoelétricos** como os **eletroestritivos** sofram a influência de não linearidades, dentro de uma determinada faixa de erro admissível, podem ser utilizados sem o auxílio de sensores de posição (DUDUCH, 1993).

Por sua vez, sistemas de controle ou controle em malha fechada correspondem à técnica na qual a variável de saída é convertida em um sinal de realimentação que será utilizado para corrigir o desvio da saída em relação ao

valor desejado ou de referência. Desta forma, como pode ser visto no diagrama de blocos do sistema de controle com realimentação da Figura 4.2, pode-se afirmar que os sistemas de controle são caracterizados pelo fluxo de sinais em malha fechada, isto é, a grandeza de saída (x) é mantida num determinado valor prescrito ou de referência (w), através da atuação da variável de controle (y) sobre a planta.

Figura 4.2 – Sistema de controle em malha fechada (MARTIN, 1990).

Mecanismos de realimentação eletro-eletrônicos em sistemas de malha fechada permitem aumentar a capacidade de compensar os desvios movimentando a carga e alterar a resposta dinâmica do sistema através do uso de filtros de compensação (bloco controlador). Neste sistema, a complexidade do bloco controlador irá depender tanto do sistema físico, isto é, a planta a ser controlada, quanto da complexidade da aplicação a que este sistema está sujeito (LEONHARD, 1976).

Devido à necessidade de resolver este tipo de problema, diversas técnicas de projeto de sistemas de controle têm sido desenvolvidas, umas baseadas no estudo do comportamento do sistema no domínio da frequência (controle clássico) e outras no domínio do tempo (controle moderno) (OGATA, 1986). Estas técnicas são referenciadas geralmente como "**técnicas convencionais**" de projeto, devido a possuírem como característica básica a necessidade de um modelo matemático da planta. Em particular, podem-se destacar as técnicas de controle proporcional (P), proporcional – integral (PI), proporcional – derivativo (PD) e proporcional – integral - derivativo (PID), entre outras.

Para aplicações onde se pode considerar o sistema físico como tendo um comportamento linear na faixa de operação de interesse, pode-se adotar um sistema de controle linear cujo projeto pode ser sintetizado a partir de um modelo matemático linear. Este é o caso mais simples e comum que, por sua vez, tem extensa aplicação em uma vasta gama de sistemas (DORF & BISHOP, 1995).

Entretanto, para determinadas aplicações, o comportamento do sistema é alterado pelos acoplamentos de suas variáveis e por não-linearidades que devem ser levadas em consideração na modelagem matemática. Por outro lado, existem sistemas cujos parâmetros podem apresentar incertezas na modelagem e variações temporais ou espaciais, tornando então necessária a adoção de alternativas de controle que de alguma forma se adaptem a cada nova situação, e que por sua vez apresente robustez adequada na faixa de operação de interesse. Nestes casos, torna-se conveniente a aplicação de um sistema de controle não-linear, dentre os quais o controle robusto e o controle adaptativo são suas técnicas mais representativas, onde inúmeros estudos têm mostrado a utilidade destas técnicas em diversas aplicações. Considerando o projeto de um sistema de controle robusto, o que se tem é um sistema com ganhos constantes que estabiliza uma planta, para uma determinada faixa de variação do seus parâmetros, ou seja, é um sistema que possui boa rejeição a perturbações externas e baixa sensibilidade às variações destes parâmetros (SANTORO, 1999). Por sua vez, o controle adaptativo ajusta os valores dos ganhos para uma planta que apresenta incertezas no modelamento e variações nos parâmetros (DOTE, 1988).

A necessidade de resolver este tipo de problema (comportamento não linear) aliada à modelagem de sistemas que apresentam incertezas, tem contribuído para o desenvolvimento das **técnicas cognitivas** caracterizadas pela capacidade de mapear a lei de controle de um sistema, cujo comportamento é, em geral, não linear (VADIEE (1993) Apud SANTORO, 1999).

Neste sentido, as duas metodologias mais relevantes no projeto de sistemas de controle baseados no conhecimento são aquelas baseadas na utilização de lógica difusa (*fuzzy logic*) e em redes neurais artificiais (*artificial neural networks*). Estas metodologias podem ser aplicadas tanto a sistemas lineares como também a sistemas não lineares com parâmetros que podem ou não variar, e especificamente em sistemas onde existem dificuldades de estabelecer um modelo matemático preciso da planta.

Aplicações industriais em controladores difusos tornaram-se populares devido às suas facilidades de projeto e também devido à não necessidade do conhecimento do modelo matemático da planta. Seu projeto consiste na medição de algumas variáveis do sistema, a "*difusificação*" destas quantidades em conjuntos difusos definidos pelo projetista, a verificação com uma base de conhecimento (um conjunto de regras do tipo "**if A then B**") e a geração de uma saída nítida através da "*desdifusificação*" destas quantidades. Assim, para o controlador, tem-se uma tabela de consulta com variáveis de entrada e um sinal de controle ou um incremento a ser dado a este, como saída. Para valores intermediários entre aqueles usados no universo de discurso, o procedimento usual é o cálculo da saída usando interpolação.

As redes neurais foram originalmente desenvolvidas com o objetivo de emular o comportamento do cérebro humano, que armazena, aprende e recupera informações. Através do uso de técnicas iterativas de treinamento, o sistema adquire o conhecimento necessário para, de forma autônoma, fazer inferências ou tomar decisões, gerando sinais de comando capazes de aproximar o estado da planta do valor desejado, e com desempenho dinâmico adequado.

4.2 - Controle Analógico vs Digital

Nas últimas décadas, a aplicação das técnicas de controle em sistemas dinâmicos de movimento tem sofrido grandes avanços. Pode-se afirmar que, ao contrário do anos 70 onde a grande maioria dos controladores era do tipo

analógico, hoje em dia, devido principalmente ao desenvolvimento dos microprocessadores, a utilização das técnicas de controle digital tornou-se extremamente comum (TAL, 1996).

O aumento da capacidade de processamento de informações, rapidez e tamanho reduzido, aliadas à necessidade atual dos sistemas automáticos de serem capazes de trocar informações não só com seus periféricos mas também com sistemas hierarquicamente superiores, permitindo sua utilização em modernos sistemas integrados de manufatura (DOTE, 1988).

O controle analógico oferece certas vantagens devido ao processamento contínuo (tempo real) dos dados de entrada. Entretanto, algumas desvantagens surgem devido à influência de fatores como o envelhecimento e a variação de temperatura, os quais provocam variação do valor nominal nos componentes passivos do circuito, tais como resistores e capacitores. Desta forma, estes componentes precisam, com o decorrer do tempo, de eventuais ajuste para realizar sua função adequadamente.

Por outro lado, novas dificuldades apresentam-se quando da necessidade de realizar modificações ou ampliações do projeto original, as quais implicam inevitavelmente mudanças físicas no hardware do sistema. Este tipo de problema pode ser contornado com maior facilidade através do uso de microcontroladores, uma vez que a grande maioria das alterações requeridas/efetuadas no controlador referem-se a variações nos algoritmos de compensação digital, mais precisamente nos parâmetros do compensador. Ditas alterações podem ser realizadas através de modificações no software do controlador.

Por sua vez, este tipo de controlador também apresenta algumas desvantagens (problemas), como por exemplo o efeito de atraso devido à velocidade de cálculo e ao tempo de amostragem. Como pode ser observado na Figura 4.3, estes problemas aliados à resolução ou erro de discretização

limitado pelo comprimento finito da palavra de comando/controle influenciam no comportamento dinâmico do sistema (DORF & BISHOP, 1995; DOTE, 1988).

Figura 4.3 - Problemas nos sistemas de controle digital (DOTE, 1988)

O aumento no desempenho dos sistemas de monitoramento (processamento de sinais) e controle de processos implica no aumento direto da complexidade dos algoritmos de controle e do número de sinais, aliados à velocidade ou taxa de atualização do sistema. Dessa forma, para alcançar o desempenho requerido, os sistemas de processamento digital devem possuir , entre outras características:

- Velocidade de processamento;
- Capacidade de processamento;
- Capacidade de comunicação;
- Capacidade de Controle.

Um tipo de microprocessador desenvolvido para atender essas especificações são os processadores de sinais digitais DSPs (Digital Signal Processors), cujas características serão analisadas posteriormente no item 4.3.3.

4.3 Controle de Movimento em Posicionadores

A obtenção de um determinado formato de uma peça através do processo de usinagem em máquinas-ferramenta se dá a partir do movimento relativo entre a peça e a ferramenta. Para tanto, cada eixo de avanço deve ter seu movimento controlado adequadamente (KRÜGER, 1993). Nesse sentido, sistemas de controle de movimento como os comandos numéricos computadorizados (CNC), utilizam geralmente três tipos de métodos de controle, a saber, controle de posição, velocidade e torque.

A maior parte dos sistemas comerciais é para **controle de posição**, onde a carga é movimentada a partir de uma posição fixa conhecida para uma outra posição fixa conhecida. Para garantir um movimento com maior precisão, o percurso deverá ser monitorado através de sensores de realimentação caracterizando o funcionamento de um sistema de controle do tipo em malha fechada.

O **controle de velocidade** durante o movimento é geralmente conseguido através do monitoramento da variação da posição durante um intervalo de tempo determinado, quando da utilização de encoder. Por outro lado, diversos tipo de acionamentos comerciais se utilizam da regulagem da velocidade para melhorar o desempenho dinâmico do sistemas posicionador, para isso, a utilização de tacogeradores é uma opção bastante atrativa.

De maneira geral o **controle de torque** pode ser obtido através da medição da corrente aplicada ao acionamento (motor). Em sistemas com coeficiente de torque conhecido, desenvolve-se uma constante de torque conhecida.

4.3.1 Microprocessadores e o Controle Digital do Movimento

Um controlador é o componente eletrônico de um posicionador cuja função é gerar as instruções (sinais elétricos) capazes de comandar o movimento do

posicionador. Quando este sistema é do tipo realimentado, o sinal medido através de sensores informa a posição atual do sistema e essa informação retorna ao controlador onde é comparada com o valor de comando ou referência. O resultado dessa comparação gera um sinal de erro que é utilizado para corrigir o desvio entre a posição atual e a desejada (Figura 4.4).

Figura 4.4 – Sistema básico de controle com realimentação (SANTORO, 1999).

A Figura 4.5 mostra um esquema representando a operação de um controlador. De maneira geral, o controlador envia sinais ao amplificador de potência do motor no sentido de alterar o movimento do posicionador. Para desenvolver esta função o controlador deve possuir diversas características, entre elas destacam-se:

- comunicação de dados ;
- linhas de entrada e saída;
- memória para armazenar o algoritmo de controle;
- processamento de sinais de sensores para fechamento da malha.

Figura 4.5 – Diagrama de blocos de um controlador (NEWPORT, 1995).

Ainda que um determinado movimento possa ser realizado em vários segundos, o controlador deverá trabalhar numa velocidade maior para desta forma permitir a realização dos diversos cálculos necessários para atualização do valor da variável de controle e desta forma atualizar o sinal de acionamento do posicionador. O tempo necessário para realização desta operação é denominado "tempo de amostragem" (*sampling time*).

4.3.2 Controle de Movimento Centralizado vs Distribuído

O **Processamento** dos Controladores pode ser realizado basicamente de duas formas: processamento série e processamento paralelo.

Figura 4.6 – Processamento paralelo utilizando CI dedicados para o controle de movimento de cada eixo e coordenados por um processador central (CAMPOS RUBIO, 1992).

Quando as tarefas de controle são distribuídas entre dois ou mais microprocessadores estaremos frente a um sistema do tipo com **processamento paralelo** ou **distribuído**. Um exemplo clássico deste tipo de sistema em posicionadores é aquele que se utiliza de circuitos integrados para o controle do movimento em cada eixo e de um processador central que coordena o funcionamento geral do sistema (Figura 4.6). De maneira geral, este tipo de sistema é igualmente denominado de mestre-escravo, onde um dos processadores é responsável pela coordenação das tarefas de controle dos

demaís. Desta forma, um grande número de tarefas é delegada aos processadores auxiliares (escravo), evitando sobrecarregar o processador principal (mestre). A principal vantagem deste tipo de configuração é que o aumento das variáveis de controle não afeta o tempo de amostragem, uma vez que cada processador auxiliar trata suas variáveis correspondentes individualmente. No entanto, protocolos de comunicação poderão tornar-se extremamente complexos.

Por outro lado, quando um único microprocessador de controle é utilizado para a realização de todas as tarefas relacionadas ao controle, como, por exemplo, o movimento em um posicionador, seja de um único eixo ou de múltiplos eixos, estaremos caracterizando um sistema com **processamento série ou centralizado** (Figura 4.7). Obviamente esta CPU precisa ser bem mais “poderosa” se comparada às utilizadas em outros tipos de configuração, de maneira geral, precisa ser suficientemente rápida, pois sua rapidez poderá tornar-se um sério fator limitante do desempenho dinâmico do sistema. Obviamente, um processador com estas características terá um custo maior do que aqueles utilizados no processamento paralelo, porém este custo pode ser compensado pela redução do número de processadores e suas interconexões (WILSON, 1989).

Figura 4.7 – Processamento série ou centralizado de um posicionador, onde todos os eixos são controlados por um único CI (CAMPOS RUBIO, 1992).

4.3.3 - Processadores de Sinais Digitais – DSP (Digital Signal Processor)

Os Processadores de Sinais Digitais (DSPs) são circuitos integrados (CIs) especialmente desenvolvidos para permitir a implementação de algoritmos de controle mais complexos num tempo menor de processamento (tempo de amostragem) e a realização de cálculos com maior exatidão. Este tipo de operação, se realizada em um processador convencional, poderá consumir um tempo maior impossibilitando o controle de velocidades maiores, como por exemplo na usinagem com máquinas de alta velocidade.

Os DSPs são geralmente projetados utilizando uma arquitetura que permite a movimentação de dados e instruções de forma paralela ao invés de ser de maneira seqüencial. Por outro lado, a incorporação em hardware de instruções e o rápido acesso às posições de memória elimina vários tempos de espera associados com a transferência de informações tanto ao exterior como ao interior do CI. Por exemplo, um DSP poderá realizar o controle de uma sistema posicionador de 4 eixos com tempos de resposta menores de 50 μ s por eixo (NEWPORT, 1995).

Figura 4.8 – Tempo de execução para os processadores na implementação de um filtro LMS segundo TOKHI & HOSSAIN (1995).

TOKHI & HOSSAIN (1995), apresentam em seu trabalho uma avaliação do desempenho de processadores de arquitetura CISC, RISC e DSP, para implementação em tempo-real de algoritmos de controle e processamento de

sinais. Os algoritmos foram implementados em processadores CISC 80486DX2 e 80386DX, processadores RISC tipo SPARC TMS390S10 e T805, um processador RISC 80i860 e um processador DSP TMS320C40. A Figura 4.8, apresenta o tempo de execução alcançado por cada um dos processadores na implementação de um algoritmo LMS. Nota-se que o desempenho melhor foi do DSP TMS320C40, assim como o mais lento foi o 386DX. Por sua vez, os autores alertam para o fato de o processador vetorial i860 não ter alcançado desempenho adequado devido à irregularidade característica dos algoritmos LMS.

Desta forma, pode-se afirmar que a maior vantagem dos DSP sobre os microprocessadores de propósito geral radica no hardware, onde a adoção de circuitos dedicados permite ao DSP a realização de operações aritméticas com maior rapidez e resolução (WILSON, 1989).

4.4 Controle de Máquinas e Equipamentos de Ultraprecisão

Entre os anos de 1950 e 1960, as primeiras máquinas-ferramenta comandadas numericamente (MF-CN) possuíam unidades de comando e controle simples e pouco flexíveis. Posteriormente, na década de 70, com o advento dos microprocessadores, as unidades de comando numérico tornaram-se menos dispendiosas e com maior poder de cálculo, dando origem ao comando numérico computadorizado (CNC).

Por sua vez, a primeira máquina-ferramenta de ultraprecisão desenvolvida no início na década dos 60 no Lawrence Livermore Laboratory (LLNL) não diferia das suas homônimas convencionais, possuindo uma unidade de controle com compensadores do tipo analógico, os quais foram sendo substituídos gradativamente por unidades mais modernas (computadorizadas), alavancadas também pelo surgimento na década de 80 de sistemas de medição com melhores características (KURFESS & JENKINS, 1996).

Neste sentido e dependendo da forma como os sinais de realimentação são processados pelo CNC, diferentes níveis de desempenho podem ser alcançados. Por se tratar de um sistema de controle em tempo real, o sistema CNC deve apresentar certas características que lhe permitam um processamento adequado das informações, onde fatores como o comprimento da palavra, velocidade de processamento e tamanho da memória desempenham um papel preponderante. Por sua vez, estes fatores limitantes no caso de sistemas CNC utilizados em máquinas de maior precisão aumentam não só devido à resolução mas também ao desempenho dinâmico requerido (i.e., algoritmos de correção).

FORNARO & DOW apresentaram em 1988 modificações na arquitetura de processamento para a máquina geradora de superfícies anesféricas ASG 2500 da Pneumo, que corresponde a um torno para usinagem com ferramenta de diamante. Como forma de aumentar o tempo de atualização (amostragem) no controle dos eixos de movimento do valor inicial de 1 ms para valores na faixa dos μ s, foi adotada uma configuração do tipo multiprocessamento. Essa configuração utiliza como plataforma um microcomputador PC-AT 286 (mestre) com co-processador matemático 80287 e unidades escravas baseadas no processador 80186 que possuíam, num nível inferior, 2 co-processadores de alta velocidade (DSP) TMS320C25 da Texas Instruments cujo tempo de processamento por instrução é de 100 ns.

Posteriormente, MILLER (1991) sob a supervisão do Prof. Dow da Universidade Estadual da Carolina do Norte, apresentou algumas modificações nos algoritmos de controle na máquina de ultraprecisão da Rank Pneumo visando a correção de erros e a fabricação de superfícies de maior complexidade.

Em julho de 1992, a FANUC Co. apresentou comercialmente um sistema CNC especificamente produzido para máquinas de ultraprecisão. Denominado de "Nano CNC", este sistema é baseado em um processador de alta velocidade

tipo RISC de 64 bits, o qual permite o controle de até 24 eixos e a detecção de deslocamentos da ordem de 1 nm (TANIGUCHI, 1996).

Atualmente, devido ao grande desenvolvimento da indústria eletro-eletrônica existem no mercado diversas alternativas de hardware (comercial) que permitem sua utilização em máquinas e instrumentos de elevada precisão. Entre estes, destacam-se aqueles que adotam os processadores do tipo DSP em configuração do tipo multiprocessamento ou processamento distribuído sob uma plataforma padrão IBM PC-AT. Essa plataforma permite a utilização dos mais diversos aplicativos desenvolvidos para este ambiente, assim como as próprias ferramentas da plataforma PC, tais como, comunicação, armazenamento, visualização, entre outros.

4.5 – Compensadores

Conforme alertado anteriormente, mecanismos eletro-eletrônicos como os CNC permitem aumentar a capacidade de compensar os desvios e alterar a resposta dinâmica do sistema através do uso de filtros de compensação (Figura 4.4), cuja complexidade dependerá do sistema físico e do tipo de aplicação deste sistema. Neste sentido, a seguir são apresentados vários tipos de controladores, com o objetivo de escolher o controlador capaz de atender às especificações de desempenho requeridas por posicionadores de alta precisão.

4.5.1 – Controladores P e PID

A utilização de controle proporcional é geralmente o mais usual e simples entre as alternativas para sistemas CNC convencionais (KRÜGER, 1993). Dentro deste contexto, a combinação do controlador tipo P com outros tipos de compensadores dão origem aos compensadores PID (proporcional, integral e derivativo), cujo desempenho e facilidade de implementação o tem tornado um dos mais utilizados em aplicações industriais em geral (DORF & BISHOP, 1995).

Figura 4.9 – Resposta característica de um sistema dinâmico sub-amortecido com sobrepassagem e erro de regime permanente (NEWPORT, 1995).

a). Controle Proporcional

Esta técnica de controle trabalha através da multiplicação do sinal de erro (diferença entre o valor atual e o desejado) por um fator de ganho K_p especificado pelo usuário. O resultado desta operação é utilizado como sinal de correção. O resultado pode ser representado como sendo uma ampliação excessiva do resultado do erro, acelerando a resposta através da ação de controle.

Mudanças na posição em sistemas dinâmicos ocorrem durante comandos de aceleração, desaceleração e em movimentos onde existe uma alteração da velocidade. Uma vez que K_p aumenta o valor do erro este é mais rapidamente corrigido. Entretanto, se K_p é aumentado em demasia, a resposta do sistema dinâmico apresentará sobrepassagens muito altas (Figura 4.9), assim como o aparecimento de oscilações em torno do ponto desejado, podendo vir a se tornar instável caso o amortecimento não seja suficiente.

Por outro lado, valores de K_p mais baixos não conseguem eliminar o erro por completo, uma vez que ao se aproximar de zero o valor da correção ($K_p \cdot e$) não

gerará um valor suficiente capaz de alterar a posição atual, dando origem a um erro denominado de regime permanente ou estacionário (*steady-state error*).

b). Controle Integral

O controle integral realiza uma somatória no tempo dos sinais de erro anteriores. Esta soma é multiplicada por um fator de ganho K_i especificado pelo usuário e o resultado é utilizado para corrigir o sinal de comando do sistema dinâmico. Como esta técnica atua levando em consideração os erros passados, o fator de correção não zera como a aproximação ao erro nulo, permitindo que a eliminação de erros de regime permanente.

Quando é utilizado um controlador tipo **PI**, uma vez que o valor de K_i é aumentado, K_p pode ser diminuído, devido a que ambos fatores atuam de forma similar na diminuição do erro.

c). Controle Derivativo

Nesta técnica de controle a taxa de variação do sinal de erro é utilizada para corrigir o sinal de comando do sistema dinâmico. O usuário especifica um valor para o ganho K_d que será usado para multiplicar o valor da variação do erro, e o seu resultado atua de forma a estabilizar o transiente da resposta do sistema e pode ser igualmente representado como um amortecimento eletrônico.

Com o aumento do fator K_d , é igualmente aumentada a estabilidade do sistema, porém às custas de uma perda na rapidez de resposta. Por outro lado, o erro de regime permanente permanece inalterado uma vez que não existe variação neste regime.

d). Controle PID

A combinação dos fatores proporcional, integral e derivativo (**PID**) em um único bloco de compensação tem diversas versões bastante difundidas nas mais diversas aplicações. O elemento usado para realimentação da saída tem uma função primordial no desempenho do controlador e o ajuste dos coeficientes

K_p , K_i , e K_d , deve levar em consideração esta característica, assim como dos demais elementos mecânicos envolvidos. Na Figura 4.10 é apresentada a configuração típica de um controlador PID utilizado no controle de posição em sistemas posicionadores.

Figura 4.10 – Implementação de um controlador tipo PID utilizando realimentação de posição (NEWPORT, 1995).

4.5.2 - Laço Feed Forward ou de Alimentação Direta

Quando for utilizado um algoritmo de controle PID, deverá existir sempre um erro entre o valor desejado e o valor atual para propiciar uma correção. Isto implica que sempre existirá um erro de seguimento ou acompanhamento (*following error*). Desta forma, o surgimento de um laço de alimentação direta ou *feed forward*, permite que exista uma ação corretiva sempre que o valor de referência mudar.

O conceito utilizado na correção com laço *feed forward* é o de prever como o sistema se comportará e fazer correções baseadas nessas estimativas (Figura 4.11). Para otimizar esta estimativa, o controlador deve ter a capacidade de armazenar o erro ao longo do tempo de forma a utilizar este dado em futuras comparações. Isto requer uma capacidade de memória.

Figura 4.11 – Adição de um laço de alimentação direta (feed forward loop) em um controlador PID para diminuição do erro de seguimento (following error) e aumentar o desempenho global do sistema dinâmico (NEWPORT, 1995).

As correções são geralmente implementadas através da modificação do valor desejado (p. ex. posição) o que atua de forma efetiva no aumento ou diminuição o valor do erro. Combinando *feed forward* com PID aumenta-se sobremaneira o desempenho do controlador.

4.5.3 – Lógica Difusa

A técnica do controle nebuloso ou controle por lógica difusa (*Fuzzy Logic*) apresenta-se como uma das técnicas mais promissórias para o controle de sistemas dinâmicos. Proposta inicialmente por L. A. ZADEH em 1965 através da teoria dos conjuntos nebulosos (*Fuzzy Set*) ou multivalentes, apresentava-se como um procedimento capaz de auxiliar na resolução de problemas que apresentavam certas imprecisões de formulação, como por exemplo classificação de padrões e processamento de informação, entre outros. Dentre as principais características que diferenciam a lógica difusa de outras técnicas de controle, pode-se destacar a:

- utilização das denominadas variáveis lingüísticas em substituição ou em conjunto com variáveis numéricas (e.g., quente, frio, morno etc.),
- caracterização de relações entre variáveis através de operações condicionais difusas,
- caracterização de relações complexas através de um mecanismos de inferência (algoritmo difuso).

Em 1973 ZADEH apresentou o uso desta teoria na análise e no processo de decisão para controle de sistemas complexos. Desde então, problemas como controle de pressão, nível de líquido entre outros, têm sido resolvidos através da técnica do controle difuso. Os resultados alcançados mostram um desempenho similar e muitas vezes superior ao de controladores PID convencionais (LI & LAU, 1989). Diversas outras estratégias de controle automático que utilizam variáveis lingüísticas com certo grau de ambigüidade para representar o comportamento de uma planta têm sido propostas, as quais preferencialmente foram obtidas através do conhecimento da planta por um especialista (LEE, 1990).

O controle de processos cuja modelagem é de difícil obtenção ou cuja solução analítica não é viável, tem-se simplificado através do uso do controle difuso. Nesta técnica, algum grau de imprecisão é permitido resultando em um

aumento de robustez do sistema de controle. Neste sentido, ZADEH (1965) afirma que: *"o objetivo de formular modelos com o tipo de precisão comumente associado às técnicas de modelagem clássicas não é nem possível de ser alcançada nem necessária"*. Para tanto, as variáveis imprecisas são representadas através de uma aproximação matemática chamada "Teoria dos Conjuntos Difusos".

Segundo SUGENO (1985) a experiência sobre o comportamento da planta possibilita a construção de regras lógicas, permitindo que possam ser feitas inferências sobre o comportamento do sistema. Assim, o controle difuso baseia-se na utilização de regras de decisão heurística (ditadas pela experiência), tendo como idéia básica sintetizar e reproduzir o comportamento de um operador experiente (SANTORO, 1999). Desta forma, entre as vantagens mais significativas do uso desta técnica de controle podem-se destacar:

- não requer um modelo matemático detalhado para definição do algoritmo de controle,
- a capacidade de representar conhecimentos imprecisos,
- poder trabalhar com um número incompleto de regras
- gerar um sinal de saída do controlador que varia suavemente.

A Figura 4.12 apresenta um fluxograma através da qual podem ser identificadas as diversas etapas na implementação de um algoritmo difuso assim como a seqüência dos passos.

Difusificação: A diferença da teoria clássica de conjuntos na qual cada elemento pertence completamente ou não a cada conjunto, na teoria dos conjuntos difusos, cada elemento do universo discurso da variável pode pertencer a um conjunto parcialmente. Desta forma, a função de associação assigna a cada elemento um grau de pertinência ou verdade que varia entre 0 e 1 (0 e 100%) refletindo a incerteza da informação (MARQUES, 1999). O formato destas funções varia dependendo da aplicação, podendo ser

triangulares, trapezoidais, exponenciais entre outras, como mostrado na Figura 4.13 (AGÜERO et al, 1990).

Figura 4.12 – fluxograma de um algoritmo difuso (BARCZAK et al., 1993)

Figura 4.13 – Diferentes formatos de função de associação para um exemplo de análise de temperatura: (a) exponencial, (b) trapezoidais e (c) triangulares.

A teoria dos conjuntos difusos foi formulada baseada nos seguintes operadores, os quais têm sido considerados na síntese de sistemas de controle difusos:

- o complemento de um conjunto **A** corresponde à operação lógica "**NOT**";
- a união de dois conjuntos **A** ∪ **B**, corresponde à operação lógica "**OR**" e é definida pelo valor máximo dos elementos dos conjuntos; e
- a interseção de dois conjuntos **A** ∩ **B**, corresponde à operação lógica "**AND**" e é definida pelo valor mínimo dos elementos dos conjuntos.

As bases ou conjuntos de regras construídas para controladores difusos expressam o conhecimento empírico e heurístico humano na sua própria linguagem de comunicação. Por sua vez, estas regras são sentenças do tipo "**IF... THEN...**", implementadas como implicações lógicas que descrevem uma relação entre variáveis lingüísticas (e.g., **IF calor THEN ligar ventilador**). Onde a expressão **IF** corresponde à premissa ou causa e a expressão **THEN** corresponde à conclusão ou efeito.

Ponderação das Saídas: Uma vez que na lógica difusa é permitido que uma variável física esteja parcialmente presente em mais de um conjunto (por exemplo, o ponto 30 na Figura 4.13(a)), o grau de pertinência é definido através das funções de implicação. Existem vários tipos de função de implicação, porém segundo AGÜERO et al. (1990) as mais utilizadas são:

- **Regra max-min:** proposta por MANDANI em 1974 consiste em tomar o mínimo valor entre os graus de pertinência resultantes das variáveis de entrada.
- **Regra máx-product:** aplicada por YAMAZAKI em 1982 consiste em realizar o produto entre os valores resultantes do grau de pertinência das variáveis de entrada.
- **Regra de Lukasiewicz:** proposta por ZADEH em 1975 para a obtenção do grau de pertinência resultantes (μ_R) consiste em tomar o valor mínimo ($\wedge$) entre 1 e a expressão entre parêntesis abaixo

$$\mu_R(u, v) = 1 \wedge [1 - \mu_A(u) + \mu_B(u)] \quad (4.1)$$

onde, $\mu_A(u)$ e $\mu_B(u)$ correspondem aos graus de pertinência para as funções de associação A e B.

Desdifusificação: Uma vez obtida a saída do controlador difuso, que qualquer tenha sido a metodologia utilizada para gera-la, é necessário realizar a desdifusificação (*defuzzification*). Existem diversos métodos apresentados na literatura para realizar esta etapa (pelo menos sete), sendo que a mais comum é a do centro de gravidade. Este método consiste em tomar todas as entradas das regras com seus respectivos graus de pertinência e encontrara o centro de gravidade do conjunto resultante. Desta forma, a partir da ponderação do efeito de todas as regras é obtida uma saída $u(t)$, de acordo com a equação abaixo:

$$u(t) = \frac{\sum(E_i * Y_i)}{\sum(E_i)} \quad (4.2)$$

onde, E_i são os valores do grau de pertinência do antecedente de cada regra e Y_i são os correspondentes das funções de associação para a saída de cada regra ativada. A Figura 4.14 apresenta graficamente a ponderação da saída mediante o método do centro de gravidade para a ativação de 3 regras resultantes da aplicação do mínimo para o operador AND de cada regra.

O controlador difuso baseado nos padrões clássicos é caracterizado por utilizar como núcleo principal uma tabela de consulta, calculada previamente através do algoritmo exemplificado anteriormente. Esta tabela corresponde a uma matriz onde suas entradas têm um elemento corresponde na matriz, cujo valor fornece uma medida quantitativa da proximidade em que se encontra o sistema do comportamento desejado (LI & LAU, 1989). No caso do exemplo da Figura 4.14 pode-se obter uma tabela de consulta composta por quantidades numéricas a serem usadas pelo sistema de controle difuso.

Regra 1 : IF (e) é Zero AND (Δe) é Positivo THEN (u) Negativo

Regra 2 : IF (e) é Zero AND (Δe) é Zero THEN (u) Zero

Regra 3 : IF (e) é Negativo AND (Δe) é Negativo THEN (u) Positivo

Regra 4 : IF (e) é Negativo AND (Δe) é Zero THEN (u) Positivo

Determinação da saída de controle (u) por meio do centro de gravidade

$$u(t) = \frac{\sum (E_i * Y_i)}{\sum (E_i)}$$

$$I = \frac{[0,6 \times (-2) + 0,4 \times 0 + 0,2 \times 2]}{(0,6 + 0,2 + 0,2)}$$

$$I = -0,8 \text{ (saída do controlador difuso)}$$

Figura 4.14 – Método da Desdifusão pelo centro de gravidade.

A Tabela 4.1 mostra a superfície de decisão obtida para um controlador difuso cujo universo de discurso foi discretizado com intervalos de uma unidade para a variável **erro** e duas unidades para a variação do erro (Δerro). Neste exemplo a ação de controle (Δu) pode ser obtida através da consulta direta à tabela de consulta (*look-up table*) e, para valores intermediários do vetor de entrada (**erro**, Δerro) o valor correspondente da matriz pode ser obtido através de um processo de interpolação.

Tabela 4.1 – Ação de controle de um sistema difuso (SANTORO, 1999).

Δu		erro				
		-2	-1	0	1	2
Δerro	-4	5	4	3	1	0
	-2	4	3	1	0	-1
	0	3	1	0	-1	-3
	2	1	0	-1	-3	-4
	4	0	-1	-3	-4	-5

4.5.4 – Redes Neurais Artificiais

As Redes Neurais Artificiais (*Neural Network*) são compostas pela interconexão de vários elementos básicos denominados de neurônios. Cada um destes elementos de processamento contém uma função de transferência, um número determinado de entradas e uma única saída. Nos últimos anos as redes neurais têm sido utilizadas na solução de problemas de controle onde as técnicas tradicionais não têm obtido desempenho adequado. Entre as vantagens mais significativas na aplicação desta técnica de controle pode-se destacar:

- capacidade de realizar mapeamento contínuo com grau de precisão satisfatório para diversas aplicações;

- conhecimento adquirido através de um processo de aprendizado e armazenado na rede através dos valores dos pesos, simplificando sua implementação em hardware;
- devido a suas ações serem produto de experiências, permite que estas sejam adaptadas na resolução de outros problemas similares;
- comportamento altamente distribuído e paralelo, e que geralmente as torna tolerantes a eventuais falhas além da rapidez de execução; e
- permite sua aplicação em sistemas com incertezas e/ou dificuldades de modelagem e comportamento não-linear.

Um modelo generalizado de neurônio e as operações matemáticas envolvidas são mostradas na Figura 4.15. Cada uma das entradas do neurônio é multiplicada por um valor correspondente ao peso. Esses produtos são somados e o valor dessa soma é aplicada a uma função de ativação. Esta função pode ser sigmoideal, logarítmica, uma reta ou qualquer função monotônica, dependendo da aplicação (BOTELHO et al., 1995). Como mostrado nesta figura a primeira operação fornece um mapeamento linear do vetor $\mathbf{X}(t) \in \mathfrak{R}^n$ para $u(t) \in \mathfrak{R}^1$ através do vetor peso $\mathbf{W}_a(t) \in \mathfrak{R}^n$. A Segunda operação fornece um mapeamento não-linear $u(t) \in \mathfrak{R}^1$ para $y(t) \in \mathfrak{R}^1$ através da função de ativação não-linear $\Psi[\cdot]$ (GUPTA & RAO, 1994).

Igualmente, o modelo da Figura 4.15 mostra que os pesos possuem a capacidade de alterar a saída de um neurônio. Por sua vez, estes elementos básicos de processamento podem ser interconectados entre si formando uma rede de neurônios. Assim, os pesos de uma rede neural podem ser ajustados de forma a encontrar um comportamento desejado entrada/saída. Este processo de ajuste de pesos é conhecido como treinamento ou aprendizado, o qual é realizado através de modificações sucessivas destes a cada padrão apresentado com o objetivo de que a rede atinja um comportamento satisfatório previamente estabelecido.

Figura 4.15 – Neurônio - Elemento de processamento básico de redes neurais (GUPTA & RAO, 1994).

Existem atualmente na literatura diversas arquiteturas de redes neurais artificiais, aplicáveis na solução dos mais diversos tipos de problemas. Considerando aplicações em controle de sistemas dinâmicos, a arquitetura geralmente utilizada é a denominada multi-camada tipo "*feed-forward*". Por outro lado, o ajuste dos pesos é realizado freqüentemente através do algoritmo "*back-propagation*", criado originalmente para redes multi-camadas e funções de transferência deriváveis (SANTORO, 1999).

A utilização do algoritmo "*back-propagation*" reside principalmente na facilidade de implementação e aos resultados satisfatórios alcançados em inúmeros trabalhos. Este algoritmo realiza a atualização do valor dos pesos dos neurônios com base no erro de saída. Este erro é retropropagado da camada de saída para as camadas mais internas da rede e os pesos são modificados conforme o gradiente negativo deste erro.

Como pode ser observado na Figura 4.16 uma rede multi-camada ou *feed forward* típica é formada por um conjunto de nós de entrada, uma ou mais camadas intermediárias de neurônios e uma camada de neurônios de saída. O processo de aprendizado inicia-se em (a) com a apresentação do padrão de treinamento e repasse da informação para a camada posterior; (b) com a informação recebida os neurônios da camada intermediária calculam e transmitem o resultado para a camada de saída e no estágio (c) o vetor de saída Y é confrontado com o valor desejado $d(n)$ relativo àquele conjunto de

entrada X , gerando assim um sinal de erro que será utilizado (retroalimentado) para atualizar os valores de peso. O erro do j -ésimo neurônio da camada de saída (2), na n -ésima interação é dado por:

$$e_j(n) = d_j(n) - y_j^{(2)}(n) \quad (4.3)$$

Figura 4.16 – Algoritmo de aprendizado *backpropagation* em redes *feed-forward* típica (GUPTA & RAO, 1994).

O objetivo do algoritmo é ajustar o valor dos pesos de forma a minimizar este erro total, o qual pode ser calculado pela média quadrática do erro para cada neurônio na camada de saída da rede (GUPTA & RAO, 1994). A atualização usando o gradiente negativo (*gradient descent*) implica na obtenção de um incremento no valor do k -ésimo peso do j -ésimo neurônio dado por:

$$\Delta w_{jk}^{(2)}(n) = -\eta \cdot e_j(n) \cdot \Psi[u_j^{(2)}(n)] \cdot y_k^{(1)}(n) \quad (4.4)$$

onde η é uma constante que determina a taxa de aprendizado do algoritmo. Portanto a atualização no valor do peso é dada por:

$$w_{jk}^{(2)}(n+1) = w_{jk}^{(2)}(n) + \Delta w_{jk}^{(2)}(n) \quad (4.5)$$

O incremento $\Delta w_{jk}^{(2)}(n)$ depende do sinal de erro do j -ésimo neurônio de saída $e_j(n)$. Pode-se então identificar duas classes distintas que irão depender de onde o neurônio se localiza na rede, ou seja, se na camada de saída como na discussão anterior ou se na camada intermediária (SANTORO, 1999).

No caso do erro obtido por neurônios na camada intermediária é consequência dos erros de todos os neurônios posteriores conectados diretamente a ele. Nesta análise o sufixo k representa um neurônio na camada intermediária. Desta forma ao aplicar o método do gradiente negativo, o incremento a ser dado ao peso $w_{ki}^{(1)}(n)$, na interação $(n+1)$, é dado por:

$$\Delta w_{ki}^{(1)}(n) = \eta \cdot \sum_j e_j(n) \cdot \Psi[u_j^{(2)}(n)] \cdot w_{ki}^{(1)}(n) \cdot y_j^{(1)}(n) \quad (4.6)$$

O fator η também denominado de parâmetro de velocidade ou taxa de aprendizagem (*Learning-rate parameter*) é um valor positivo geralmente menor que 1 (entre 0,05 a 0,25). Quanto maior seu valor maior será o incremento dado aos pesos, desta forma η possui um efeito significativo no rendimento da rede neural. No entanto, valores altos para η implicam em eventuais instabilidade no processo de treinamento. Uma outra técnica utilizada para incrementar a velocidade de aprendizagem consiste em utilizar um termo adicional chamado “momento”. Quando se calcula o valor da mudança do peso, adiciona-se uma fração relativa à mudança anterior. Este termo adicional tende a manter a mudança de peso na mesma direção (FREEMAN & SKAPURA, 1991). Desta forma a mudança de peso passa a ser:

$$\Delta w_{ki}^{(1)}(n) = \alpha \Delta w_{ki}^{(1)}(n-1) + \eta \cdot \sum_j e_j(n) \cdot \Psi[u_j^{(2)}(n)] \cdot w_{ki}^{(1)}(n) \cdot y_j^{(1)}(n) \quad (4.7)$$

A função de ativação $\Psi[\cdot]$ que será utilizada neste trabalho é a função não-linear tangente hiperbólica (NGUYEN & WIDROW, 1990), dada por:

$$\Psi(u) = \tanh(u) = \left[\frac{1 - e^{-u}}{1 + e^{-u}} \right] \quad (4.8)$$

Os padrões de treinamento de uma rede neural podem representar, por exemplo, as entradas e saídas de um sistema dinâmico. Desta forma, a rede tem seus pesos adaptados de maneira a mapear o comportamento dinâmico do sistema. Desta forma, diversos sistemas de controle tradicionalmente projetados segundo um modelo matemático da planta, têm sido implementados

utilizando redes neurais. De maneira geral, a (sintetização do controlador) obtenção de controladores neurais baseia-se no treinamento a a partir de um modelo matemático aproximado da planta - modelo matemático inverso (KRÖSE & SMAGT, 1993).

4.6 - Comentários e Conclusões Preliminares

O estudo das características de resposta dinâmica dos acionamentos para microposicionadores (Capítulo 3), em conjunto com a análise das alternativas em técnicas de projeto para sistemas de controle em ultraprecisão (Capítulo 4), apontam para a possibilidade de optar por técnicas não-convencionais de controle. Desta forma, se pretende diminuir a complexidade do algoritmo e aumentar a robustez do mesmo, aliado a um tempo de processamento reduzido.

Por outro lado, as dificuldades de modelagem do comportamento dinâmico dos atuadores de estado sólido, escolhidos neste trabalho, requerem o uso de técnicas de projeto que permitam a síntese do controlador sem o conhecimento exato do modelo da matemático da planta.

Neste sentido, duas metodologias de projeto de sistemas de controle baseados no conhecimento foram apresentadas, a saber lógica difusa (*fuzzy logic*) e em redes neurais artificiais (*artificial neural networks*). Estas metodologias caracterizam-se pela capacidade de poder ser aplicadas tanto a sistemas lineares como também a sistemas não-lineares com parâmetros que podem ou não variar e, especificamente em sistemas onde existam dificuldades para estabelecer um modelo matemático preciso da planta.

Por outro lado, pode-se antever a possibilidade de obter controladores híbridos que permitam usar as características vantajosas de duas ou mais técnicas de controle. Estas alternativas poderão ser analisadas num capítulo posterior,

através de simulações numéricas, com o objetivo de observar o comportamento aproximado de cada uma das alternativas propostas.

Como mostrado no item 4.5.3 um controlador difuso pode ser visto como uma função gerada por um conjunto de regras e representada através de uma tabela de consulta, onde por exemplo, se tem o erro e a variação do erro como variáveis independentes, e a saída do controlador como a variável dependente.

Essa função pode ser mapeada através de uma superfície de decisão. Por sua vez, pode-se então apresentar um conjunto de pontos-chave desta superfície para uma rede neural de forma que esta aprenda a fornecer um valor de saída quando lhe forem apresentados determinados valores de erro e variação do erro. Uma vez concluído o processo de treinamento a rede neural é capaz de responder adequadamente aos padrões de variáveis de processo ensinados, bem como através de sua característica de generalização fornecer resultados satisfatórios para outros valores não apresentados.

CAPÍTULO 5

PROJETO DE CONTROLADORES: MODELAGEM E SIMULAÇÃO

De maneira geral, o projeto de um sistema de controle para utilizar em microposicionadores depende do comportamento dinâmico do conjunto assim como de cada um de seus componentes. Desta forma, a modelagem e simulação representam ferramentas de grande valia na análise e síntese de sistemas de controle. Assim, este capítulo apresenta a modelagem matemática de um microposicionador e as respectivas simulações numéricas no sentido de avaliar o desempenho dinâmico do microposicionador para um grupo de algoritmos de compensação digital previamente escolhidos. Entre esses algoritmos destacam-se aqueles do tipo não-convencional baseados no conhecimento, como lógica difusa e redes neurais, objetivando alcançar respostas que permitam a utilização do sistema em usinagem de ultraprecisão.

5.1 - Introdução

Como observado no Capítulo 1, existe uma necessidade crescente da utilização de sistemas de microposicionamento servocontrolados que permitam baixas amplitudes de movimento e seguimento de altas frequências de acionamento. Um dos componentes básicos destes sistemas de microposicionamento é o elemento motor, que realiza a conversão do sinal elétrico em energia mecânica de movimento. Este componente eletro-mecânico é denominado de atuador e é ele que transfere ao microposicionador as melhores características de rigidez e resposta. Na sua grande maioria são fabricados em tecnologia de estado sólido (CAMPOS et al, 1996).

Neste sentido, a utilização de dois tipos de atuadores de estado sólido é proposta, a saber, piezoelétricos e magnetoestrictivos. Desta forma, são confrontados os desempenhos dinâmicos obtidos por estes sistemas de microposicionamento quando da utilização de estratégias de controle digital em malha fechada, através da utilização de técnicas de simulação numérica.

A seguir, serão discutidas os seguintes algoritmos de compensação: rede de atraso, PI+D, PID+ feedforward , Lógica Difusa (fuzzy logic) e Redes Neurais Artificiais (artificial neural network).

5.2. Sistema Microposicionador

A maioria dos tornos de precisão comerciais não possuem características suficientes de exatidão e repetitibilidade necessárias para usinagem de materiais frágeis. Desta forma, torna-se imprescindível a concepção de um sistema alternativo para posicionamento e/ou correção de erros no posicionamento do porta-ferramenta e, por sua vez, da ponta da ferramenta de diamante que efetivamente entra em contato com a peça e realiza a retirada de material, atuando de forma a alcançar as características desejadas de forma e acabamento, tanto superficial como subsuperficial.

Variados equipamentos têm sido desenvolvido com esta finalidade. Na Figura 5.1, um esquema mostrando um tipo de porta-ferramenta modular é apresentado, o qual utiliza um sistema de guias de molas.

Figura 5.1 - Porta Ferramenta Ativo para Usinagem de Ultraprecisão.

Como mostrado anteriormente, a utilização de um elemento motor apropriado para utilizações em posicionamento em mecânica de precisão é de extrema importância. Diversos tipos de atuadores lineares poderiam ser caracterizados neste trabalho (e. g. hidráulicos, pneumáticos etc.), porém pouco ou quase

nada somariam às soluções procuradas para o problema de posicionamento sub-micrométrico de elevada rapidez e repetibilidade. Neste trabalho, são estudados atuadores de estado sólido baseados nos princípios piezoelétricos e magnetoestritivos.

Como pode ser observado no Capítulo 3, tanto os materiais piezoelétricos como os magnetoestritivos trabalham de forma a transformar um sinal elétrico num movimento translativo linear numa faixa de alguns micrometros. A capacidade de carga pode alcançar facilmente a ordem dos kN e podem trabalhar em frequências variando de zero a vários kHz. Devido a suas qualidade de precisão de posicionamento e estabilidade de velocidade, estes tipos de atuadores podem ser utilizados no posicionamento em máquinas-ferramenta de ultraprecisão

5.3 - Modelagem do Microposicionador

Prosseguindo com a caracterização do sistema, descrevem-se, através das respectivas expressões matemáticas (modelo matemático), todos os elementos que formam parte do sistema dinâmico. O Diagrama de blocos da Figura 5.2 mostra a estrutura do sistema dinâmico.

Figura 5.2 - Estrutura do Sistema Dinâmica.

Este sistema pode ser dividido basicamente em duas partes: o controlador digital e a planta, a qual é formada pelos elementos restantes do sistema (sistema eletro-mecânico). Na planta duas partes podem ser diferenciadas claramente. Uma correspondente ao atuador piezoelétrico (PZT) ou magnetoestritivo (MST) e a outra aos elementos mecânicos móveis.

5.3.1 - Elementos Mecânicos Móveis (Porta-Ferramenta)

O modelo matemático correspondente aos elementos mecânicos móveis do porta-ferramenta é mostrado na Equação 5.1, onde ζ é a taxa de amortecimento estrutural (0.08) e ϖ corresponde à frequência de ressonância do sistema (200 Hz) para uma massa de 650 g. Os valores usados correspondem ao protótipo apresentado no Capítulo 6 (MIRON, 1989; SATO et al, 1994).

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{2 \cdot \zeta \cdot \varpi_c \cdot \left(s + \frac{\varpi_c}{2 \cdot \zeta} \right)}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot s + \varpi_c^2} \quad (5.1)$$

3.3.2 - Atuadores

Estes componentes convertem um sinal elétrico de tensão (PZT) ou corrente (MST), num deslocamento proporcional. Neste modelo, conforme a literatura, o atuador é descrito como um sistema de segunda ordem, onde ζ corresponde ao coeficiente de amortecimento e ω_n à frequência de ressonância ($\omega_n = 2\pi f_r$) (SANCHEZ et al, 1992; OKAZAKI, 1988; TANAKA et al, 1994).

PZT

Considera-se aqui a utilização de um atuador piezoelétrico P-239-10 da Physik Instrumente, com 10 μ m de expansão a -1000 volts.

$$\frac{X(s)}{V(s)} = \frac{K_{PZT} \cdot \varpi_n^2}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot s + \varpi_n^2}$$

(5.2)

MST

Considera-se aqui a utilização de um atuador magnetoestritivo MP 50/6 (Etrema Terfenol-D^R magnetostrictive actuators), o qual possui uma expansão de ±25 µm para um sinal de acionamento de ±1,5 A.

$$\frac{X(s)}{I(s)} = \frac{K_{MST} \cdot \varpi_n^2}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot s + \varpi_n^2}$$

(5.3)

Tabela 5.1 – Parametros do sistema

	Elem. Mecânicos	PZT	MST
Resposta freq. (f _r)	450 Hz	10 kHz	5 kHz
rigidez (k)	5.25 10 ⁶ N/m	140 10 ⁶ N/m	7 10 ⁶ N/m
Amortecimento (ζ)	0.080	0.700	0.097
Fator de ganho (K _{iii})	452.39	7.66 10 ⁻⁷ m/V	1.66 10 ⁻⁵ m/A

Tanto materiais piezoelétricos como magnetoestritivos sofrem de não-linearidade tipo histerese. Desta forma, a resposta destes sistemas para determinado comando depende da entrada anterior. Assim, para posicionamentos absolutos torna-se necessário o uso de controle em malha fechada (realimentação). Pode-se distinguir dois regimes de operação. Um correspondendo à faixa de vários micrometros onde o efeito é estritamente dependente da amplitude e um outro regime abaixo do primeiro onde o efeito diminui com a redução da amplitude. Desta forma, podemos afirmar que este efeito pode ser desconsiderado quando da utilização em sistemas de controle para ultraprecisão, podendo ser modelado como um atenuador (fixo) e atrasador de fase (DUDUCH, 1993).

5.4 - Estudo de um Sistema de Controle de Movimento

Neste item são estudados diversos tipos de técnicas de controle e controladores, visando a escolha de um controlador apropriado para o controle dos sistemas dinâmicos aqui referido, isto é, capaz de atender às especificações de desempenho requeridas. Para tanto, serão considerados de início, uma rede de atraso (*Lead-Lag Filter*), um filtro PID e um PID com *feedforward* além de um controlador baseado em lógica difusa. Posteriormente serão apresentadas duas outras metodologias de projeto de sistemas de controle baseadas em redes neurais artificiais. A primeira baseia-se no treinamento de uma rede neural de forma a gerar uma ação de controle que permita alcançar as condições de desempenho requeridas e, a segunda baseada na utilização de uma tabela de consulta de lógica difusa mapeada através de uma rede neural.

5.4.1 - Rede de Atraso (Filtro Lead-Lag)

Em primeiro lugar consideraremos a utilização de um controlador digital direto partindo do conhecimento de seu correspondente analógico, o qual pode ser especificado como uma rede de atraso (*Lead-Lag filter*).

Figura 5.3 - Rede de atraso (Filtro Lead-Lag)

5.4.2 PID

Num Filtro PID, o termo proporcional contribui para a rapidez do sistema, o derivativo melhora a estabilidade e o termo integrativo reduz o erro de seguimento.

Figura 5.4 - Filtro PID.

5.4.3 - PID com *feedforward*

A característica de termo integrativo o qual reduz o erro de seguimento em trajetórias, no caso do PID "puro" é piorada a estabilidade. Por outro lado, no uso de um laço "*feedforward*" é possível reduzir o erro de regime sem, não entanto, piorar a estabilidade (amortecimento).

Figura 5.5 - PID + Feedforward.

5.4.4 - Lógica Difusa

Propõe-se aqui o projeto de um controlador baseado em lógica difusa para o sistema dinâmico em estudo, um controlador lógico difuso possui basicamente três características: 1) Uso de variáveis lingüísticas em vez de, ou em adição a variáveis numéricas; 2) Caracterização de relações simples entre as variáveis estabelecendo condições difusas e 3) Caracterização de relações complexas através de algoritmos difusos.

Este controlador difuso está baseado nos padrões clássicos, no qual seu núcleo principal corresponde a uma tabela de consulta, calculada previamente. Esta tabela corresponde a uma matriz, onde as suas entradas serão o erro de posição e a variação do erro de posição. Assim, cada par de elementos de entrada corresponde a um elemento desta matriz, cujo valor fornece uma medida quantitativa da proximidade em que se encontra o sistema do comportamento desejado (LI & LAU, 1989).

A lógica difusa vem sendo largamente utilizada no projeto de controladores de sistemas que possuem não-linearidades e parâmetros variáveis, e cuja modelagem é difícil de ser obtida analiticamente. Sua idéia básica é a de projetar um controlador que atue no sistema tomando suas próprias decisões a partir do conhecimento de determinadas variáveis, como faria um operador experiente no processo.

Assim, os controladores difusos baseiam-se em regras de decisões heurísticas (ditadas pela experiência), cujo método de inferência consiste de regras lógicas do tipo "*if A then B*". As variáveis de entrada e de saída podem ser consideradas através de termos lingüísticos como 'grande', 'médio', 'pequeno', e representadas em conjuntos difusos os quais exprimem o grau de importância de uma variável determinística em termos difusos. Esta base de conhecimento e seu mecanismo de inferência, são então combinados com os dados obtidos a partir dos sensores, a fim de produzir uma saída desejada ou adequada de controle. A Figura 5.6 mostra um diagrama de blocos que representa a estrutura básica de um controlador difuso, onde são representados quatro componentes principais: uma interface de difusificação, uma base de conhecimentos, uma lógica para tomada de decisão e uma desdifusificação (LEE, 1990).

Figura 5.6 - Estrutura de um controlador difuso (AGÜERO et al., 1990).

As variáveis do controlador podem ser o erro da variável a ser controlada e a sua variação com relação à variável no passo anterior. A variável de saída pode ser a saída do controlador ou o incremento a ser dado a este. Sua implementação é realizada ou utilizando diretamente a base de regras e o mecanismo de inferência, ou utilizando uma tabela de consulta bidimensional.

Figura 5.7 - Sistema de Controle de Posição Utilizando Controlador Difuso.

Considerando o sistema regulador baseado em lógica difusa, as variáveis de entrada são **Error** e Δerror . As variáveis de saída são Δu . **Error** representa o afastamento do atuador com relação à posição desejada e Δerror representam $\text{Error}(k) - \text{Error}(k-1)$, para cada tempo de amostragem. As funções de associação para estas variáveis foram adotadas como sendo triangulares (LEE, 1989), as quais podem ser observadas na Figura 5.8.

Figura 5.8 – Base de Conhecimento e Funções de Associação.

Tabela 5.2 - Base de Regras para o Controlador de Posição Difuso.

<i>Delu</i> (Δu)		<i>Delerro</i> ($\Delta e(t)$)						
		PL	PM	PS	ZR	NS	NM	NL
<i>Erro</i> ($e(t)$)	PL	PL	PL	PL	PL	PM	ZR	ZR
	PM	PM	PM	PM	PM	ZR	ZR	ZR
	PS	PM	PS	PS	PS	ZR	ZR	NS
	ZR	PM	PS	PS	ZR	NS	NS	NM
	NS	PS	ZR	ZR	NS	NS	NS	NM
	NM	ZR	ZR	ZR	NM	NM	NM	NM
	NL	ZR	ZR	NM	NL	NL	NL	NL

Sete (7) variáveis lingüísticas foram consideradas para **Error**, **$\Delta error$** e **Δu** , sendo definidas por **NL** (negativo grande), **NM** (negativo medio), **NS** (negativo

pequeno), **ZE** (zero), **PS** (positivo pequeno), **PM** (positivo medio) e **PL** (positivo grande). A base de conhecimento definida para o controle do atuador foi então baseada em um conjunto de 49 regras, arranjadas como mostrado na Tabela 5.2. A superfície de decisão para o controlador difuso pode ser obtida a partir da tabela de consulta difusa (Tabela 5.3) e representada graficamente como na Figura 5.9.

Tabela 5.3 - Tabela de consulta obtida a partir do conjunto de regras difusas

-0.2060	-0.2026	-0.2010	-0.2054	-0.2060	-0.0909	-0.0431	0.0000	0.0000
-0.1395	-0.1395	-0.1408	-0.1395	-0.1395	-0.0682	-0.0431	0.0000	0.0000
-0.1000	-0.0961	-0.0961	-0.0961	-0.0961	0.0000	0.0000	0.0170	0.0170
-0.1000	-0.0797	-0.0677	-0.0661	-0.0661	0.0000	0.0000	0.0305	0.0451
-0.1000	-0.0797	-0.0500	-0.0500	0.0000	0.0500	0.0500	0.0797	0.1000
-0.0451	-0.0305	0.0000	0.0000	0.0661	0.0661	0.0677	0.0797	0.1000
-0.0170	-0.0170	0.0000	0.0000	0.0961	0.0961	0.0961	0.0961	0.1000
0.0000	0.0000	0.0431	0.0682	0.1395	0.1395	0.1408	0.1395	0.1395
0.0000	0.0000	0.0431	0.0909	0.2060	0.2054	0.2010	0.2026	0.2060

Figura 5.9 - Mapeamento das Regras para o Controlador de Posição Difuso.

5.4.5 - Redes Neurais Artificiais - Modelo NGUYEN-WIDROW

Redes Neurais Artificiais são conhecidas hoje como uma das técnicas mais fascinantes para modelar o cérebro humano em todas as suas particularidades, como por exemplo, no processamento complexo de informações, em processamentos altamente não-lineares e em paralelo, e

tolerância a falhas (FREMAN & SKAPURA, 1991). Este desafio foi estudado por vários projetistas de sistemas de controle e diversas aplicações têm sido propostas (KRÖSE & SMAGT, 1993).

Uma rede neural multi-camadas com arquitetura do tipo *feed-forward* é um sistema composto por entradas, saídas e muitos elementos de processamento simples e semelhantes, todos interconectados através de parâmetros internos chamados de pesos (NGUYEN & WIDROW, 1990). Após configurada com o número de camadas, número de neurônios por camada e suas funções de transferência, isto sendo determinado por um processo de tentativa e erro, o objetivo é treiná-la, isto é, ajustar os seus pesos, de forma a alcançar um comportamento desejado de entrada/saída. O treinamento, por sua vez, pode ser realizado utilizando o algoritmo *back-propagation* do erro, originalmente criado para redes multi-camadas e funções de transferência não-lineares diferenciáveis. Este método é normalmente baseado na diminuição de gradiente do erro (*steepest descent*) onde os parâmetros, tais como pesos e "biases" (entrada fixa), são movidos na direção oposta ao gradiente do erro.

O modelo proposto por NGUYEN & WIDROW (1990) para geração de um controlador baseado em Redes Neurais tem como característica principal a utilização de um **Emulador**, o qual auxilia no projeto de um controlador de maior robustez. Este emulador corresponde a uma rede neural multi-camada, a qual é treinada de forma a aprender a identificar o comportamento dinâmico do sistema, neste caso do microposicionador.

O controlador, por sua vez, é composto por outra Rede Neural de múltiplas camadas, a qual é treinada de forma que seja capaz de controlar o emulador e conseqüentemente a planta. Desta forma, uma vez treinado o emulador, isto é, com seus pesos já fixados, procede-se ao treinamento do neuro-controlador, o qual pode ser utilizado para controlar o microposicionador.

A Figura 5.10 (a) mostra a forma como o emulador é treinado, onde é assumido que os estados da planta sejam diretamente observáveis sem ruídos. As entradas de controle são representadas por v e as variáveis de saída são representadas por E^k em cada intervalo k . A base de dados utilizada para o treinamento foi obtida a partir de dados simulados.

Como pode ser observado na Figura 5.10 (b), a utilização do emulador se torna necessário para permitir que o erro seja *back-propagado* através da rede, devido a que apenas o erro da saída da planta é o dado disponível para o treinamento. Desta forma, para um controlador de duas camadas, teremos uma rede composta de quatro camadas a serem treinadas.

Figura 5.10 - (a) Emulador; (b) Controlador e Emulador.

Para o processo de aprendizagem foi utilizado o método baseado na aproximação de Levenberg-Marquardt. Este método é mais potente e apresenta melhor desempenho que usando o método de Newton (MATLAB, 1995). A regra de aprendizagem para atualização dos pesos é dada por:

$$\Delta \mathbf{W} = (\mathbf{J}^T \mathbf{J} + \mu \mathbf{I})^{-1} \mathbf{J}^T \mathbf{e} \quad (5.4)$$

onde $\mathbf{J}$ é a matriz Jacobiana das derivadas de cada erro para cada peso, μ é um escalar e $\mathbf{e}$ é um vetor erro. Se μ é pequeno, a equação (1) torna-se o método de Gauss-Newton que é mais rápido e preciso perto do erro mínimo (MATLAB, 1995). Assim, o objetivo é alterar μ de forma a trabalhar ou com Gauss-Newton ou *steepest-descent* (quando o erro aumenta, μ aumenta e $\mathbf{J}^T \mathbf{J}$ torna-se desprezível e o treinamento é realizado usando $\mu^{-1} \mathbf{J}^T$ que é o *steepest-descent*. De outra forma, μ é diminuído).

A utilização no processo de aprendizado do algoritmo de aproximação Levenberg-Marquardt tem por objetivo treinar a rede neural de forma a encontrar um conjunto de pesos que minimizem um índice de desempenho dado por:

$$ID = E \left(\left\| E_{x,y}^{\text{des}} - E_{x,y}^k \right\|^2 \right) \quad (5.5)$$

onde E é o operador esperança estatístico

Na Figura 5.11, é mostrado o sistema de controle de posição utilizando o controlador neural baseado em lógica difusa.

Figura 5.11 - Sistema de Controle de Posição Baseado em Redes Neurais.

5.4.6 - Mapeamento da Tabela Difusa através de Redes Neurais

No mapeamento de uma tabela de consulta de um controlador difuso, tem-se como objetivo utilizar uma rede neural a fim de evitar um processo de busca e interpolação. O objetivo é treinar a rede neural usando Levenberg-Marquardt

de forma a encontrar um conjunto de pesos que minimizam um índice de desempenho dado pela equação 5.5.

Este controlador neural deverá mapear a tabela de consulta de um controlador difuso, a qual corresponde a uma matriz 9x9 com dois vetores de entrada 9x1. Inicialmente, foi utilizada uma rede com duas camadas (neurônios tangentes sigmoidais na camada intermediária e lineares na de saída) e o algoritmo *back-propagation* implementado com *steepest-descent* (com *momentum* e taxa de aprendizagem variável). Este método, embora seja sensível a pequenos detalhes na superfície do erro, não alcançou o valor desejado do erro quadrático médio (SSE) em qualquer dos casos considerados. Foi utilizado então, o método de Levenberg-Marquardt que se mostrou extremamente rápido, alcançando erros extremamente baixos (ordem de 10^{-6}). Para alguns casos, dependendo das condições de inicializado, a rede perdeu por completo a capacidade de generalização. No presente caso (Figura 5.12), foram necessários 18 neurônios na camada intermediária, 130 épocas de treinamento, $\mu = 1.1e-7$ e SSE = 0,0001. Os resultados com numero menor de neurônios na camada intermediária não foram satisfatórios pois, apesar de atingir SSE pequenos, apresentou péssimas características de generalização apresentando respostas pouco satisfatórias.

Figura 5.12. Controlador Neural Baseado em uma Tabela Difusa.

A Figura 5.13 apresenta a superfície de decisão para o controlador obtido a partir do mapeamento do controlador difuso por meio de uma rede neural de duas camadas com 18 neurônios na camada intermediária.

Figura 5.13 - Mapeamento do controlador difuso através de uma rede neural de duas camadas com 18 neurônios na camada intermediária.

5.4.7 - Controlador Híbrido “PI Difuso + D”

Em controle de movimento de posicionadores devido à inércia do sistema dinâmicos, o deslocamento do sistema continua aumentando mesmo após o corte da energia. Esta característica torna extremamente difícil o controle da planta (servomecanismo), o que fica mais evidente quando se pretende posicionar rapidamente e sem sobressinal (YOJO & MORAES, 1999).

Uma vez que controladores PID tradicionais não possuem comportamento adequado quando da variação dos parâmetros da planta, uma metodologia de projeto capaz de aliar a robustez dos controladores difusos e a rapidez de resposta dos controladores PID (TAO & TAUR, 1995).

Desta forma, a inclusão de Lógica Difusa a um controlador PID tradicional têm como objetivo primordial reduzir a amplitude de sobressinal (*overshoot*) e diminuir o tempo de resposta. Neste sentido e conforme pode ser observado em resultados obtidos anteriormente (e.g., CAMPOS RUBIO et al., 1996), pode-se afirmar que:

- Controlador PID convencional caracteriza-se principalmente pela facilidade de implementação e a capacidade de permitir o controle com um desempenho adequado das mais diversas plantas, através da sintonização de alguns parâmetros.
- Controladores PID convencional possuem características como; rapidez de resposta elevada, porém com uma presença de sobressinal muitas vezes indesejado.
- Por se tratar de um algoritmo que trabalha em função de ganhos fixos, muitas vezes ao alcançar uma resposta em tempo e erros de regime muito reduzidos, torna a malha extremamente sensível o que pode causar instabilidade.

- Um controlador difuso, por sua vez, permite baixos erros de regime e tempos de resposta pouco superiores aos anteriores, tornando o sistema dinâmico como um todo, facilmente regulável e menos susceptível à variações na planta e perturbações externas.
- Desta forma, pode-se afirmar que algoritmos difusos são adaptativos e robustos. Isto devido principalmente, a sua arquitetura, formados através de uma base de conhecimento gerada com um certo grau de incerteza e um conjunto de regras que auxiliam (indiretamente) na escolha do valor de comando adequado para uma determinada situação.

Portanto, espera-se que exista uma relação ótima entre a utilização de controladores PID convencionais e algoritmos difusos, cuja característica de comando seja capaz de aliar as características vantajosas de ambas técnicas, obtendo um controlador que possua:

- Alta velocidade de resposta,
- Baixo erro de regime permanente,
- Baixo erro de seguimento de trajetórias,
- Atenuação de perturbações, entre outras.

5.4.7.1 - Concepção do Controlador Híbrido

Como forma de simplificar ao máximo a implementação do algoritmo, foi escolhida uma disposição “em série” dos dois tipos de controladores. Desta forma, as características inicialmente previstas, e a necessidade de alterar (modificar) o tipo da resposta do sistema, através de um tipo de sintonização dos parâmetros do algoritmo projetado.

Conforme, é de conhecimento geral, cada fator do compensador **PID** tem uma função específica e atua de forma isolada ou conjunta em uma ou mais características da resposta (LEONARD, 1984), a saber:

- **Ganho Proporcional** (K_p) – atua de forma a aumentar a velocidade de resposta e diminuir o erro de regime.

- **Fator Integrativo** (K_i) – responsável principalmente pela redução do erro de regime, no caso do valor de subida se mantiver próximo do sinal de referência.
- **Fator Derivativo** (K_d) – responsável pela estabilidade do sistema e também pela suavidade da resposta.

Analogamente aos ganhos de sistema **PID** convencional, os fatores do controlador híbrido poderão ser determinados através da utilização de algum método para sintonização, como por exemplo o método Ziegler Nichols, o qual caracteriza-se principalmente pela facilidade de aplicação (VanDORN, 1998).

Após a sintonização do filtro **PID** a parte **PI** é substituída pelo sistema **Difuso**, resultando desta forma num controlador híbrido capaz de fornecer requisitos de desempenho necessários para sua utilização em posicionadores de ultraprecisão.

Figura 5.14 – Diagrama de blocos de um controlador PID convencional.

5.4.7.2 - Equacionamento do Controlador Híbrido “PI Difuso + D”

A Figura 5.14 mostra o diagrama de blocos de um sistema dinâmico controlado através de um filtro PID. Em este tipo de sistema, o sinal de controle pode ser obtido combinando os termos proporcional, integral e derivativo, como segue:

$$u_{PID}(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int e(t) \cdot dt - K_d \cdot y(t) \quad (5.6)$$

onde K_p , K_i e K_d são os parâmetros do controlador PID, que na forma discretizada podem ser representados através da ação de um segurador de ordem zero (*zero-order-hold*) (MALKI, LI & CHEN, 1994), como sendo:

$$u_{PID}(k) = K_p \cdot e(k) + K_i \cdot T \sum_{n=0}^k e(n) - K_d \cdot \frac{(y(k) - y(k-1))}{T} \quad (5.7)$$

onde:

T – corresponde ao período de amostragem,
 $e(k)$ – entrada do controlador correspondente ao erro do sistema, o qual pode ser expresso como sendo $e(k) = Ref(k) - y(k)$,
 $u(k)$ – saída do controlador no tempo (kT).

Desta forma, para a forma incremental tem-se:

$$u_{PID}(k-1) = K_p \cdot e(k-1) + K_i \cdot T \cdot \sum_{n=0}^{k-1} e(n) - K_d \cdot \frac{(y(k-1) - y(k-2))}{T} \quad (5.8)$$

assim:

$$\Delta u_{PID}(k) = u_{PID}(k) - u_{PID}(k-1) \quad (5.9)$$

portanto:

$$\Delta u_{PID}(k) = K_p \cdot (e(k) - e(k-1)) + K_i \cdot T e(k) - K_d \cdot \frac{(y(k) - 2y(k-1) + y(k-2))}{T} \quad (5.10)$$

Que corresponde à forma adequada da entrada de controle para atuadores do tipo integrativos, como por exemplo sistemas eletro-mecânicos (TZAFESTAS & PAPANIKOLOPOULOS, 1990).

Como citado anteriormente, uma das principais razões para a popularidade do controlador PID convencional reside na sua facilidade de projeto e ajuste, permitindo um desempenho aceitável para diversas aplicações. Portanto, um dos objetivos primordiais deste estudo é através da explorar as vantagens de um controlador deste tipo e suprir suas limitações de desempenho e robustez, por meio da utilização de um controlador que melhores estas características, a saber lógica difusa.

Figura 5.15 – Diagrama de Blocos de um Controlador Híbrido “PI *difuso* + D”.

Assim sendo, é proposto o desenvolvimento de um controlador híbrido “PI *difuso* + D”, onde a ação integral e proporcional serão geradas a partir de um controlador difuso. A Figura 5.15 mostra a arquitetura do sistema de controle proposto, onde o sinal de controle ($u_{PID}(k)$) pode ser expresso através da relação de variáveis:

$$u_{pid}(k) = u_{pi}(k) - u_d(k) \quad (5.11)$$

generalizando,

$$u_{pid}(k) = K_{pi} \cdot \Delta u_{pi}(k) + u_{pi}(k-1) - K_d \cdot \left[\frac{\Delta y(k)}{T} \right] \quad (5.12)$$

$$u_{pid}(k-1) = K_{pi} \cdot \Delta u_{pi}(k-1) + u_{pi}(k-2) - K_d \cdot \left[\frac{\Delta y(k-1)}{T} \right] \quad (5.13)$$

na forma incremental, tem-se que:

$$\Delta u_{pid}(k) = u_{pid}(k) - u_{pid}(k-1) \quad (5.14)$$

$$\begin{aligned} \Delta u_{pid}(k) = & K_{pi} \cdot [\Delta u_{pi}(k) - \Delta u_{pi}(k-1)] + [u_{pi}(k-1) - u_{pi}(k-2)] + \\ & -K_d \cdot \left[\frac{\Delta y(k) - \Delta y(k-1)}{T} \right] \end{aligned} \quad (5.15)$$

Desta forma, o princípio matemático que define a lei de controle pode ser obtido em função da saída de um sistema de controle proporcional e integrativo (PI) do tipo incremental. Por sua vez, esta saída pode ser expressa igualmente, no domínio da frequência ($u_{pi}(s)$), como sendo:

$$U_{pi}(s) = K_p^c \cdot E(s) + K_i^c \cdot \frac{E(s)}{s} \quad (5.16)$$

Onde, K_p^c e K_i^c correspondem aos ganhos proporcional e integral do controlador PI e, $E(s)$ o sinal de erro de seguimento. Assim, para a forma discretizada tem-se que:

$$u_{pi}(k) = K_p \cdot e(k) + K_i \cdot T \cdot \sum_{n=0}^k e(n) \quad (5.17)$$

ainda,

$$\Delta u_{pi}(k) = K_p \cdot [e(k) - e(k-1)] + K_i \cdot T \cdot e(k) \quad (5.18)$$

sendo que:

$$\Delta u_{pid}(k) = \frac{u_{pi}(k) - u_{pi}(k-1)}{T} \quad (5.19)$$

ou ainda:

$$u_{pi}(k) = u_{pi}(k-1) + T \cdot \Delta u_{pi}(k) \quad (5.20)$$

Como mostrado por MALKI et al. (1994), em relação a esta equação e pensando em termos de um sistema de controle difuso, pode-se substituir o termo " $T\Delta u_{pi}(k)$ " por um termo que represente uma ação de controle difusa do tipo incremental " $K_{PI} \Delta u_{PI fuzzy}(k)$ ", onde " K_{PI} " é o ganho do controlador difuso, de forma que:

$$u_{pi}(k) = u_{pi}(k-1) + K_{PI} \cdot \Delta u_{PI fuzzy}(k) \quad (5.21)$$

para $K_{PI}=1$, tem-se:

$$\Delta u_{PI fuzzy}(k) = u_{pi}(k) - u_{pi}(k-1) \quad (5.22)$$

O controlador baseado em lógica difusa descreve com o auxílio de um conjunto de regras do tipo IF-THEN, a relação entre o incremento da ação de controle $\Delta u_{PI fuzzy}(k)$, o desvio do valor desejado ou erro $e(k)$ no mesmo instante e sua variação " $\Delta e(k) = e(k) - e(k-1)$ ", assim:

$$\Delta u_{PI fuzzy}(k) = f\{e(k), \Delta e(k)\} \quad (5.23)$$

Pode-se observar claramente uma semelhança entre as equações 5.18 e 5.23, o que mostra a viabilidade do projeto de um controlador PI difuso de forma a substituir um controlador PI convencional. A equação 5.7, poderá ser re-escrita como sendo:

$$u_{PID}(k) = K_p \cdot e(k) + K_i \cdot \Delta e(k) - K_d \cdot \Delta y(k) \quad (5.24)$$

assim,

$$\Delta u_{PIfuzzy}(k) \propto K_p \cdot e(k) + K_i \Delta e(k) \quad (5.25)$$

onde, K_p e K_i são os ganhos do controlador PI convencional. A diferença situa-se principalmente no tipo de relacionamento existente entre os fatores, no caso do "PI convencional" existe um relacionamento linear (fatores de ganho constante) enquanto no controlador "PI difuso" este relacionamento poderá ser não linear (fatores não constantes).

Para implementar o controlador difuso no controlador híbrido foi escolhida uma rede neural similar a aquela utilizada no algoritmo de mapeamento da tabela difusa através de uma rede neural, porém menor. Desta forma, foi implementada uma rede neural com 5 neurônios na camada intermediária (Figura 5.16) cuja superfície de decisão mapeada através rede neural pode ser observada na Figura 5.17.

Figura 5.16 - Aspecto da rede neural artificial escolhida

Figura 5.17 - Mapeamento da parcela referente ao controlador difuso através de uma rede neural de duas camadas com 5 neurônios na camada intermediária.

5.5 - Simulação Numérica

A avaliação dos servocontroladores serão realizada através de três características; resposta transitória tão rápida quanto possível e sem *overshot* (Figura 5.18, 5.21 e 5.22), a capacidade de eliminar perturbações como as ocorridas no processo de corte (Figura 5.19) e, o seguimento de trajetórias com erro de regime tão reduzido quanto possível (Figura 5.20) garantindo assim uma melhor exatidão dimensional nas formas mais complexas.

O modelo, a ser considerado corresponde a uma aproximação preliminar (item 5.3) e foi obtido de forma analítica, não existindo ainda resultados experimentais que permitam sua real validação. Por esta razão, considerou-se mais importante o estudo do problema de controle com técnicas que segundo suas características atendessem os objetivos de controle colocados anteriormente, porém, sem abordar questões como otimização, autosintonia, etc. Os parâmetros dos compensadores digitais foram selecionados através de um estudo de sensibilidade da malha e o valor do tempo de amostragem foi definido como sendo 300 $\mu\text{seg.}$, para todos os casos. Por outro lado, foi

considerado igualmente o efeito da quantização que ocorre na conversão digital/analógica, devido ao tamanho da palavra de saída do processador o que ocasiona uma limitação na resolução.

Os gráficos obtidos, mostram as respostas obtidas pelo sistema em malha fechada aos três tipos de excitação (respostas ao degrau (regime transiente), seguimento de trajetória (rampa) e rejeição de perturbações (distúrbio). Estes gráficos foram traçado através da simulação do sistema dinâmico mais o controlador num software de simulação (MATLAB®).

Figura. 5.18. - Resposta ao Degrau (regime transiente)

Figura 5.19. – Seguimento de trajetória (rampa)

A resposta obtida para o seguimento de uma rampa de 100 ms de duração (Figura 5.19) mostra que os controladores PID e PID com “feedforward”

apresentam melhores resultados neste item. No entanto, quando a comparação é realizada em função da resposta transitória tão rápida quanto possível e sem *overshot* (Figura 5.18), assim como da capacidade de eliminar perturbações (Figura 5.20) o controlador baseado em lógica difusa apresenta melhores resultados. Isto pode ser atribuído a maior robustez característica de este tipo de algoritmo.

Figura 5.20. - Rejeição de perturbações.

Figura 3.21. - Resposta ao degrau dos controladores baseados em lógica difusa e redes neurais.

Figura 3.22. – Comparação da resposta ao degrau do controlador híbrido.

A Figura 5.23 apresenta uma comparação quanto a capacidade de rejeição ao distúrbio entre os controladores não-convencionais. Pode-se observar que o controlador híbrido PI *difuso*+D apresenta uma boa rejeição ao distúrbio.

Figura 5.23. - Rejeição de perturbações dos controladores não-convencionais.

As respostas no tempo para o regulador neural baseado em FL usando o método de Levenberg-Marquardt foi extremamente satisfatório e com desempenho superior ao restante das opções de controle estudadas. O comportamento deste sistema pode-se explicar como fruto da melhor

aproximação que o algoritmo neural produz quando da necessidade de interpolar valores dentro da tabela de consulta, procedimento este, feito no caso da lógica difusa “pura”, através de interpolação linear.

Por outro lado, o sistema de controle híbrido formado pela combinação de um controlador PID com um controlador difuso (“PI *difuso* + D”) surge como uma opção interessante, preservando a simplicidade da estrutura linear dos controladores PID convencionais e aumentando a robustez do controlador através da menor susceptibilidade a ruídos (maior estabilidade) dos algoritmos difusos (Figura 5.23). Neste sentido, a opção do controlador “PI *difuso* + D” permite aumentar a capacidade de controle através do auto-ajuste dos ganhos, uma vez que os fatores de ganho integral e proporcional tornam-se funções não lineares.

5.6 – Comentários e Conclusões

Em este capítulo procurou-se mostrar o desenvolvimento de um algoritmo de controle para um sistema microposicionador para usinagem com ferramenta de diamante, o qual utiliza as características de micro-deslocamento dos atuadores de estado sólido, especificamente os do tipo magnetoestrutivo.

Pode-se afirmar inicialmente que o modelo matemático proposto, embora despreze não-linearidades como atrito estático, rigidez e amortecimento variável, fornece uma representação simples e válida do comportamento dinâmico do sistema eletro-mecânico, o que permitiu a realização das simulações do comportamento dinâmico do sistema e observar a resposta dos diversas estratégias de controle aqui relacionadas, permitindo uma melhor visão do comportamento que pode ser esperado para o sistema e quais alterações se fazem necessárias para o seu melhor desempenho.

Foram apresentadas as aplicações de duas metodologias não-convencionais de projeto de sistemas de controle: lógica difusa (fuzzy logic) e redes neurais artificiais (*artificial neural networks*). Através da utilização desta última técnica, foram desenvolvidos dois controladores distintos, um primeiro denominado de neuro-controlador baseado no modelo proposto por NGUYEN & WIDROW (1990), e um segundo caracterizado pela combinação das técnicas lógica difusa e redes neurais artificiais, onde um controlador neural foi projetado de modo a emular uma tabela de consulta difusa por meio de uma rede neural de duas camadas.

Com lógica difusa, as respostas foram satisfatórias, apesar do pequeno erro de regime, o qual poderá ser corrigido através de modificações nas regras e nas funções de pertinência. Podendo-se destacar que a metodologia de projeto é extremamente simples, principalmente quando se tem um programa de cálculo.

Por sua vez, o controlador híbrido neural-difuso teve um comportamento extremamente satisfatório, obtendo respostas mais rápidas que as obtidas com o controlador difuso “puro”. Este controlador resultante do mapeamento de uma tabela de consulta parece ser muito conveniente e robusto atingindo os objetivos de resposta rápida, *overshoot* nulo e erro de regime desprezível. A flexibilidade oferecida foi adequada para a presente aplicação. Suas vantagens são:

- a não necessidade de definir um modelo matemático da planta;
- o controlador possui habilidade operacional satisfatória melhorando suas características de desempenho na presença de condições ambientais não propícias;
- e o processamento de informações é mais rápido quando comparado com controladores convencionais.

- O método de Levenberg-Marquardt mostrou-se mais potente e rápido do que *steepest-descent*, entre outros.

Contudo, o sistema de controle híbrido formado pela combinação de um controlador PID com um controlador difuso permitiu o aproveitamento das vantagens dos controladores difusos em conjunto com aquelas obtidas no desenvolvimento do controlador híbrido difuso mapeado por neural-.

Neste sentido o controlador híbrido “PI *difuso* + D” surge como uma nova opção caracterizada pela simplicidade da estrutura linear dos controladores PID convencionais e aumentando a robustez do controlador através da menor susceptibilidade a ruídos (maior estabilidade) dos algoritmos difusos. Desta forma, pode-se afirmar que a opção do controlador “PI *difuso* + D” permite aumentar a capacidade de controle através do auto-ajuste dos ganhos, uma vez que os fatores de ganho integral e proporcional tornam-se funções não lineares.

Para finalizar, o resultado obtido neste estudo aponta para a possibilidade do controle de Atuadores Magnetoestrutivos através de técnicas baseadas no conhecimento e/ou aprendizado como lógica difusa e redes neurais, devido a não necessidade de um modelo matemático detalhado para a formulação do algoritmo, além de possuir uma maior adaptabilidade quando da ocorrência de variações próprias do processo, como por exemplo as decorrentes da alteração da temperatura fruto do acionamento do próprio atuador.

CAPÍTULO 6

ESTUDO DE CASO

PROTÓTIPOS DE MICROPOSICIONADORES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através da aplicação das metodologias e conceitos estudados no decorrer deste trabalho, visando o desenvolvimento de microposicionadores para utilização em usinagem de ultraprecisão. São apresentados dois protótipos de microposicionadores, uma mesa destinada ao posicionamento angular sub-micrométrico e um porta-ferramenta ativo para torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante. Ambos protótipos caracterizam-se pela utilização de atuadores de estado sólido como sistema de acionamento. Para a mesa niveladora foi escolhido o uso de atuadores piezoelétricos. Por sua vez, para o porta-ferramenta foi utilizado o acionamento através de atuadores magnetoestríctivos com o objetivo de caracterizar a aplicação deste tipo de tecnologia no posicionamento de ultraprecisão.

6.1 Introdução

Tendo em vista o exposto e revisado nos capítulos anteriores e, como forma de validar as observações, conclusões e propostas até aqui apresentadas, a seguir são apresentados as diversas fases ou etapas envolvidas no desenvolvimento, fabricação e montagem de posicionadores de ultraprecisão ou aqui chamados de microposicionadores.

Inicialmente é apresentado o desenvolvimento de uma mesa niveladora para o posicionamento angular sub-micrométrico. São mostradas de maneira detalhada as diversas etapas que compõem a metodologia proposta para o desenvolvimento de projetos em esta área. Como parte deste estudo é apresentada igualmente a modelagem cinemática do sistema e o resultado de simulações com o objetivo de caracterizar seu comportamento geométrico e determinar um conjunto de equações capazes de relacionar o deslocamento necessário nos atuadores para alcançar uma determinada posição angular.

Posteriormente é apresentado o protótipo de um porta-ferramenta ativo, desenvolvido com o objetivo de auxiliar na usinagem de material frágil.

Ambos protótipos caracterizam-se pela utilização de atuadores de estado sólido como sistema de acionamento. Para a mesa niveladora foi escolhido o uso de atuadores piezoelétricos. Por sua vez, para o porta-ferramenta foi utilizado o acionamento através de atuadores magnetoestrictivos com o objetivo de caracterizar a aplicação deste tipo de tecnologia no posicionamento de ultraprecisão

6.2. Mesa Niveladora Sub-micrométrica

Em este item são apresentados os resultados de análises apresentadas anteriormente na forma de artigo científico (MONTANARI, CAMPOS RUBIO, DUDUCH & PORTO, 1998 e MONTANARI, CAMPOS RUBIO, SANTORO & DUDUCH, 1999).

Inicialmente é feita uma aplicação da metodologia escolhida para o desenvolvimento de projetos em engenharia de precisão apresentada no Capítulo 2. Posteriormente é apresentada uma modelagem cinemática referente ao comportamento geométrico do conjunto projetado e suas respectivas simulação, objetivando a caracterização do seu desempenho dentro do volume de trabalho.

6.2.1 Metodologia de Projeto

Neste item, são aplicados os conceitos referentes a Metodologia de Projeto apresentados no item 2.2.1 em conjunto com as teorias de projeto apresentadas no item 2.3. Desta forma, são anexadas as idéias gerais de projeto de um microposicionador angular para mecânica de precisão no sentido de se obter uma concepção para o mecanismo que se apresente como a solução mais apropriada para o problema do microposicionamento angular de alta resolução.

- **Análise das Necessidades**: o posicionador a ser desenvolvido segue passo a passo as metodologias de técnicas de projeto, com capacidade de movimentar-se angularmente, possuindo alta rigidez e ampla largura de banda, capaz de posicionar uma superfície com resolução inferior a 4.10^{-5} graus. Neste item são previstos igualmente os critérios a ser adotados para análise das alternativas.
- **Etapa da análise funcional**: inicialmente é identificado através da literatura, o conjunto das soluções ou alternativas para o projeto de mecanismos de posicionamento de precisão, as quais são apresentados no item 6.2.1.1.
 - **Fase da decisão**: posteriormente e como justificado no item 2.2.3 é utilizado o método de análise de valor como objetivo obter a melhor solução, os qual é apresentado no item 6.2.1.2.
- **Etapa de definição dos riscos e otimização**: nesta etapa será feita uma análise aprofundada do funcionamento do sistema através da descrição das características físicas obtidas e da verificação da funcionalidade da solução escolhida através de uma modelagem cinemática do sistema. Nesta etapa, são igualmente abordados aspectos referentes aos processos de fabricação e métodos produção associados à realização do produto desejado.

6.2.1.1. Análise Funcional e Procura de Soluções

O problema de projeto já está formulado. Como comentado, baseia-se na necessidade de posicionadores de alta resolução, capazes de posicionar elementos nas máquinas com alto grau de exatidão e rapidez, auxiliando tanto no posicionamento relativo ferramenta/peça quanto na compensação de erros sistemáticos.

Então prossegue ao desenvolvimento do processo de projeto, ou seja, buscam-se soluções para o problema através da literatura que abrange mecanismos de

posicionamento de precisão e ainda, parte-se para a fase de decisão, utilizando o método de análise de valor.

De acordo com a literatura, são caracterizados diversos princípios de funcionamento de posicionadores angulares. Dentre os vários tipos construtivos em estudo, um levantamento das características intrínsecas de cada um permite uma análise técnica detalhada da alternativa de maior viabilidade. Como forma de auxiliar na tomada de decisão, foi utilizado o método de análise de valor, visando obter melhor funcionalidade e desempenho dinâmico. Aspectos como cinemática, acionamento, guias e apoios foram estudados e confrontados.

A seguir são descritos diversos tipos construtivos de posicionadores angulares, os quais permitem a obtenção do movimento desejado. Na Figura 6.1 são exemplificados e descritos genericamente alguns dos princípios de funcionamento para posicionadores angulares.

Figura 6.1 - Alternativas construtivas para posicionadores angulares

- (a) cunha de encosto angular, (b) cunha de apoio semi-esférico,
(c) transmissão por came, (d) posicionador micrométrico diferencial,
(e) transmissões rotativas, (f) plataforma de Stewart.

Princípio de funcionamento

- ↳ **Sistemas de cunha** - os sistemas de cunha aqui representados se utilizam da geometria dos corpos em contato para transformar um movimento linear (de translação) num movimento rotativo (angular) pré-determinado (Figura 6.1(a)). No caso dos sistemas de cunha de encosto angular, uma força longitudinal aplicada no corpo, provocará um movimento relativo entre as superfícies A e B, as quais possuem ângulos diferentes, ocasionando um movimento angular no sentido horário do corpo B. Por outro lado, sistemas de cunha com apoio esférico (Figura 6.1(b)) se utilizam de um princípio similar, com diferença apenas pela geometria da superfície de contato.
- ↳ **Transmissão por came** - a Figura 6.1(c) apresenta um sistema de posicionamento angular, o qual se utiliza das características de transferência de movimento gerados pelo deslizamento de uma superfície plana sobre o perfil de um came (CHIOU & KOTA, 1998). Neste tipo de sistema, a geometria do perfil determina diretamente a amplitude do movimento angular.
- ↳ **Posicionador micrométrico diferencial** - a Figura 6.1(d) apresenta um esquema construtivo de um posicionador angular baseado no princípio de acionamento diferencial. Na maioria das vezes, este tipo de sistema apresenta acionamento manual dos eixos de movimento por meio de parafuso micrométrico. Este tipo de posicionador angular é muito utilizado, no entanto, seu controle e resolução dependem da sensibilidade do operador.
- ↳ **Transmissões rotativas** - neste caso são englobados os diversos tipos de sistemas de transmissões rotativas capazes de posicionar angularmente um de seus elementos, cada um com características próprias da sua geometria (por exemplo, par de engrenagens, coroa e sem-fim (Figura 6.1(c)), entre outros).
- ↳ **Plataforma de Stewart** - este tipo de sistema é constituído por uma plataforma apoiada sobre três pares de atuadores translativos (YANG & GENG, 1998). O sistema permite a correção ou o posicionamento angular

através da movimentação destes atuadores, permitindo a obtenção de movimento com três graus de liberdade (um de translação e duas rotações). O controle e resolução estão diretamente relacionados ao tipo de acionamento (Figura 6.1(f)).

6.2.1.2. Análise de valor

Dentre os vários tipos construtivos em estudo, através das suas características (variantes), será feita uma análise de valor, visando obter o sistema com melhor funcionalidade e desempenho dinâmico.

O método de análise de valor dos tipos construtivos em estudo, analisa as variantes técnicas (características) em relação à função necessária para a realização da tarefa, neste caso, um sistema de posicionamento. As variantes são comparadas a um conjunto de critérios relacionados à função, atribuindo pesos a estes critérios. Neste caso, o valor global da variante é determinada pela equação 6.1, como visto no item 2.2.3 (TAVARES 1995, PAHL & BEITZ, 1996).

$$X_i = \frac{\sum_{j=1}^n w_j \cdot v_{ij}}{v_{\max} \cdot \sum_{j=1}^n w_j} \quad (6.1)$$

Tabela 6.1 - Fatores de importância

Número	Critérios de avaliação	Fatores de importância w_i
1	Resolução	5
2	Facilidade construtiva	4
3	Eliminação de folgas	4
4	Dinâmica	3
5	Facilidade de controle	3
6	Custos	2
7	Capacidade de carga	2
8	Curso/giro (máximo)	2
Somatório (Σ)		25

A Tabela 6.1 mostra o processo de atribuição de valores aos critérios de avaliação. Onde as variantes de (a) a (f) da Tabela 6.1 e da Tabela 6.2 correspondem aos tipos construtivos da Figura 6.1 (a) a (f). Por sua vez, a Tabela 6.2 ilustra o processo de análise de valores, chegando-se ao valor global.

Tabela 6.2 – Determinação do valor global do posicionador

N	Variantes											
	A (v_1)		b (v_2)		c (v_3)		d (v_4)		e (v_5)		f (v_6)	
	v_{1j}	$w_j \cdot v_{1j}$	v_{2j}	$w_j \cdot v_{2j}$	v_{3j}	$w_j \cdot v_{3j}$	v_{4j}	$w_j \cdot v_{4j}$	v_{5j}	$w_j \cdot v_{5j}$	v_{6j}	$w_j \cdot v_{6j}$
1	5	25	4	20	3	15	4	20	3	15	5	25
2	4	16	2	8	3	12	4	16	2	8	1	4
3	4	16	3	12	3	12	4	16	2	8	4	16
4	2	6	1	3	1	3	3	9	1	3	3	9
5	3	9	1	3	2	6	3	9	2	6	1	3
6	2	4	1	2	2	4	2	4	1	2	1	2
7	1	2	1	2	1	2	1	2	2	4	1	2
8	1	2	1	2	1	2	1	2	2	4	1	2
Σ		80		52		56		78		50		63
Valor global	0,640		0,416		0,448		0,624		0,400		0,504	

Verifica-se, através do valor global, observando a Tabela 6.2, que o sistema que mais se adequa ao projeto é o sistema (a). Porém, percebe-se que os valores globais dos sistemas (d) e (f) aproximam-se deste sistema. Uma opção híbrida, a qual se baseia no aproveitamento das características vantajosas das opções (a), (d) e (f), certamente terá resultados de melhor desempenho e características de maior flexibilidade.

A Figura 6.2 apresenta a configuração básica original para um possível sistema híbrido resultante deste estudo, o qual congrega características vantajosas de várias opções. Dentre as diversas alternativas disponíveis para os elementos construtivos do sistema, através de uma avaliação de variantes, optou-se pelos seguintes elementos:

- *mancal de flexão*: sistemas flexíveis ajudam na eliminação de folgas mecânicas.

- *apoio cinemático*: o posicionador deve ser unido à parte móvel (mola) através de apoio cinemático, ou seja, livre de tensões internas, uma vez que recentes trabalhos têm mostrado que determinados projetos usando apoios cinemáticos, proporcionam uma melhor capacidade de posicionamento com repetibilidade de $\pm 0,25 \mu\text{m}$ quando sujeito a cargas cíclicas acima de 45 kN (TAYLOR & TU, 1996). Esse apoio pode ser constituído de três canaletas em v (na mesa e no mancal de mola) e três esferas.
- como só são necessários dois graus de liberdade, pode-se simplificar a plataforma de Stewart para dois atuadores e um ponto articulado.
- Acionamento: como sistema de acionamento foram escolhidos os atuadores piezoelétricos, cujas características foram analisadas no Capítulo 3.

Figura 6.2 - Configuração básica para um possível sistema de microposicionamento angular híbrido. (a) Esquema de rigidez, (b) Vista explodida do conjunto.

No item seguinte é feita uma modelagem matemática relativa à parte cinemática desse sistema escolhido.

6.2.1.3. Etapa de definição dos riscos e otimização

Nesta etapa, são analisados os riscos iminentes que possam tornar a execução do projeto inviável ou que de alguma forma venham alterar o desempenho final do produto. Neste sentido, a escolha de acionamento com dinâmica, potência e rigidez necessária tem grande importância, da mesma forma a escolha deste deve levar em consideração a sua correta alocação dentro do sistema e a forma de subministrar energia aos próprios. Assim, na maioria dos casos com frequência é necessária a adoção de algumas modificações que visem o correto funcionamento ou no seu efeito um melhor desempenho.

A fabricação e montagem dos componentes mecânicos adequados para a obtenção de uma mesa niveladora com resolução sub-micrométrica requer, entre outros, um cuidado extremo tanto nos processos de fabricação escolhidos como na determinação dos dispositivos e meios auxiliares necessários para alcançar um melhor resultado.

Aspectos como montagem e facilidade de ajuste tiveram um papel preponderante na escolha da configuração bipartida do conjunto. Por sua vez, a redução no tamanho do suporte flexível implica em diminuição da demanda de material com características especiais por parte do projeto.

6.2.3 Modelo Cinemático

A seguir é apresentado o desenvolvimento de um modelo matemático para o posicionador angular baseado na utilização das transformações homogêneas. Onde a matriz de transformação homogênea pode ser definida para representar a transformação de coordenadas de um sistema de coordenadas de referência para um outro sistema de coordenadas absoluto.

Assim, as rotações e translações presentes na cinemática do mecanismo podem ser expressas através das matrizes de transformação homogênea de

forma a descrever os deslocamentos angulares do posicionador em função dos deslocamentos dos atuadores. As matrizes de transformação homogênea para todos os movimentos da mesa serão descritas, isto é translações em x , y e z e rotações em torno de x , y e z .

Descrição do Mecanismo

modelamento do microposicionador angular deve ser realizado utilizando-se matrizes de transformação homogênea a partir da descrição do mecanismo, de acordo com a Figura 6.3.

Figura 6.3– Esquema do posicionador angular.

O posicionador angular consiste de uma base deformável sobre uma base rígida, onde também são fixados três atuadores piezoelétricos a uma distância ℓ do centro e distantes 120 graus entre si.

A fim de seguir a análise cinemática do posicionador, são assumidas algumas suposições básicas e restrições físicas:

- assume-se um modelo ideal do mecanismo, ou seja, os componentes são perfeitamente fabricados e montados;
- os componentes constituintes são infinitamente rígidos, salvo os que possuem flexibilidade fixada;

- as bases são assumidas perfeitamente solidárias;
- os pontos de contato entre a base superior e os atuadores são mantidos através de uma esfera que permanece solidária à mesa.

A seguir são descritas as variáveis utilizadas no modelo cinemático.

- os atuadores estão distantes (ℓ) do centro do mecanismo. Quanto mais próximos os atuadores estiverem do centro do posicionador, maior será o seu coeficiente de amplificação.
- a distância angular de 120° (graus) entre os atuadores será mantida constante.

Sistema de coordenadas cartesianas

O sistema absoluto de coordenadas OXYZ, é adotado convenientemente segundo a regra da mão direita, como pode ser observado na Figura 6.4.

Seja o mecanismo:

Figura 6.4 – Sistema absoluto de coordenadas OXYZ, segundo a regra da mão direita.

De acordo com a Figura 6.5, o sistema absoluto de coordenadas OXYZ encontra-se sob o posicionador e o ponto O (origem) encontra-se no centróide do triângulo equilátero formado pelos pontos de contato dos três atuadores. O ponto O será tomado como ponto de referência a ser controlado.

Figura 6.5 - Posição do sistema absoluto de coordenadas OXYZ no posicionador

Quando o posicionador está na posição inicial, isto é, paralelo ao plano XY, coincide com o plano formado pelos atuadores na posição de repouso, como mostra a Figura 6.6.

Figura 6.6 – Vista frontal do posicionador.

Análise cinemática

Seja o posicionador colocado em uma posição qualquer a partir de um deslocamento genérico provocado pelos atuadores A, B e C. Após um movimento, os atuadores são deslocados d_A , d_B e d_C , fazendo com que o posicionador sofra uma translação em Z, um giro com relação ao eixo X e um giro com relação ao eixo Y. Daí, a posição de qualquer ponto sobre o posicionador em relação a sua posição inicial pode ser determinada utilizando matrizes de transformação homogênea.

Descrição dos movimentos para os atuadores

Considerando inicialmente o atuador B fixo ao longo do eixo Y, a uma distância $-\ell$ do centro do posicionador. A equação do movimento relativa a este atuador pode ser obtida através dos movimentos do sistema relativo, inicialmente coincidente com o sistema absoluto, de tal forma que o plano relativo xy fique paralelo ao plano XY do sistema absoluto. Do mesmo modo, aplica-se tal procedimento aos atuadores A e C, a fim de encontrar um conjunto de equações, da seguinte forma:

$$d = f_1(dA, dB, dC)$$

$$\theta_1 = f_2(dA, dB, dC)$$

$$\theta_2 = f_3(dA, dB, dC)$$

Onde: d – translação do ponto central do posicionador na direção Z

θ_1 – giro com relação ao eixo X

θ_2 – giro com relação ao eixo Y

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

Por se tratar de um equacionamento algébrico extenso, a obtenção e desenvolvimento das matrizes de transformação homogêneas podem ser analisadas detalhadamente em MONTANARI (1999). Desta forma, a aplicação de matrizes de transformação homogênea para todos movimentos resulta em um conjunto de equações que relacionam o deslocamento individual de cada atuador e o deslocamento angular desenvolvido na plataforma e podem ser escritas na forma:

$$\begin{aligned} dA &= -d - l \cos 60^\circ \sin \theta_1 \cos \theta_2 - l \sin 60^\circ \sin \theta_2 \\ dB &= -d + l \sin \theta_1 \cos \theta_2 \\ dC &= -d - l \cos 60^\circ \sin \theta_1 \cos \theta_2 + l \sin 60^\circ \sin \theta_2 \end{aligned} \quad (6.2)$$

Lembrando que:

d – translação do ponto central do posicionador na direção Z

θ_1 – giro com relação ao eixo X

θ_2 – giro com relação ao eixo Y

Portanto, estas equações podem ser usadas para determinar as entradas de controles necessárias dA , dB , dC para alcançar determinada posição do posicionador.

Pode-se observar que para as equações anteriores existe uma correspondência única das saídas com relação às entradas, por exemplo, para qualquer dA , dB , dC existe somente uma posição do ponto de controle, ou seja, d , θ_1 , θ_2 e vice-versa.

6.2.4 Simulação Numérica

Como forma de avaliar a funcionalidade do sistema mecânico, assim como a validade das equações cinemáticas do sistema, obtidas no item anterior, são apresentados a seguir alguns resultados obtidos a partir de simulações numéricas.

As simulações correspondem às variações nos ângulos θ_1 e θ_2 (Figura 6.7) dentro do volume de trabalho, de forma a observar os movimentos nos atuadores A, B e C permitindo, desta forma, a realização de uma trajetória pré-determinada.

Figura 6.7 – Esquema do posicionador mostrando os ângulos de rotação em torno de X e Y.

De acordo com as suposições e equações apresentadas anteriormente, as simulações a seguir foram realizadas no referencial absoluto, considerando $d=constante=0$ (lembrando que d é a translação do ponto central do posicionador na direção Z). Outra consideração feita foi admitir inicialmente $l=40$ mm (distância dos atuadores até o centro do posicionador).

A ferramenta computacional utilizada para auxiliar na realização deste estudo foi o software MATLAB® (THE MATHWORKS, 1995) devido à facilidade de implementação das rotinas de cálculo, assim como a visualização gráfica dos resultados. A Figura 6.8 mostra os resultados gráficos obtidos na simulação de um movimento angular combinado.

Figura 6.8 – Variação dos ângulos θ_1 e θ_2

Pode-se observar através da análise da Figura 6.8(a) que os ângulos θ_1 e θ_2 variam dentro da faixa de estudo (± 0.02 graus), onde para cada variação de θ_1 (0.004 graus) o ângulo θ_2 varia na faixa estabelecida.

Observando as Figuras 6.8 (b) e (d) percebe-se que os atuadores A e C têm a mesma amplitude de movimento de acordo com às variações dos ângulos θ_1 e θ_2 . E ainda, as trajetórias aparecem de forma contrária. Isso se deve ao fato de que suas localizações no plano XY, ou seja, os atuadores A e C estarem dispostos simetricamente em relação a Y. Isto é, os atuadores A e C têm o sentido de acionamento contrário.

Analisando a Figura 6.8(c), verifica-se que o atuador B movimenta-se de acordo com a variação do ângulo θ_1 . Isto também é explicado pela localização do atuador B em relação aos eixos de referência.

Através da análise das Figuras 6.8(b), (c) e (d), pode-se observar que os atuadores movimentam-se na faixa de $\pm 2 \cdot 10^{-5}$ m para as respectivas variações dos ângulos θ_1 e θ_2 , respeitando, desta forma, os limites estabelecidos para o curso máximo dos atuadores piezoelétricos.

Figura 6.9 – Fixação do ângulo θ_2 e variação do ângulo θ_1

Uma outra verificação extremamente esclarecedora, quanto a funcionalidade do sistema e da utilidade das equações cinemáticas, corresponde à variação do ângulo θ_1 mantendo fixo o ângulo θ_2 . Os resultados podem ser observados nos gráficos da Figura 6.9.

A Figura 6.9 (a) mostra a variação do ângulo θ_1 dentro da faixa estabelecida (± 0.02 graus). Uma análise mais aprofundada das Figuras 6.9(b) e (d), pode-se observar que o ângulo θ_2 permanece constante, isso é resultante da relação direta que os atuadores A e C têm com este ângulo. Então o movimento relativo entre os atuadores permanece constante. Da mesma forma, nota-se que o atuador B movimenta-se de acordo com a variação do ângulo θ_1 , isso pode ser observado analisando a Figura 6.9 (c).

Um próximo passo neste estudo, corresponde à realização de movimentos angulares, onde o ângulo θ_1 permanece fixo e somente o ângulo θ_2 sofre variações dentro da faixa estabelecida (± 0.02 graus). Os resultados podem ser observados nos gráficos da Figura 6.10

Figura 6.10 – Fixação do ângulo θ_1 e variação do ângulo θ_2

Através de uma rápida análise da Figura 6.10, nota-se a variação do ângulo θ_2 dentro da faixa ± 0.02 graus. Assim como, através das Figura 6.10(b) e(d) pode-se verificar que os atuadores movimentam-se na faixa de $\pm 2 \cdot 10^{-5}$ m de acordo com às variações do ângulo θ_2 . Pode-se destacar ainda, analisando essas mesmas figuras que enquanto o atuador A desloca-se no sentido de $\pm 20 \mu\text{m}$, o atuador C desloca-se em sentido contrário ao atuador A. Isto se deve ao fato de que devido a sua localização no plano (como explicado anteriormente), os atuadores A e C movimentam-se de forma a aumentar o volume de trabalho para um curso máximo pré-definido, da ordem de $\pm 25 \mu\text{m}$.

A Figura 6.10 (c) mostra que o atuador B está diretamente relacionado ao ângulo θ_1 . Como este permanece fixo, o atuador B permanece fixo.

A próxima simulação tem como finalidade mostrar a posição inicial do posicionador no referencial relativo. Desta forma, a Figura 6.11(a) mostra o posicionador no referencial relativo ao espaço tridimensional e a Figura 6.11(b) mostra o

Figura 6.11 – Posição inicial do posicionador no referencial relativo.

As simulações mostradas até aqui, foi considerado um comprimento $l=40$ mm. Considerando um aumento no comprimento l (e.g., $l=60$ mm), as equações permitem verificar que a amplitude de movimento aumentará. Visto que, quanto

mais próximos os atuadores estiverem do centro, maior será o coeficiente de amplificação. Ou seja, menor será a amplitude de movimento dos atuadores para atingir um ângulo maior. Assim, Este parâmetro pode então ser ajustado de forma a definir um coeficiente de amplificação mais adequado para o sistema.

6.2.5 Microposicionador Angular

Através da aplicação das técnicas relatadas em este trabalho foi obtida uma concepção de microposicionador angular capaz de auxiliar no posicionamento de ultraprecisão em máquinas ou instrumentos. Cujas modularidade permite seu uso nos mais diversos campos, tais como sistemas ópticos e usinagem, entre outros.

A fabricação e montagem dos componentes mecânicos adequados para a obtenção da mesa niveladora com resolução sub-micrométrica demandou uma especial atenção quanto ao processo de fabricação adotado como na determinação dos dispositivos e meios auxiliares necessários para alcançar um melhor resultado.

Aspectos como montagem e ajuste foram acertados com relativa facilidade, devido a escolha da configuração bipartida do conjunto, assim como à inclusão de guias para montagem dos atuadores no corpo do suporte.

As partes móveis da mesa são suportadas por meio de elementos flexíveis de modo a minimizar perdas por atrito e histerese mecânica (folgas). O peso do sistema da mesa ainda deverá ser reduzido em uma outra versão, para facilidade de montagem na máquina ASG2500.

O projeto agrupa as características vantajosas da utilização do acionamento direto em conjunto com o uso de atuadores piezoelétricos. Como Amplificador de Potência para o atuador foi utilizado um amplificador do tipo Linear próprio para uso em estes atuadores e, cuja faixa de operação permite o fornecimento

de tensões de 0 a 1.000 volts. Tanto os atuadores piezoelétricos como seu respectivo Amplificador de Potência foram fornecidos pela Physik Instrumente.

A mesa foi dimensionada quanto à rigidez estática e dinâmica. Alguns testes realizados foram satisfatórios e são apresentados no Capítulo 7. A Figura 6.12 mostra a montagem da mesa de microposicionamento angular e os principais elementos que a constituem.

Figura 6.12 - Mesa de microposicionamento angular piezoelétrica.

6.3 Porta-Ferramenta Ativo

Um segundo protótipo projetado e construído com o auxílio da metodologia de projeto proposta e dos princípios de projeto para engenharia de precisão foi o de um porta-ferramenta ativo cujo deslocamento é obtido através de um atuador de estado sólido do tipo magnetostriativo, cujas características foram analisadas no Capítulo 3. A escolha de esta alternativa baseia-se principalmente na possibilidade de caracterizar um novo tipo de acionamento de alta precisão e cujo desempenho permita compará-lo aos acionamentos geralmente utilizados para este fim, a saber atuadores piezoelétricos, como por exemplo

em IKAWA et al. (1990), KIM & NAM (1996), KOUNO & McKEOWN (1984), PATTERSON & MAGRAB (1985) entre outros.

Como Amplificador ou Fonte de Potência para o atuador foi utilizado um amplificador do tipo chaveado com características de oscilador com frequência e amplitude regulável. A Figura 6.13 mostra o atuador magnetoestrutivo e a unidade de potência fornecidas pela Edge Technology.

Figura 6.13 - Atuador magnetoestrutivo e a unidade de potência fornecidas pela Edge Technology.

O ajuste grosseiro do porta-ferramenta é previsto através do movimento de posicionamento após a fixação do atuador dentro do corpo do porta-ferramenta (Figura 6.14). Isto torna-se necessário uma vez que devido à ação dos campos magnéticos presentes no envoltório do atuador, dificultam sobre maneira a alocação do mesmo sem uma fixação prévia.

Figura 6.14 – Esquema de montagem do porta-ferramenta ativo.

As partes móveis do porta-ferramentas são suportadas por elementos flexíveis de modo a minimizar perdas por atrito e histerese mecânica (folgas). O porta-ferramenta dimensionado quanto à rigidez estática e dinâmica, assim como quanto à amplitude máxima de deslocamento. Testes de resposta dinâmica foram realizados através da implementação de algoritmos de compensação digital no sentido de tornar seu desempenho satisfatório para sua utilização em posicionamento de ultraprecisões. Resultados obtidos nestes testes são apresentados no Capítulo 7.

A Figura 6.15 mostra a imagem do porta-ferramenta desmontado, onde são caracterizados seus principais componentes e pode-se, igualmente, observar a disposição dos componentes na montagem.

Figura 6. 15 - Porta-Ferramenta Ativo com Acionamento Magnetoestrutivo.

6.4 - Comentários e Conclusões

A utilização de posicionadores em equipamentos de precisão, em particular no posicionamento ferramenta/peça em usinagem de ultraprecisão deve-se, principalmente, à necessidade de alcançar um rígido controle do perfil a ser

usinado. Para chegar a esse perfil desejado, os eventuais desvios na posição relativa ferramenta-peça durante a usinagem devem ser preferencialmente diminuídos e/ou compensados, de forma a se obter sucesso no final do processo.

Este capítulo procurou mostrar o desenvolvimento de sistemas microposicionadores para serem utilizados na usinagem de ultraprecisão, através da aplicação de uma metodologia de projeto apropriada para projetos em engenharia de precisão. Dois protótipos foram apresentados, o primeiro corresponde a uma mesa niveladora para posicionamento submicrométrico com três graus de liberdade (um translação e dois de rotação). O segundo trata-se de um porta-ferramenta ativo para torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante.

Ambos protótipos utilizam as características de microdeslocamento dos atuadores de estado sólido. Do ponto de vista global, pode-se concluir que o fato de utilizar estes atuadores, como ferramenta para o desenvolvimento de sistemas facilitou enormemente o projeto dos sistemas microposicionadores. Esta alternativa confere ao sistema dinâmico de microposicionamento a característica de poder alterar o tipo de atuador conforme as características e necessidades desejadas, tornando o sistema facilmente reconfigurável e modular. Além de permitir resoluções próximas aos $0,10\ \mu\text{m}$ em um curso aproximado de $40\ \mu\text{m}$.

Por outro lado, pode-se afirmar que a utilização da metodologia de projeto proposta, em conjunto com os conceitos e princípios ao desenvolvimento de projeto na área de engenharia de precisão descritas na revisão bibliográfica (Capítulo 2), auxiliam de maneira considerável na concepção dos posicionadores. Isto, justifica-se na medida em que o projeto progride, aparecem condicionantes, surgem alternativas, comparam-se possibilidades e posteriormente concretizam-se aquelas que satisfazem estes fundamentos e se

apresentam como alternativas capazes de alcançar o resultado desejado, neste caso o posicionamento de ultraprecisão.

Como forma de avaliar a funcionalidade e desempenho geométrico do protótipo para micro-deslocamento angular, um estudo cinemático do arranjo foi realizado através do uso das matrizes de transformação homogêneas. Desta forma, foi obtido um conjunto de equações que representam os deslocamentos angulares do posicionador em função do deslocamento nos atuadores, o que permitira no futuro auxiliar na implementação de algoritmos de correção específicos. Por outro lado, permitiu observar através da simulação numérica a influência dos diversos parâmetros geométricos na obtenção da posição e trajetória.

Para finalizar, a opção do tipo de acionamento para o porta-ferramenta em conjunto com a análise dos resultados obtidos nos capítulos anteriores (Capítulo 3 e 5), apontam para a necessidade do controle dos atuadores magnetoestritivos no sentido de alcançar um desempenho adequado para o posicionamento em níveis sub-micrométricos. Esta etapa será realizada através da implementação de controladores digitais no capítulo seguinte. Estes controladores caracterizam-se por serem desenvolvidos através da aplicação de técnicas baseadas no conhecimento e/ou aprendizado como Lógica Difusa e Redes Neurais, devido a não necessidade de um modelo matemático detalhado para a formulação do algoritmo, além de possuir uma maior adaptabilidade quando da ocorrência de variações próprias do processo, como por exemplo as decorrentes da alteração da temperatura fruto do acionamento do próprio atuador.

CAPÍTULO 7

AVALIAÇÃO E TESTES EXPERIMENTAIS: RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados relativos à parte experimental deste trabalho, onde destacam-se a avaliação do desempenho geométrico dos protótipos para microposicionamento e, a comprovação experimental das observações relativas ao comportamento dinâmico do sistema quando da sua compensação através de técnicas digitais de controle baseadas no conhecimento, a saber, lógica difusa e redes neurais. Desta forma, pode-se melhorar o comportamento dinâmico dos atuadores magnetoestrutivos e permitir sua utilização como alternativa válida para o acionamento de microposicionadores para usinagem de ultraprecisão.

7.1 Introdução

São descritos a seguir os procedimentos experimentais relativos à avaliação e testes realizados tanto nos atuadores de estado sólido utilizados, como nos protótipos de microposicionadores projetados e construídos no decorrer deste trabalho.

A obtenção de dados experimentais tem como objetivo primordial a avaliação dos protótipos e sua conseqüente validação da utilidade dos mesmos em posicionamento de elevada precisão, como por exemplo na usinagem de ultraprecisão e em especial a de materiais frágeis.

Inicialmente, é apresentado um estudo experimental do comportamento dos atuadores com respeito à histerese. O objetivo a ser alcançado reside na verificação da variação na amplitude da histerese dos atuadores piezoelétricos quando da variação do nível do sinal de acionamento. Este fato poderá sugerir a opção por algoritmos de compensação que apresentem um controle apropriado para os incrementos no sinal de acionamento.

Posteriormente, são apresentados e analisados os resultados da avaliação do desempenho geométrico do protótipo para microposicionamento angular ou

mesa niveladora através de um ensaio de planicidade. Este ensaio tem por objetivo auxiliar na montagem do microposicionador e desta forma permitir a minimização do desvio angular da superfície da mesa, garantindo a elevação do curso útil ou volume de trabalho disponível.

Finalizando, são realizados ensaios de resposta dinâmica do microposicionador magnetoestrutivo com o objetivo de comprovar experimentalmente as observações relativas ao comportamento dinâmico do sistema quando da sua compensação através de técnicas digitais de controle baseadas no conhecimento, a saber, lógica difusa e redes neurais. Para assim, comprovar a melhoria do comportamento dinâmico dos atuadores magnetoestrutivos e permitir, desta forma, sua utilização como alternativa válida no acionamento de microposicionadores para usinagem de ultraprecisão.

7. 2 Estudo de não-linearidades

A primeira fase desta etapa consiste em estudar o comportamento dos atuadores com respeito à histerese. Curvas de histerese foram levantadas com auxílio de uma fonte estabilizada em 1% para fornecer tensão ajustável ao atuador. A expansão causada por essa tensão foi sensoreada pelo estilete de um Talystep[®] da Rank Taylor Hobson Ltd. (Figura 7.1 (a)), com repetibilidade melhor que 1% e resolução de 5 nm.

Outros dados tinham sido levantados com auxílio de um interferômetro do tipo HP para medir a expansão do atuador (DUDUCH, 1993). Esses dois métodos se mostraram equivalentes em termos de repetibilidade e somente os resultados do último experimentos foram usados. Parte desses resultados são apresentados na forma gráfica na Figura 7.1 (b). Onde os dados utilizados correspondem a média dos dados de 5 experimentos (ida e volta).

Figura 7.1 – Experimentos para análise do comportamento dos atuadores quanto à histerese: (a) Montagem no Talystep; (b) Curva de Histerese obtida para um atuador piezoelétrico P-410.

Os resultados mostraram que existem duas faixas de operação. Para amplitudes maiores que um certo valor (aproximadamente 4 micrometros) a histerese reduz proporcionalmente com a amplitude de movimento e para valores abaixo de 4 micrometros, a histerese reduz proporcional a uma potência (maior que 1) da amplitude, que é uma situação mais favorável que a primeira. As funções descritivas para histerese podem então ser escritas como duas equações distintas. Uma para valores de amplitude de entrada menores que $4\mu\text{m}$ e outra para valores de amplitude maiores que $4\mu\text{m}$.

Para o primeiro caso a histerese pode ser considerada como de característica constante. Para análise, isso requer somente um modelo matemático. Para efeito de projeto, pode ser modelada como um sistema de ganho e fase constantes (GE & JOUANEH, 1997). Abaixo de $4\mu\text{m}$ onde o movimento perdido (histerese) diminui monotonamente com a amplitude e portanto quando a amplitude se torna pequena, o efeito da não-linearidade se torna menor, desaparecendo quando a amplitude tender a zero.

7.3 Avaliação do Desempenho Geométrico da Mesa Niveladora

Neste item são apresentados os resultados referentes a testes de desempenho geométrico do protótipo de microposicionador angular desenvolvido. Neste

sentido, e por se tratar de uma mesa niveladora, foram determinados inicialmente os desvios de planicidade da mesma. Para tanto, foi utilizado um TalyRond® (Rank Taylor Hobson Ltd.) com repetibilidade superior a 1% e resolução de 10 nm na determinação de planicidade.

Este ensaio geométrico tem por objetivo determinar o desvio relativo entre o plano superior da mesa niveladora e sua base de sustentação. Isto justifica-se na medida em que um afastamento maior da superfície em relação ao plano ideal, significará um movimento adicional dos atuadores no sentido de anular esta diferença e, conseqüentemente diminuindo o curso útil ou volume de trabalho preestabelecido.

A Figura 7.2 apresenta a montagem da mesa niveladora no instrumento utilizado para a execução do ensaio e a curva representando a amplitude dos desvios apresentados pelo sistema.

Figura 7.2 –Análise do comportamento geométrico do microposicionador angular. (a) Montagem no TalyRond®; (b) Afastamentos medidos em relação à superfície padrão.

A aplicação deste ensaio possibilitou uma avaliação mais aprimorada do desempenho geométrico do microposicionador. Os resultados deste ensaio permitiram a realização de ajustes mecânicos visando minimizar o desvio apresentado, garantindo uma significativa elevação do curso útil disponível.

Desta forma, pode-se reduzir o desvio apresentado nos primeiros ensaios (da ordem de $15\text{ }\mu\text{m}$), para um valor inferior a $5\text{ }\mu\text{m}$, considerado aceitável em virtude do curso útil ser superior a $40\text{ }\mu\text{m}$.

7.4 Avaliação do Algoritmos de Controle Proposto

Uma vez finalizada as etapas de projeto e implementação do sistema microposicionador baseado em atuadores magnetoestrutivos, procede-se a qualificação do sistema do controle, de forma a atingir as especificações estipuladas na etapa de projeto. Neste sentido, foi escolhido o controlador híbrido "PI difuso + D" analisado anteriormente através de simulações numéricas

O microposicionador magnetoestrutivo foi montado nas dependências do Laboratório de Ultraprecisão da EESC/USP, em uma sala com temperatura e umidade controlada. A Figura 7.3 mostra uma vista geral dos equipamentos utilizados na bancada utilizada para testes experimentais, onde pode ser observado o sensor de posição tipo LVDT utilizado para gerar o sinal de realimentação de posição necessário para o fechamento da malha de controle.

Figura 7.3 – Vista geral dos equipamentos utilizados.

Figura 7.4 – Diagrama de blocos da montagem para realização de testes experimentais.

Como mostrado na Figura 7.4, o sensor de posição é um “*Instrumento Eletrônico para Medição Linear com Indicação Analógica*” (LVDT) Tesatronic TTA-20 da TESA S.A. Este instrumento trabalha com uma frequência portadora de 13 kHz, apresentando, segundo o fabricante, um erro máximo na indicação da medida de $\pm 0,010 \mu\text{m}$ e, um tempo de estabilização na saída analógica de 20 ms.

A unidade de potência utilizada para acionar o atuador magnetoestritivo trata-se de uma fonte chaveada MAC-01-S “TITAN” da Etrema Products Inc., cuja característica principal é de ser uma fonte AC de frequência e amplitude reguláveis. Possui uma potência disponível de 2KVA, com tensão variando de 0 a 260 V_{RMS} e corrente variando de 0 a 8 A.

A necessidade de comandar esta fonte com uma tensão de entrada de frequência fixa e amplitude regulável (conforme a saída desejada), implica no desenvolvimento de uma interface apropriada entre esta fonte e o sistema de controle computadorizado. A Figura 7.5, apresenta o diagrama de blocos no qual estão representadas as várias etapas implementadas para adaptar o sinal fornecido pelo controlador ($\pm 10 V_{\text{DC}}$) ao requerido pelo amplificador de potência ($\pm 1 V_{\text{AC}}$).

Figura 7.5 – Módulo de Interface Eletrônica para Amplificador de Potência.

Os movimentos no microposicionador são controlados através de um hardware específico para controle de movimento fornecido pela National Instruments, cuja característica principal é a utilização de uma arquitetura de duplo processador, aliada ao uso de processadores de sinais digitais (DSP) como microprocessador dedicado para a realização das tarefas de controle e monitoração de processos. A placa é uma PCI Flex Motion 6C cuja velocidade de processamento permite uma taxa de atualização de até 62 μ s na implementação de um controlador PID para o controle de 2 eixos.

A escolha desta plataforma para a implementação do algoritmo de controle reside na possibilidade de utilização do ambiente gráfico de desenvolvimento fornecido pela programação em LabVIEW®, que permite uma diminuição considerável no tempo de desenvolvimento de um software capaz de gerenciar os eventos e com uma interface usuário de fácil compreensão. Isto torna-se 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 (LAZARO, 1996).

Para obtenção das curvas experimentais de resposta no tempo é necessário dispor de um sistema capaz de registrar o sinal de saída do sistema, 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 em LabVIEW®, um instrumento virtual no

microcomputador de forma a apresentar um registro gráfico da resposta no tempo.

Em este programa são realizadas as operações matemáticas necessárias para gerar os sinais de controle, que quando aplicados ao sistema eletro-mecânico (amplificador/atuador), serão responsáveis pela movimentação do protótipo microposicionador.

A forma final do “instrumento virtual” implementado em linguagem LabVIEW[®] é mostrado na Figura 7.6. Este painel apresenta janelas para programação dos parâmetros do controlador, assim como o valor da posição desejada, valor este dado em tensão, e a velocidade escolhida para atingi-la. Como mencionado anteriormente o painel apresenta também um registrador gráfico apresentando o valor do deslocamento em micrometros (μm) em função do tempo.

Figura 7.6 - Painel Principal do Instrumento Virtual para Controle e Monitoramento do Deslocamento no Protótipo Microposicionador.

A Figura 7.7 apresenta o diagrama de blocos correspondente ao “instrumento virtual” apresentado na Figura 7.6. Dois blocos destacam-se neste diagrama, aquele correspondente ao compensador PID, o qual foi disponibilizado através das bibliotecas do LabVIEW[®] e, o correspondente ao bloco de implementação da tabela de consulta do controlador difuso, aqui substituída por uma rede

volts) e de velocidade, este último com um valor alto (100 volts/s), de forma a simular um degrau de posição.

Nos testes iniciais de avaliação do sistema de controle constatou-se a necessidade de escolher um ponto de referência dentro da faixa de expansão positiva do atuador, isto devido ausência de sinal de comando negativo, o que em movimentos de contração, devido a histerese, não atingiria o ponto zero inicial. Solucionado este problema procede-se à realização dos ensaios de posicionamento.

Num primeiro momento é testada a capacidade de posicionar com a melhor resolução possível. Para tanto, inicialmente é identificada a amplitude dos “ruídos ambiente” e das variações presentes no sistema, as quais são acusadas pelo sensor e posteriormente captadas pelo sistema de controle. A Figura 7.9 mostra a amplitude deste sinal, a qual possui uma amplitude média de aproximadamente 50 nm.

Figura 7.9 – Sinal de ruído no regime permanente captado pelo sistema.

Como forma de demonstrar a capacidade de atenuar distúrbios e posicionar com o menor sobresinal, a resposta do controlador híbrido proposto (PI *difuso* + D) é confrontada com a melhor resposta obtida pelo controlador PID “puro”. A resposta obtida por este último é apresentada no gráfico da Figura 7.10.

Figura 7.10 – Resposta para posicionamentos na faixa nanométrica do controlador PID “convencional”.

Como pode ser observado na Figura 7.11, o menor deslocamento alcançado através do controlador “PI *difuso*+D” supera o desempenho do algoritmo convencional. Por outro lado, a presença de ruído no sinal não provoca instabilidade no controlador, o que leva a concluir que trata-se de um controlador de com boa robustez. Na mesma Figura, pode-se observar uma diminuição da amplitude do “ruído”, que como mostrado na Figura 7.9 a amplitude deste sinal é superior a 50 nm.

Figura 7.11 – Resposta para posicionamentos na faixa nanométrica do controlador híbrido “PI *difuso*+D”.

Diversas outras amplitudes de deslocamentos podem ser testadas, no entanto, torna-se importante testar a resposta do sistema a degraus maiores de posição. Isto devido às características referentes ao comportamento da histerese em atuadores de estado sólido. Embora tenham sido feitas para atuadores piezoelétricos, caso a característica de aumento da histerese com o aumento do sinal de comando se repita, esta análise torna-se importante.

Para tanto, são apresentadas nas Figuras 7.12, 7.13 e 7.14 as curvas de resposta no tempo para degraus de posicionamento de $1\text{ }\mu\text{m}$, $2\text{ }\mu\text{m}$, $4\text{ }\mu\text{m}$ e $8\text{ }\mu\text{m}$, respectivamente. Pode-se observar que existe um comportamento satisfatório tanto para níveis sub-micrométricos, como para posicionamento na faixa dos micrometros.

Figura 7.12 – Resposta no tempo para degraus de posicionamento de $1\text{ }\mu\text{m}$ utilizando o controlador híbrido “PI difuso+D”.

Figura 7.13 – Resposta no tempo para degraus de posicionamento de 2 μm utilizando o controlador híbrido “PI difuso+D”.

Figura 7.14 – Resposta no tempo para degraus de posicionamento de 4 e 8 μm utilizando o controlador híbrido “PI difuso+D”.

7.5 Discussão dos Resultados

Inicialmente, pode-se afirmar que a utilização de instrumentos com características superiores de precisão e flexibilidade operacional permitiu superar limitações impostas por aparelhos convencionais e, a disponibilização computacional dos resultados (TalyRond®), elevou consideravelmente as potencialidades do ensaio, em vista da redução no tempo de execução, análise e visualização gráfica dos resultados.

A análise do comportamento relativo a histerese apresentado pelos atuadores de estado sólido, especificamente dos piezoelétricos, aponta para a existência de comportamentos diferenciados em função da amplitude do sinal de excitação. Como observado anteriormente, existe uma diminuição no valor da histerese na medida em que se diminui a amplitude do sinal de excitação. Base a isto, pode-se afirmar que o uso de incrementos de baixa amplitude na geração do sinal de excitação (Δu) possibilita a obtenção de respostas mais próximas do valor desejado.

Por sua vez, a aplicação do ensaio de planicidade no TalyRond® possibilitou uma avaliação mais aprimorada do desempenho geométrico do microposicionador. Os resultados deste ensaio permitiram a realização de ajustes mecânicos visando minimizar o desvio apresentado, garantindo uma significativa elevação do curso útil disponível.

Finalmente, a opção por um algoritmo híbrido, que comporta as vantagens dos controladores difusos e das redes neurais aliados à componente derivativa, resulta em um controlador com desempenho satisfatório na faixa de posicionamento requerida. Desta forma foi possível alcançar amplitudes reduzidas de deslocamento, atingindo um valor aproximado de 25 nm (descontada a amplitude do "ruído"). Este valor, se comparado com os valores encontrados na literatura para sistemas similares (e.g., EDA et al., 1992, e

KANIZAR et al., 1995), representa um aumento aproximado de 4 vezes a resolução obtidas por estes

Além disso, constata-se que a resposta do sistema não é influenciada por alterações nos níveis de comando, mantendo a amplitude de sobrepassagem e o tempo de resposta nos mesmos níveis para as diversas amplitudes de deslocamento do microposicionador.

Quanto ao nível de "ruído" apresentado pelo sistema, uma análise mais aprofundada aponta para diversas alternativas capazes de diminuir o mesmo, alternativas que vão desde a troca do sistema de medida (sensor) e acionamento (amplificador de potência) do atuador, até a montagem em do sistema em uma estrutura livre da influência das variações no ambiente. Contudo, a atenuação da amplitude deste "ruído" por parte do controlador híbrido "PI *difuso*+D" permite concluir a respeito de mais uma qualidade qual seja a de possuir robustez apropriada, de forma a não ser influenciado pelas variações no entorno do sistema. Possibilitando a utilização do sistema microposicionador em equipamentos de menor precisão e, que não apresentem características de rigidez e isolamento tão elevadas como aquelas características das máquinas e equipamentos de ultraprecisão.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A utilização de posicionadores em equipamentos de precisão, em particular no posicionamento ferramenta/peça em usinagem de ultraprecisão deve-se, principalmente à necessidade de alcançar um rígido controle do perfil a ser usinado. Para chegar a esse perfil desejado, os eventuais desvios na posição relativa ferramenta-peça durante a usinagem devem ser preferencialmente diminuídos e/ou compensados, de forma a se obter sucesso no final do processo.

Este trabalho mostrou através da aplicação de uma metodologia de projeto apropriada para engenharia de precisão, o desenvolvimento de sistemas microposicionadores para serem utilizados na usinagem de ultraprecisão. Neste contexto, dois protótipos foram desenvolvidos, o primeiro corresponde a uma mesa niveladora para posicionamento angular submicrométrico com três graus de liberdade (um translação e dois de rotação). O segundo trata-se de um porta-ferramenta ativo para torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante.

Ambos os protótipos utilizam as características de microdeslocamento dos atuadores de estado sólido. Quanto a esta escolha, pode-se afirmar que a utilização destes atuadores, como ferramenta para o desenvolvimento de sistemas facilita enormemente o projeto de sistemas microposicionadores. Esta alternativa confere ao sistema dinâmico de microposicionamento melhores características de rigidez, rapidez de resposta e repetibilidade, entre outros. Por outro lado, seu formato construtivo compacto permite a possibilidade alterar o tipo de atuador conforme as características e necessidades

desejadas, tornando o sistema facilmente reconfigurável e modular. Além de permitir resoluções próximas de $0,10\ \mu\text{m}$ em um curso aproximado de $40\ \mu\text{m}$.

Por outro lado, pode-se afirmar que a utilização da metodologia de projeto proposta, em conjunto com os conceitos e princípios ao desenvolvimento de projeto na área de engenharia de precisão descritas na revisão bibliográfica (Capítulo 2), auxiliam de maneira considerável na concepção dos posicionadores. Isto justifica-se na medida em que o projeto progride, aparecem condicionantes, surgem alternativas, comparam-se possibilidades e posteriormente concretizam-se aquelas que satisfazem estes fundamentos e se apresentam como alternativas capazes de alcançar o resultado desejado, neste caso o posicionamento de ultraprecisão.

A escolha de acionamento do tipo magnetoestrutivo para o porta-ferramenta pode ser sintetizada através das vantagens próprias deste atuador, como por exemplo sua ampla largura de banda e capacidade de carga, assim como a capacidade de converter energia elétrica de baixa tensão em movimento. A estas características soma-se a possibilidade de viabilizar o uso de um novo tipo de acionamento para o posicionamento em baixas amplitudes.

Como forma de melhorar o desempenho dos atuadores de estado sólido, em especial os magnetoestrutivos, no posicionamento em níveis sub-micrométricos, diversas técnicas para o projeto de controladores foram analisadas. Entre as técnicas estudadas destacam-se aquelas desenvolvidas através da aplicação de técnicas baseadas no conhecimento e/ou aprendizado como Lógica Difusa e Redes Neurais. Entre as características que mais adequam esta alternativa ao problema do controle de movimento em atuadores magnetoestrutivos, encontram-se a não necessidade de um modelo matemático detalhado para a formulação do algoritmo, além de possuir uma maior adaptabilidade quando da ocorrência de variações próprias do processo, como por exemplo, as decorrentes dos esforços de corte e da alteração da temperatura fruto do acionamento do próprio atuador, entre outros.

No caso específico do controlador difuso nota-se um aumento no desempenho do sistema, que pode ser observado através da diminuição do sinal de sobrepassagem (*overshoot*) e da atenuação do sinal de distúrbio, tanto no seu valor de pico como no tempo gasto para estabilizar. Devido a este tipo de controlador, trabalhar através de rotinas de busca e interpolação de dados (tabela de consulta), o tempo de processamento do algoritmo poderá se tornar um fator limitante no controle de sistemas com ampla largura de banda.

Por outro lado, a utilização de uma rede neural que seja capaz de "mapear" o comportamento do controlador difuso, expresso pela tabela de consulta, permite a obtenção de um novo controlador, aliando a robustez e convergência obtidas no controlador difuso, com a rapidez de processamento das redes neurais.

Este controlador híbrido (rede neural - difusa) cuja rede neural foi treinada utilizando o método de Levenberg-Marquardt teve um comportamento extremamente satisfatório e com desempenho superior ao obtido pelo controlador difuso "puro". Este comportamento pode-se explicar como fruto da melhor aproximação que o algoritmo neural produz quando da necessidade de interpolar valores dentro da tabela de consulta, procedimento este, feito no caso da lógica difusa "pura", através de interpolação linear.

Finalmente, a opção por um algoritmo híbrido, que comporta as vantagens dos controladores difusos e das redes neurais aliados à componente derivativa, resulta em um controlador com desempenho satisfatório na faixa de posicionamento requerida.

Este sistema de controle híbrido é formado pela combinação de um controlador PID com um controlador difuso ("PI *difuso* + D"), onde a idéia de substituir o controlador difuso por uma rede neural é também aproveitada. Surge, assim, uma opção interessante, que preserva a simplicidade da estrutura linear dos controladores PID convencionais e permite um aumento a robustez do

controlador através da menor susceptibilidade a ruídos (maior estabilidade) dos algoritmos difusos e da rapidez de processamento das redes neurais. Por outro lado, a opção do controlador “PI *difuso* + D” permite aumentar a capacidade de controle através do auto-ajuste dos ganhos, uma vez que os fatores de ganho integral e proporcional tornam-se funções não lineares.

Além disso, constatou-se que a resposta do sistema não é influenciada por alterações nos níveis de comando, mantendo a amplitude de sobrepassagem e o tempo de resposta nos mesmos níveis para as diversas amplitudes de deslocamento do microposicionador.

A menor amplitude de deslocamento alcançado através do controlador “PI *difuso*+D” superando o desempenho do algoritmo convencional permite concluir que as observações feitas na etapa de projeto foram satisfeitas. Desta forma foi possível alcançar amplitudes reduzidas de deslocamento, atingindo um valor aproximado de 25 nm (descontada a amplitude do “ruído”). Este valor, se comparado com os valores encontrados na literatura para sistemas similares, representa um aumento aproximado de 4 vezes a resolução obtidas por estes.

Quanto ao nível de “ruído” apresentado pelo sistema, uma análise mais aprofundada aponta para diversas alternativas capazes de diminuir o mesmo, alternativas que vão desde a troca do sistema de medida (sensor) e acionamento (amplificador de potência) do atuador, até a montagem do sistema em uma estrutura livre da influência das variações no ambiente. Contudo, a atenuação da amplitude deste “ruído” por parte do controlador híbrido “PI *difuso*+D” permite concluir a respeito de mais uma qualidade, qual seja, a de possuir robustez apropriada, de forma a não ser influenciado pelas variações no ambiente do sistema. Possibilitando a utilização do sistema microposicionador em equipamentos de menor precisão e, que não apresentem características de rigidez e isolamento tão elevadas como aquelas características das máquinas e equipamentos de ultraprecisão.

Em função dos resultados obtidos com o desenvolvimento dos protótipos microposicionadores, algumas sugestões podem ser feitas quanto a continuação deste trabalho.

- Utilização dos sistemas microposicionadores na máquina comercial ASG 2500 Rank Pneumo do Laboratório de Ultraprecisão da EESC/USP.
- Utilização do Porta-ferramenta ativo no estudo da usinagem de material frágil. Por exemplo, através da verificação da influência das vibrações de pequena amplitude e alta frequência, fabricação de peças não-rotacionais ou com microgeometrias complexas, assim como no auxílio na execução de ensaios de corte interrompido.
- Realização de modificações no projeto da mesa niveladora, visando sua utilização em sistemas rotativos.
- Aprimoramento do sistema de fonte e amplificador de potência para o atuador magnetoestrutivo, permitindo seu acionamento em 4 quadrantes e com uma relação linear entrada-saída.
- Montagem da mesa niveladora no sistema interferométrico WYKO, possibilitando a realização de testes e do desenvolvimento de algoritmos de correção baseados em inteligência artificial, capazes de interpretar as imagens e gerar os sinais de comando e correção dos atuadores.
- Avaliação de outras técnicas de controle visando a melhoria do comportamento dinâmico dos atuadores magnetoestrutivos, tais como controle adaptativo, robusto, H^∞ entre outros.
- Realização de testes de Resposta em Frequência para avaliar a Largura de Banda alcançada. entre outros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. ACKERMAN, A.E.; LIANG, C. & ROGERS, C.A. (1996); Dynamics transduction characterization of magnetostrictive actuators. Smart Materials and Structures, Vol 5, pp.115-120.
2. AGÜERO, E. ; ALIQUE, R.; ROSA, L. & SANCHEZ, J. (1990): "Estudio de la Aplicabilidad de Técnicas de Control Difuso en la Optimización del Control de una Máquina-Herramienta". Documento interno del IAI, Madrid.
3. BALTES, H. (1996); Future of IC microtransducers. Sensor and Actuator. Physical A, Vol. 56, pp. 179-192.
4. BAO, M. & WANG, W. (1996); Future of microelectromechanical systems (MEMS). Sensor and Actuator. Physical A, Vol. 56, pp. 135-141.
5. BISPINK, T. & WECK, M. (1988); Table Motion System, Proceeding of SPIE, Vol. 1121. 7 pág.
6. BLAKE, N. (1989); Ductile Regime Turning of Ge and Si. Ph.D. thesis, North Carolina State University. Raleigh, NC, USA.
7. BLAKE, N. & SCATTERGOOD, R. O. (1986); Chip topography of diamond turned ductile metals. Proceedins of SPIE, Ultraprecision Machining and Automated Fabrication of Optics. Vol. 676. pp. 96-110.
8. BOTELHO, S. LUNARDI, J. & BARONE, D. (1995): "Controlador Neuronal Baseado em regras Fuzzy para Controle Industrial". Anais do II Simpósio Brasileiro de Redes Neurais. ICMSC/USP, São Carlos, pp.76-81.
9. BREHM, P. D. (1977); Diamond turning and fly-cutting for precision. Society of Manufacturing Engineers (SME), MR77-965, 14 pág.

10. BRIGNELL, J. E. (1996); The future of intelligent sensors: a problem of technology or ethics?. , Sensor and Actuator. Physical A, Vol. 56, pp. 11-15.
11. BRYAN, J. B. (1979); Design and construction of a Ultraprecision 84 inch Diamond Turning Machine. Precision Engineering, Vol. 1, No. 1 (January), pp. 13-17.
12. BRYAN, J. B. (1979); The Abbé Principle Revisited: An Updated Interpretation. Precision Engineering, Vol. 1, No. 3 (July), pp. 129-132.
13. BRYZEK, J. (1996); Impact of MEMS technology on society. Sensor and Actuator. Physical A, Vol. 56, pp. 1-9.
14. CAMPOS RUBIO, J. C. (1992); Controladora Flexível Multi-Eixo para Acionamentos Fracionários de Alta Dinâmica, Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
15. CAMPOS RUBIO, J. C.; DUDUCH, J.; GEE, A. E.; PORTO, A. & LÊDO, H. (1996); *Comparison of control strategies for piezoelectric and magnetostrictive micropositioning devices for ultra-precision machining*. Proceeding ASPE, Monterrey. Vol. 14, pp 294-299.
16. CAMPOS RUBIO, J. C.; DUDUCH, J. & PORTO, A. J. (1997); Sistema Ativo para Correção de Erros em Usinagem de Precisão. Anales del Congreso de Metrologia para la Calidad (METROCAL), Santiago. Chile.
17. CENTRO FRANCÊS DE INFORMAÇÃO (1989); Mecatrônica, Mundo Mecânico, junho.
18. CHAO, C. L. (1991); Investigation of the machine Glasses and other Normally Brittle Materials in the Ductile Regime, Thesis (Ph.D.). Cranfield Institute of Technology. England.

19. CHEN, J.-S. & LING, C.-C. (1996); Improving the machine Accuracy Through Machine Tool Metrology and Error Correction. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 11, pp 198-205.
20. CORBETT, J.; STEPHENSON, D.; SWEET, J. & WILLS-MOREN, W. (1999); Na Ultra Precision Machine Tool Demonstrating a Novel Vibration Resistant Structure. Euspen Conference Proceedings, Bremen. Shaker-Verlag, Aachen. pp. 159-162.
21. CROSS, N. (1984); Develoments in design methods. John Wiley & Sons Limited, Chichester.
22. DAVIDSON (1971); Handbok of Precision Engineering - Vol. 6, Mechanical Design Application. McGraw-Hill, New York.
23. De CARLI, A. & CACCIA, R. (1995); A Comparision of Some Control Strategies for Motion Control. Mechatronics. Vol. 5, No. 1. pp. 61-71.
24. DORF, R. & BISHOP, R. (1995): Modern Control Systems. Addison-Wesley Publishing Company, Massachusetts, 7 edition.
25. DOTE, Y. (1988); Application of Modern Control Techniques to Motor Control. Proceedings of the IEEE, Vol. 76, No 4, pp. 438-454.
26. DOW, T.; MILLER, M. & FALTER, P. (1991); Application of fast tool servo for diamond turning of nonrotationally symetric surfaces, Precision Engineering, Vol. 13, N°4, p. 243-249.
27. DUDUCH, J. G (1993); Some Critical Aspects of Machine Desing and Performance for the Machining of Brittle Materials. Ph.D. Thesis, Cranfield Institute of Technology. England.
28. DUDUCH, J. G. & GEE, A. E.; (1990); Hysteresis in Piezoelectric Actuators: Implications for Precision Desing, Proceeding ASPE - Annual Meeting, Vol. 2, Rochester, NY. pp 170-173.

29. EDA, H.; OHMURA, E.; SAHASHI, M. & KOBAYASHI, T. (1992): Ultraprecise Machine Tool Equipped with a Giant Magnetostriction Actuator - Development of New Materials and Their Application. Annals of the CIRP, Vol 41, No. 1. pp 421-224.
30. EDGE TECHNOLOGIES (1995): Extrema Terfenol-D magnetostrictive actuators (catalog), Iowa.
31. EVBUOMAWAN, N.; SILVALOGANATHAN, S. & JEBB, A. (1996); Survey of design philosophies, models, methods and systems. Proceedings of the Institutions of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, V. 210, N ° B4, pp. 301-320.
32. FAWCETT, S. C. (1990); Small amplitude vibration compensation for precision diamond turning. Precision Engineering, Vol. 12, N° 2. pp. 75-80.
33. FEIBUS, M. & SLATER, M. (1993); PC technology: Pentium Power PC. PC Magazine, Vol. 12, N° 8. pp. 70-73.
34. FLUITMAN, J. (1996); Microsystems technology: objectives. Sensors and Actuators - Physical A, Vol. 56. pp. 151-166.
35. FREEMAN, J. A. & SKAPURA, D. M.; Neural Networks. Algorithms, Applications, and Programming Techniques. Addison-Wesley Publishing Company Inc, Massachusetts, 1991.
36. FUJITA, H. (1996); Future of actuators and microsystems. Sensor and Actuator. Physical A, Vol. 56, pp. 105-111.
37. GANESAN, S. & PENDYALA, S. (1997): "Fuzzy engine controller using DSP TMS 320C5X processor". 7th Annual Conference DSPS Fest. Texas Instruments, pp. 482-487.
38. GE, P. & JOUANEH, M. (1997); Generalized preisach model for hysteresis nonlinearity of piezoceramic actuators. Precision Engineering, Vol. 20, No 2. pp. 99-111.

39. GEE, A. E. (1982); A "micro-incher" machine carriage drive with automatic feedback control of step-pitch, step-phase and inter-step positioning, Precision Engineering, Vol. 4, N ° 2, pp. 85 – 91.
40. GEE, A. E., GREEN, D. & PAIN, D. (1988); An in-process proximity sensor for ultra-fine machining, Surface Topography, Vol. 1, pp. 183 –191.
41. GEE, A. E.; MCCANDLISH, S. G. & PUTTICK, K. E. (1989); On-axis interferometric measurement for tool positioning in ultraprecision single-point machining. Proceeding of the SPIE, Vol. 1121. pp. 74-80.
42. GANESAN, S. & PENDYALA, S. (1997): "Fuzzy engine controller using DSP TMS 320C5X processor". 7th Annual Conference DSPS Fest. Texas Instruments, pp. 482-487.
43. GEORGE, M. Jr. (1993); Implementation of Fuzzy Logic Servo Motor Control on a Programmable TI TMS320C14 DSP. - In: Fuzzy Logic - Application Report, Texas Instruments, SPRA 028, pp. 10-34.
44. GERCHMAN, M. & YODEN, D. (1991); An Evaluation of Ultra-precise Machine Tool Contouring Performance: The Low Amplitude Sine Tracking (LAST) Test. Progress in Precision Engineering, Springer-Verlag, Heidelberg,.
45. GERCHMAN, M. (1992); Optimized tool path description for aspherical surface. ASPE Meeting, pp.
46. GONÇALVES NETO, L. (1998); Implementation of diffractive and micro-optics elements. Proposta de pesquisa junto a FAPESP, Documento interno EE-EESC/USP.
47. GOODFRIEND, M. (1991); Material breakthrough spurs actuator design. Machine Design, may. 4 pág.
48. GROSS, H. (1983); Electrical Feed Drives for Machine Tools. John Wiley & Sons Limited, Berlin.

49. HAFERKORN, W. (1993); Parâmetros para o projeto de um centro de usinagem avançado. Máquinas e Metais, fevereiro, pp.30-47.
50. HATA, S. (1993): Industrial applications of Image Processing. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, N°. 4, pp. 321-322.
51. HAYASHI, T. (1993): Micromechanism. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 325-326. .
52. HOCKEN, R. (1995); Principle active in the design of precision machines, Course Notes, CUPE. Cranfield.
53. HÖHNE, G. (1990): Projeto de Instrumentos em Mecânica de Precisão. Apostila do curso de pós-graduação em Engenharia Mecânica, UFSC. Florianópolis.
54. HOLMES, M.; TRUMPET, D. & HOCKEN, R. (1995): Atomic-scale precision motion control stage (the Angstrom stage). Annals of the CIRP, Vol. 44, N°. 1, pp. 455-460.
55. HOLMES, M.; HOCKEN, R. & TRUMPET, D. (1997): A long-range scanning stage - the LORS project. Proc. IPES-UME, Vol. 1, pp. 343-345.
56. HORIKAWA, O. (1997); Metrologia na Fabricação Mecânica, Apóstila PMC-505, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
57. HUNT, L. (1998); Fundamentals of diffractive optical design. Oak Ridge National Laboratory, (<http://www.ic.ornl.gov/>) USA.
58. IKAWA, N.; HARA, Y.; MOTONISHI, S. & YOSHIDA, K. (1990): A New Micro-Cutting Device with High Stiffness and Resolution. Annals of the CIRP. Vol. 39, N0. 1. pp.375-378.
59. IRIE, B. & MIYAKE, S. (1988); "Capabilities of Three-Layered Perceptrons" - Proceedings of the IEEE Intl. Conf. Neural Networks.

60. ITAO, K. (1993); Precision Mechanisms for Mechatronics Systems. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 315-318.
61. IZUNO, Y. TAKODA, R. & NAKAOKA, M. (1992); Fuzzy Reasoning-Based High-Performance Speed/Position Ultrasonic Motor. IEEE-Transaction on Industry Application, Vol. 28, N°3, pp. 613-618.
62. JANOCHA, H.; JENDRITZA, D. & SCEER, P. (1996): Smart actuators with piezoelectric materials. Proceeding of SPIE, Vol. 2779, pp. 603-609.
63. JASINEVICIUS, R. (1998); Influência da Transição de Fase Sobre os Limites de Ductibilidade Observados no Torneamento de Ultraprecisão do Silício Monocristalino. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, EESC/Universidade de São Paulo, São Carlos.
64. JESUS, G. A. R. (1997); Desenvolvimento de um posicionador de ultraprecisão empregando técnicas de controle. Qualificação de Doutorado, Dep. de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis.
65. KANIZAR, W.; LIU, D.; MOON, K. & SUTHERLAND, S. (1996); Magnetostrictive actuator-based micro positioner and its applications in turning. Proceedings of SPIE. Vol. 2721, pp. 385-393.
66. 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, No. 71, pp. 258-266.
67. KIM, J-D. & KIM, D-S. (1997); Development and Application of an Ultra-precision Lathe. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, V. 13, p. 164-171.
68. KIM, J-D. & NAM S-R.(1996); A piezoelectrically driven micro-positioning system for the ductile-mode grinding of brittle materials, Journal of Materials Processing Technology, No. 61, pp. 309-319.

69. KIM, J-D. & KIM, D-S. (1996); Surface characteristics of magnetic-disk cutting using a single-crystal diamond tool in an ultraprecision lathe. Journal of Materials Processing Technology, No. 59, pp. 303-308.
70. KIM, J-D. & MOON, C-H. (1996); Stability of a friction driver using a describing function. Journal of Materials Processing Technology, No. 59, pp. 315-319.
71. KIM, J-D. & NAM S-R.(1995); An Improvement of Positioning Accuracy by Use of Piezoelectric Voltage in Piezoelectric Driven Micropositioning System Simulation, Mechanical Machine Theory, Vol. 30, No 6. pp 819-827.
72. KING, T. G.; PRESTON, M. E.; MURPHY, J. M. & CANNELL, D. S. (1990); Piezoelectric ceramic actuators: A review of machinery application. Precision Engineering, Vol. 12, No 3, pp 131-136.
73. KO, W. H. (1996); The future of sensor and actuator systems. Sensors and Actuators - Physical A, Vol. 56. pp. 193-197.
74. KOHNO, T. (1993); In-Process measurement and control for Production. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 319-320.
75. KOHNO, T., OKAZAKI, Y., OZAWA, N., MITUI, K. & OMODA, M. (1989); In-Process measurement and a workpiece-referred form accuracy control system (WORFAC): concept of the method and preliminary experiment. Precision Engineering, Vol. 11, pp 9-14.
76. KÖNIG, W.; WECK, M.; SPENRATH, N. & LUDERICH, J. (1991); Diamond Machining Technology, Tutorial 6 IPES/2 UME, IPT, Aachen, May.
77. KOREN, Y. & LO, C. C. (1992); Advanced Controller for Feed Drives. Annals of the CIRP, Vol. 41, N° 2, pp. 689-698.

78. KOUNO, E. & MCKEOWN, P. (1984): A fast response piezoelectric actuator for servo correction of systematic errors in precision machining. Annals of the CIRP, Vol. 33, N^o. 1, pp. 369-372.
79. KRICK, E. D. (1970); Introdução à Engenharia. Ao Livro Técnico S. A., Rio de Janeiro.
80. KRAUSKOPF, B. (1984): Diamond Turning: Reflecting Demands for Precision. Manufacturing Engineering, May, pp. 90-100.
81. KROSE, B. J. A. & SMAGT, P. P. van der (1993); An introduction to Neural Networks. Tutorial, University of Amsterdam, Faculty of Mathematics & Computer Science.
82. KURFESS, T. R. & JENKINS, H. (1996); Ultra-High Precision Control. - In, LEWINE, W.; The Motion Control Handbook, Boca Raton, FL. CRC Press, Inc. pp. 1386-1405.
83. LAMMERS, M. G. (1994); Linear Lead in Ultrasmooth Motion, Machine Desing, Vol. 17, pp.
84. LANGEMBECK, P. & WEHRLE, K. (1997); UP-Machine for fixed abrasive grinding. Proceeding of the 9th. IPES & 4th. UME - Progress in Precision Engineering and Nanotechnology. Vol. 1, pp. 371-374.
85. LANGEMBECK, P. (1992); Ultrafine infeed control. Precision Engineering, Vol. 14, N^o 1, pp. 43-46.
86. LEE, C. C. (1990); Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller - Part I. IEEE Trans. Syst. Man Cybern., Vol. 20. No. 2. pp 404-418
87. LEE, C. C. (1990); Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller - Part II. IEEE Trans. Syst. Man Cybern., Vol. 20. No. 2. pp 419-435

88. LI, W. (1997); A Method for Design of a Hibrid Neuro-Fuzzy Control System Based on Behavior Modeling. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, Vol. 5, Nº 1, february. pp. 128 – 137.
89. LI, W. (1998); Design of a Hibrid Fuzzy Logic Proportional Plus Conventional Integral-Derivative Controller. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, Vol. 6, Nº 4, november. pp. 449 – 463.
90. LI, Y. & LAU, C. (1989); Development of Fuzzy Algorithms for Servo Systems, IEEE Control Systems Magazine, April, pp 65-71.
91. LIMA, F. E. (1998); Textura e Integridade Superficial dos Aços ABNT 8640 e ABNT 52100 quando Usinados por Torneamento e retificação Cilíndrica. Exame de Qualificação de Doutorado do Departamento de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas.
92. MACHINE DESING Magazine (1995); Basics of desing engineering - motion control/components, Reference Volume, Penton Publishing.
93. MALKI, H., LI, H. & CHEN, G. (1994); New Design and Stability Analysis of Fuzzy Proportional-Derivative Control Systems. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, Vol. 2, Nº 4, november. pp. 245 – 254.
94. MAMDANI, E. H. (1974); A Fuzzy Logic Controller for a Dynamic Plant. Proc. IEEE, Vol. 121. pp.
95. MARQUES, F. (1999): "Lógica Fuzzy". Apostila do curso de pós-graduação da EESC/USP, São Carlos.
96. MARTIN, C. A. (1990); Controle e Dinâmica de Sistemas. Apostila Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis.
97. MCCARTHY, M. B. & GEE, A. E.; (1992); A fully automatic high precision length messuring machine for calibrating optical line scale, Proceeding ASPE - 7 th. Annual Meeting, Grenelefe, FL. pp 309-312.

98. McCUE, H. K. (1986); The motion control system for the large diamond turning machine (LODTM). pp. 68-75.
99. McKEOWM, P. A.. (1986); High Precision Manufacturing and the British Economy, James Clayton Memorial Lecture, Proc. IMechE Vol. 200, (CUPE). Cranfield.
100. McKEOWM, P. A.. (1987); The Role of Precision Engineering in Manufacturing of the Future. Annals of the CIRP. Vol. 36, N ° 2, pp. 495-501.
101. McKEOWM, P. A.. (1988); Precision Engineering – The Mechanical Design of High Precision Machines. Tutorial, Cranfield Institute of Technology - CUPE. Cranfield
102. McKEOWN, P. A. CARLISE, K.; SHORE, P. & READ, R.F.J. (1990): Ultra-precision, high stiffness CNC Grinding Machine for ductile mode grinding of brittle materials. Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 56, N° 5, pp. 30-37.
103. MESQUITA, N. (1992); Avaliação e escolha de uma Superfície Segundo sua Função e Fabricação. Tese de Doutorado do Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis.
104. MILLER, M., DOW, T. & FORNARO, R. (1994); A Controller Architecture for Integrating a Fast Tool Servo into a Diamond Turning Machine. Precision Engineering, Vol. 16, N°1, pp .
105. MILLER, M. (1991); Design of Three Axis Diamond Turning Machine Controller. Thesis (M.Sc.), North Carolina State University, Raleigh, USA.
106. MIRON, D. (1989); Design of Feedback Control Systems, HBS Publishers.
107. MIZUNO, H.; FLYNN, K. HARA, Y.; TRIANDIS, I. & GRAFANAKIS, D.(1992); An Interferometrically Monitored and Controlled Microtilt Stage. Collaborative Group Project. Cranfield Institute of Technology. England..

108. MIZUTANI, K.; KAWANO, T. & TANAKA, Y. (1990); A piezoelectric-drive table and its application to micro-grinding of ceramic materials. Precision Engineering, Vol. 12, No. 4. pp. 219-226.
109. MONTANARI, L. (1998): Técnicas de projeto aplicadas ao desenvolvimento de um microposicionador angular. Dissertação de Mestrado, EESC-USP, São Carlos.
110. MONTANARI, L.; CAMPOS RUBIO, J.; DUDUCH, J. & PORTO, A. (1998): Projeto de um posicionador angular para mecânica de precisão. Anales del VIII Congreso Chileno de Ingenieria Mecánica, Universidad de Concepción, Concepcion, Chile. pp. 61-66.
111. MORI, Y. (1993): Electron Theory Based on Quantum Mechanics in Future Precision Engineering. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 311-314.
112. MORITA, T.; KUROSAWA, M. & HIGUCHI, T. (1995); An ultrasonic micromotor using a bending cylindrical transducer based on PZT thin film. Sensor and Actuator. Physical A, Vol. 50, pp. 75-80.
113. MORIWAKI, T.; SHAMOTO, E. & EGUCHI, D. (1996); Vibration assisted micro-machining of alloy steel. Proceedings of the Third International Conference on Progress of Cutting and Grinding. Vol. III, Osaka (Japão), pp. 251-255.
114. MOSS, T. (1997); Diamonds turns out precision optics. Photonics Spectra, December, pp. 137-142.
115. NAKAZAWA, H. (1994); Principles of precision Engineering. Oxford University Press, Oxford.
116. NEWPORT CORPORATION (1997); Motion Control – mechanical stage design. Tutorial, <http://www.newport.com>, Irvine, CA.

117. OGATA, K. (1989); Engenharia de controle moderno. Prentice-Hall do Brasil, Rio de Janeiro.
118. OKAZAKI, Y. (1990); A Micro-Positioning Tool Post a Piezoelectric Actuator for Diamond Turning Machines. Precision Engineering., Vol. 12, N°3, pp 151-156.
119. OKAZAKI, Y. (1988); A Micro Positioning Tool Post a Piezoelectric Actuator for Diamond Turning Machines (in Japanese), Journal of the Japan Society for Precision Engineering (JSPE), Vol. 54, No 7, pp. 163-168.
120. OKAZAKI, Y.; ASANO, S. & GOTO, T. (1993); Dual Servo Mechanical Stage for Continuous Positioning. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, N°2, pp. 172-173.
121. OKUMURA, I.; MARUYAMA, Y. TAMAI, J.; TSUKIMOTO, T. & TSUTA, A. (1995); A Development of Ultrasonic Motors for Autofocus Lenses, The Japan Society for Mechanical Engineering (JSME) International Journal - (encarte). pp.13-14.
122. OTSUKA, J.; FUKADA, S.; KAWASE, Y.; IIDA, N. & AOKI, Y. (1993): Ultraprecision Positioning Using Lead Screw Drive (2nd. Report) - Nanometer level positioning by modifying proportional gain characteristic. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, N°2, pp. 142-147.
123. OVERSMARS, A. H. & TONCICH, D. J. (1996); Application of DSP Technology to Closed-position-loop Servo Drive System. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 11, pp 27-33.
124. PAHL, G. & BEITZ, W. (1996); Engineering design: A systematic approach. Springer-Verlag, London.

125. PARK, K. M.; LEE, J. H.; KIM, S. H. & KWAK, Y. K. (1995); High Speed Micro Positioning System Based on Coarse/Fine Pair Control. . Mechatronics, Vol. 5, No. 6, pp. 645-663.
126. PARK, J. S. (1995); Fuzzy Logic Control for Mechatronic Syatems. Annals of the VI IFSA World Congress, São Paulo, Vol. 1, pp. 517520.
127. PATTERSON, S. R. & MAGRAB, E. B. (1985); Design and testing of a fast tool servo for diamond turning. Precision Engineering, Vol. 7, N°3, pp 123-128.
128. PENTEADO (1996); Torno de Ultraprecisão: Revisão de Projeto Mecânico e Estrutural. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, EESC-Universidade de São Paulo, São Carlos.
129. PETRIK, O. & SZÁSZ, G. (1993); The Inside Structure Model of Mechatronic Devices. Mechatronics, Vol. 3, No. 2, pp. 127-138.
130. PFEIFER, T. (1981); Elektrische Messung mechanischer Größen, Tutorial, WZL T. H., Aachen.
131. PHYSIK INSTRUMENTE (1995); Products for micropositioning . (cataloge) edition E.
132. PICOTTO, G. & PISANI, M. (1997); Interferometric control for a STM device. Proceeding of the 9th. IPES & 4th. UME - Progress in Precision Engineering and Nanotechnology. Vol. 1, pp. 340-342.
133. PORTO, A. J. V. (1995): Diagnóstico do processo de fabricação da operação de torneamento de face de ultraprecisão em cobre e ligas de alumínio. Tese de Livre Docência, EESC/USP, São Carlos.
134. PRITSCHOW, G. & PHILIPP W. (1990) ; Direct Drives for High-Dynamics Machine Tool Axes, Annals of the CIRP, Vol. 39, No. 1. pp. 413-416.

135. PRITSCHOW, G. & PHILIPP W. (1992) ; Research on the Efficiency of Feedforward Controllers in M Direct Drives. Annals of the CIRP, Vol. 41, No. 1. pp. 411-415.
136. PURQUERIO, B.; PENTEADO, L.; FRANÇA, S. & FORTULAN, C. (1994); Máquina de Uktraprecisão: um projeto desenvolvido no Brasil. Máquinas e Metais. pp. 152-169.
137. QUANDT, E. & SEEMANN, K. (1995); Fabrication and simulation of magnetostrictive thin-film actuators. Sensor and Actuator. Physical A, Vol. 50, pp. 105-109.
138. RAO, G.-S. & RO, P.-I. (1995); Submicrometer control of a traction drive using state feedback and estimation. Precision Engineering, Vol. 16, N°1, pp 124-130.
139. RO, P. & HUBBEL, P. (1992); Nonlinear micro-dynamic behavior of a ball-screw driven precision slide system. Precision Engineering, Vol. 14, N°4, pp. 20-25.
140. ROBBINS & MYERS (1989): Engineering Handbook – DC Motors, Speed Control and Servo Systems. Electro Craff, 5^a Ed.
141. ROJAS VASQUES, J. (1994); Desenvolvimento de um Posicionador de Ultra-Precisão, Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis.
142. SAKUTA, S.; OGAWA, K. & UEDA, K. (1993); Experimental Studies on Ultra-Precision Positioning. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 235-240.
143. SANCHEZ, L.; ALBERTAZZI, A. & BARCZAK, C. (1994); Sistema Ativo de Estabilização Aplicado a Holografia Eletrônica, Anales del Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Santiago (Chile), pp 513-518.

144. SANTORO, F. (1999): "Estudo de estratégias de Controle para uma Estação de Rastreamento Laser". Tese de Doutorado da EESC/USP, São Carlos.
145. SATO, K.; MURAYAMA, Y.; IMADA, S. & SHIMOKOHBE, A. (1995); Control and Elimination of Lead Screw Backlash for Ultra-Precision Positioning. *JSME International Journal - Series C*, Vol. 38, No 1, pp. 36-41.
146. SCHAFER, J. & JANOSHA, H.(1995); Compensation of hysteresis in solid-state actuators, *Sensors and Actuators*. Physical A, Vol. 49, pp 97-102.
147. SCHNEIDER, C.A. (1984); Modernas técnicas e instrumentos para ensaios geométricos de máquinas-ferramentas, 2^{do}Seminário Internacional de Proc. de Fabricación y Máquinas Herramienta. Valparaíso, Chile, p. 215-248
148. SCHROETER, R. (1997); Usinagem de Ultraprecisão de Elementos Ópticos Transmissivos no Espectro Infravermelho. Teses (Doutorado), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
149. SENTURIA, S. D. (1996); The future of microsensor and microactuator design. *Sensor and Actuator*, Physical A, Vol. 56, pp. 125-127.
150. SHAW, M. C. (1995); Precision Finishing. *Annals of the CIRP*, Vol. 44, N^o. 1, pp. 343-348.
151. SHIRAISHI, M. (1989); Scope of in-process measurement, monitoring and control techniques in machining process – Part 3: In-process techniques for cutting process in machine tools , *Precision Engineering*, Vol. 11, N^o 1, pp. 39 – 47.
152. SILVA, E. A. T. (1999); Análise do Comportamento da Emissão Acústica Durante o Torneamento de Ultraprecisão de Materiais Frágeis.

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, EESC-Universidade de São Paulo, São Carlos.

153. SLOCUM, A. (1992); *Precision Machine Desing*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
154. SLOCUM, A. (1990): *Comunicação verbal* ao Prof. J. G. Duduch, Cranfield, UK..
155. SMITH, S. & CHETWYND, D. (1992): *Foundations of Ultraprecision Mechanism Design*. Gordon and Breach Science Publishers, Yverdon.
156. SPILLMAN, W. Jr., SIRKIS, J. S. & GARDINER, P. T. (1996); Smart Materials and Structures: what are they?. *Smart Materials and Structures*, Vol 5, pp.247-254.
157. SMITH, M. H.; ANNASWAMY, A. M. & SLOCUM, A. H. (1995); Adaptative control strategies for a precision machine tool axis. *Precision Engineering*, Vol.17, No. 3, pp.192-206.
158. STRAUB, F. K. (1996); A feasibility study of using smart materials for rotor control. *Smart Materials and Structures*, Vol 5, pp.1-10.
159. SUGENO, M. (1985); An Introductory Survey of Fuzzy Control. *Information Science*. Vol. 36, pp.
160. SUGITA, K. (1994); Usinagem de alta velocidade de perfis não circulares para pistões. *Máquinas e Metais*, Editora Arande. janeiro, pp. 16-28.
161. SUKUTA, S.; OGAWA, K. & UEDA, K. (1993); . *International Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, Vol. 27, No. 3, pp. 235-240.
162. SZABÓ, O. (1993); Installation of an Ultraprecisional CNC Lathe Laboratory, Its Accuracy and Application. *Mechatronics*, Vol. 3, No. 2, pp. 215-219.

163. TAL, J. (1996); Motion Control Systems. - In, LEWINE, W.; The Motion Control Handbook, Boca Raton (FL), CRC Press, Inc. pp. 1382 - 1386.
164. TANABE, I.; HONGO, T.; MIZUTANI, J. & YAMADA, Y. (1993): Development of Ceramics Resin Concrete for Precision Machine Tool Structure. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 227-228.
165. TAKASU et al (1985): CIRP vibrações no torneamento de ultraprecisão sua influencia na rugosidade.
166. TANAKA, H.; OBATA, F.; MATSUBARA, T. & MIZUMOTO, A. (1994); Active Chatter Suppression of Slender Boring Bar Using Piezoelectric Actuators. JSME International Journal, Series C, Vol. 37, No 3, pp 601-606.
167. TANIGUCHI, N. (1983); Current status in, and Future Trends of, Ultraprecision Machining and Ultrafine Materials Processing. Annals of the CIRP, Vol. 32, No. 2, pp. 573-582.
168. TANIGUCHI, N. (1992); Future Trends of Nanotechnology. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 26, No. 1, pp. 1-7
169. TANIGUCHI, N. (1996); Nanotechnology: integrated processing systems for ultra-precision and ultra-fine products. Oxford University Press, New York. 406 p.
170. TANIGUCHI, M.; IKEDA, M.; INAGAKI, A. & FUNATSU, R. (1992); Ultra-precision wafer positioning by six axis micro-motion mechanism. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 26, N°. 1, pp. 35-40.
171. TARNG, Y.-S.; HSEIH, Y.-W. & LI, T.-C. (1996); Automatic Selection of Spindle Speed for Suppression of Regenerative Chatter in Turning. The

- International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 11, pp 12-17.
172. TAVARES, R. (1995); Projeto de um posicionador submicrométrico para litografia óptica. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis.
173. THE INTERNATIONAL NICKEL COMPANY, Inc. (1960); Magnetostriction. New York.
174. THE MATHWORKS, Inc. (1995); Neural Network Toolbox - For use with MATLAB®.
175. TOKHI, M.O. & HOSSAIN, M.A. (1995); CISC, RISC and DSP Processors in real-time signal processing and control. Microprocessors and Microsystems, Vol. 19, N° 5. pp. 291-300.
176. TOMITA, Y. et al ; A Surface Motor-Drive Precise Positioning System. Precision Engineering, Vol. 16, N°3, 1994.
177. TSENG, P.-C. (1997); A Real Time Thermal Inaccuracy Compensation Method on a Machining Centre. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 13, pp 182-190.
178. TZAFESTAS, S. & PAPANIKOLOPOULOS, N. (1990); Incremental Fuzzy Expert PID Control. IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 37, N° 5, october. pp. 365 – 371.
179. UDA, Y.; KOHNO, T.; MORITA, A. & NAGANO, H. (1993); In-Process Measurement and Workpiece-Referred Form Accuracy Control - The Servo Control of Cylindrical Turning for an Ordinary Lathe. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 27, N° 4, pp. 385-386.
180. UEDA, K.; AMANO, A.; OGAWA, K.; TAKAMATSU, H. SAKUTA, S. MURAI, S. & KOBAYASHI, A. (1991); Machining high-precision mirrors

- using newly developed CNC machine. Annals of the CIRP, Vol. 40. N° 1. pp. 355-356.
181. UEHARA, K.; YONEZAWA, H; HIRATA, Y. & SASAI, H. (1990): Positioning table with high accuracy and high speed. Annals of the CIRP, Vol. 39, N° 1. pp. 433-436.
182. WANG, X. (1991); Experimental Research on the Linear Motor Micro-Device with High-Frequency Response, Long Travel and High Accuracy. Annals of the CIRP, Vol. 39. N° 1. pp. 79-82.
183. WATANABE, F. (1992); Desenvolvimento de um atuador hidrostático diferencial e de um sensor optoeletrônico para posicionamento linear de precisão. Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
184. WEBER, H.; HERBERGER, J. & PILZ, R. (1984); Turning of machinable glass ceramics with an ultrasonically vibrated tool. Annals of the CIRP. Vol. 33, N° 1, pp. 85-87.
185. WECK, M (1984); Handbooks of Machine Tools, Vol.1, 2, 3 e 4. John Wiley & Sons, Chichester.
186. WECK, M.; BISPINK, T. & PYRA, M. (1991); Analyzing the Dynamics Performance of High Precision Machine, Tutorial, IPT, Aachen.
187. WECK, M. & BISPINK, T. (1991); Examination of High Precision Slow-motion Feed-drive Systems for the Sub-micrometre Range. Progress in Precision Engineering, Springer-Verlag, Heidelberg.
188. WECK, M. & BISPINK, T. (1992); Performance analysis of feed-drive Systems in diamond turning machining specified test samples. Annals of the CIRP, Vol. 41, N° 1. pp. 601-604.
189. WECK, M., FISCHER, & VOS, (1997); Fabrication of microcomponents using ultraprecision machine tools. Nanotechnology, No 8, pp. 145-148.

190. WECK, M. & HILBING, R. (1998); Active compensation of dynamic vibration in precision machine. Production Engineering, Vol. 5. No. 1, pp. 51-54.
191. WECK, M.; LUDERICH, J. & WIENERS, A. (1992); High precision turning of hardened steel - a challenge for a new generation of machine tools. Proceeding ASPE - Annual Meeting, Grenelefe, FL. pp 207-210.
192. WEINGAERTNER, W. L.(1992); Desenvolvimentos na Usinagem de Ultraprecisão, Monografia para Professor Titular, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis.
193. WILLS-MOREN, W. J. (1988); The design of structures for high precision machine. Course Notes, CUPE. Cranfield.
194. WILSON, C. S. (1989); DSP Chips in coordinated multi-axis servo control. Electronic MotorTechnics. Autumn, pp. 33-37.
195. WU, A.-T.; JU, M.-S. & TSUEI, Y.-G. (1993); Comparison of Fuzzy Logic and Self-tuning Adaptive Control of Single-Link Flexible Arm. Mechatronics, Vol. 3, No. 4, pp. 451-464.
196. YAGER, R. R. & FILEV D. P. (1994); Essentials of Fuzzy Modeling and Control. John Wiley & Sons, Inc.
197. YAMASAKI, H. (1996); The future of sensor interface electronics. , Sensor and Actuator. Physical A, Vol. 56, pp. 129-133.
198. YAMASAKI, Y.; NAKAMURA, K. & HASHIMOTO, H. (1992); Turning of fresnel lens. Proc. ASPE. pp. 129-133.
199. YOJO, L. & MORAES, R. (1999); Avaliação de Controladores PID com Lógica Fuzzy para Controle de Temperatura. In Tech Brasil. Vol. 2, No 15 (maio). Pp.53-58.
200. ZADEH, L.A. (1965); Fuzzy Sets ", Inform. Contr. Vol. 8, pp.

201. ZADEH, L.A. (1973); Outline of a New Approach to the Analysis of Complex Systems and Decision Processes, IEEE Trans. on S.M.C. Vol. 3, N° 1, pp.
202. ZHANG, X. & ZHANG, Y. (1997); Study on the surface quality of a diamond-turned oxygen-free high-conductance copper. Optical Engineering. Vol. 36, N° 3. pp. 825-830.
203. ZHONG, Z. & NAKAGAWA, T. (1992); Development of a microdisplacement table for ultra-precision machining and grinding for curved surfaces by use of it. International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 26, No. 2, pp. 102-107.
204. ZHOU, S-W.; DANA, S.S. & ROGERS, C.A. (1996); An Active Magnetostrictive Mount for Isolating Base Vibration - Part I. Anais COBEM/CIDIM, Belo Horizonte.