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

**PROJETO E VALIDAÇÃO DE PORTA FERRAMENTA ASSISTIDO
PARA USINAGENS DE ULTRAPRECISÃO**

LAERCIO JAVAREZ JUNIOR

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, como parte dos pré-requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico

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

São Carlos
- 2013 -

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE
DA VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL
ENCONTRA-SE DISPONÍVEL
JUNTO AO DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA MECÂNICA
DA EESC-USP

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

J41p   JAVAREZ JUNIOR, LAERCIO
Projeto e validação de porta ferramenta assistido
para usinagens de ultraprecisão / LAERCIO JAVAREZ
JUNIOR; orientador Jaime Gilberto Duduch. São Carlos,
2013.

Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Projeto
Mecânico -- Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo, 2013.

1. Ultraprecisão. 2. Simulação. 3. Sistema de
Controle. 4. PID. 5. Atuador Piezelétrico. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **LAERCIO JAVAREZ JÚNIOR**.

Título da tese: "Projeto e validação de um porta-ferramenta assistido para a usinagens de ultraprecisão".

Data da defesa: 06/05/2013

Comissão Julgadora:

Prof. Associado **Jaime Gilberto Duduch (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Prof. Associado **Renato Goulart Jasinevicius**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Prof. Dr. **Ronaldo Carrion**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Prof. Dr. **Juan Carlos Campos Rubio**
(Universidade Federal de Minas Gerais/UFMG)

Prof. Dr. **Giuseppe Antonio Cirino**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Resultado:

Aprovado

APROVADO

APROVADO

Aprovado

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Titular **Denis Vinicius Coury**

Dedicatória

Para minha esposa Jeanine, meu pai Laercio e minha mãe Marize

*Nem todos os livros, pela sua natureza,
são próprios para serem oferecidos.
Esta tese, certamente, é também daquelas que não se oferecem,
mas dedicando-lhes, só tive em vista
compensar um pouco das horas que me afastei do
nosso convívio, absorvido por este trabalho.*

AGRADECIMENTOS

A minha esposa, Jeanine

Aos meus pais, Laercio e Marize

A minha linda filha, Lisie Maria (Lhasa Apso).

Ao meu grande amigo André, que se ausentou de compromissos pessoais para me ajudar nos experimentos deste trabalho. Sem dúvida vou ficar em débito com ele por muito tempo. Com o André, descobri a diferença entre colega e amigo. Considero-o um amigo para quem estarei sempre disponível quando precisar.

Aos técnicos mecânicos da oficina que permitiram que este trabalho pudesse ser realizado, José e Mauro. E o querido Jorge, técnico da térmica e fluidos que me ajudou e ensinou sistemas de controle.

Segundo Houaiss, orientador é aquele que direciona, dirige, inspira alguém, servindo-lhe de modelo. Incompleta! Com o prof. Jaime encontrei outra definição. É aquele com quem se adquire uma amizade, um laço de confiança. O prof. Jaime me ensinou como orientar um aluno ouvindo-o, aprendendo com ele, discutindo ideias e o mais importante: ensinando-o. Sem dúvida é uma pessoa em que quero me espelhar pelo resto de minha vida acadêmica e de pesquisador. Nos momentos difíceis veio o seu conselho: vá embora descansar! Outros fariam: tente mais! Mas o prof. Jaime não. Sua sabedoria me fez avaliar até meus problemas pessoais, e assim administrá-los. Tive sucesso em todos eles. Obrigado pela formação mais importante: a *humana*, e a profissional que me conferiu. Muito obrigado, meu amigo Jaime.

RESUMO

JAVAREZ JR, L. *Projeto e validação de um porta-ferramenta assistido para a usinagens de ultraprecisão*. 150 p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo. São Carlos. 2013

Este trabalho trata do projeto de um novo modelo de porta ferramenta assistido para ser utilizado em usinagens de ultraprecisão. O projeto conceitual foi concebido utilizando definições e princípios de projeto de máquinas de ultraprecisão. Com o modelamento concluído teve início a fase de simulação em elementos finitos. Simulações estáticas feitas com os materiais utilizados na fabricação do PFA - alumínio AISI 7075 e aço SAE 1020 - vieram comprovar a eficiência deste modelo, no que diz respeito ao deslocamento sob ação da carga aplicada por um atuador piezelétrico com deslocamento de 30 μ m. Simulações dinâmicas também vieram comprovar que o modelo opera com deslocamentos de 30 μ m e frequências de até 700 Hz utilizando o material de construção do PFA Al 7075, com quase nenhuma histerese. Em paralelo, foi projetado um sistema de controle proporcional integral derivativo (PID) para corrigir o posicionamento da ferramenta ao longo de todo o deslocamento. A geração de formas de ondas do tipo senoidal, quadrada, triangular e dente de serra para o deslocamento servem de forma a proporcionar usinagens variadas com alta precisão de deslocamento. A validação consistiu de testes em bancada e usinagens em alumínio AISI 6100, com variação de formas de onda e deslocamentos. Os resultados mostraram que este projeto de PFA em conjunto com o projeto do sistema de controle PID atuou perfeitamente para usinagens até 15 μ m com frequências de até 30Hz.

Palavras chaves: Ultraprecisão. Simulação. Sistema de Controle. PID. Atuador Piezelétrico.

ABSTRACT

JAVAREZ JR, L. *Design and validation of an assisted toolholder for ultraprecision machining*. 150 p. Thesis (Ph.D.) - School of Engineering of São Carlos, University of São Paulo. São Carlos. 2013

This paper addresses the design of a new model of assisted toolholder to be used in ultraprecision machining. The conceptual design was conceived utilizing definitions and design principles of ultraprecision machines. Finite element was performed once the modeling was completed. Static simulations with the material used to manufacture the PFA (AISI 1020 steel and 7075 aluminum) have proved the efficiency of this model, with regard the displacement of the tool under the action of a load of a piezoelectric actuator. Also dynamic simulations have demonstrated that the model operates with 30 μ m displacements and frequencies of 700Hz using Al 7075 material with almost no hysteresis. In parallel, a proportional integral derivative (PID) control system was designed to correct positioning of the tool throughout the entire range of displacements. Sinusoidal, square, triangular and saw tooth waveforms were generated as a means of validate the displacement of the PFA during the machining of various features using a high precision control system. The validation consisted of tests during the machining of 6100 aluminum, with a range of waveforms and displacements and non-machining tests with the same displacements and frequencies. The results showed that the PFA design together with the control system acted perfectly for amplitudes up to 15 μ m with frequencies up to 30Hz.

Keywords: Micropositioning. Simulation. Control System. PID. Piezoelectric Actuators.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Imagem de interferência microscópica de um molde fabricado através de usinagem de precisão (GAO W., et. al. 2006).....	26
Figura 1.2	Esquema de controle atuador-sensor-PC.....	28
Figura 2.1	Medição de um deslocamento onde o Princípio de Abbé não é satisfeito (SMITH & CHETWYND, 1992).....	35
Figura 2.2	Estrutura funcional de um posicionador (TAVARES, 1995).....	39
Figura 2.3	a) efeito piezoelétrico direto e (b) efeito indireto:(i) contração; (ii) expansão. As linhas tracejadas indicam as dimensões originais. (MOULSON; HERBERT, 2003).....	43
Figura 2.4	Atuadores piezoelétricos (PHYSIK INSTRUMENTE, 2009).....	43
Figura 2.5	Tipos de atuadores piezoelétrico (WECK et al., 1991).....	45
Figura 2.6	Curva de Histerese de um cristal piezoelétrico (TZEN et al., 2003).....	45
Figura 2.7	Transdutor Indutivo (SLOCUM, 1992).....	45
Figura 2.8	Transdutor Capacitivo (SLOCUM, 1992).....	47
Figura 2.9	Esquema de um porta-ferramenta com um atuador piezoelétrico. (GAO W., et. al. 2006).....	48
Figura 2.10	Visão esquemática de um PFA.....	48
Figura 2.11	Esquema de PFA com sensor de deslocamento capacitivo.....	49
Figura 2.12	PFA em vista explodida (BURATO, 2006).....	49
Figura 2.13	Modelos de elementos básicos. a) tetraédrico; b) hexaédrico c) piramidal; d) prismático.....	52
Figura 2.14	Figura mostra elementos ótimos e um elemento qualquer circunferenciados.....	54
Figura 2.15	Ciclo senoidal de tensões que caracteriza um carregamento cíclico, em que são definidos os parâmetros σ_a e σ_m (DOWLING, 2004).....	56
Figura 2.16	Efeito da tensão média (σ_m) em curvas S-N. A vida em fadiga diminui com o aumento da tensão média (MEYERS, 1999).....	57
Figura 2.17	Reversão de 90% de força em torno de zero.....	58
Figura 3.1	Resposta característica de um sistema dinâmico sub-amortecido com sobrepassagem e erro de regime permanente (CAMPOS RUBIO, 2000).....	62
Figura 3.2	Curva de resposta em forma de S.....	66
Figura 3.3	Exemplo de filtro passa-baixo.....	68
Figura 3.4	Exemplo de filtro passa-alto.....	69
Figura 3.5	Exemplo de filtro passa-banda.....	69
Figura 3.6	Exemplo de filtro rejeita banda.....	69

Figura 3.7	Especificação das características de transmissão do filtro passa-baixas (SEDRA & SMITH, 2000).....	70
Figura 3.8	Gráfico de filtro passa baixa Butterworth de diversas ordens (SEDRA & SMITH, 2011).....	74
Figura 3.9	Simulação em Matlab® de atuação do filtro Chebyshev.....	75
Figura 3.10	Simulação em Matlab® de filtro Chebyshev invertido.....	76
Figura 3.11	Simulação em Matlab® de filtro elíptico.....	76
Figura 3.12	Exemplo de aplicação de filtro elíptico para $n=6$, $s=2,5\text{dB}$, $\omega_c=1\text{kHz}$ (SEDRA & SMITH, 2011).....	77
Figura 4.1	Requisitos de produto para um projeto de PFA.....	79
Figura 4.2	Requisitos para o projeto de um PFA.....	81
Figura 4.3	Porta ferramenta do torno Rank Pneumo, com detalhe para o encaixe tipo “z”.....	82
Figura 4.4	Desenho do PFA com encaixe “z” fêmea para o torno Rank Pneumo.....	82
Figura 4.5	Desenho do parafuso que liga o atuador ao suporte da caixa da ferramenta	83
Figura 4.6	Tampa do suporte e suporte de ferramenta.....	83
Figura 4.7	Simetria dos principais componentes garantem a qualidade do projeto.....	84
Figura 4.8	Base do sensor capacitivo.....	85
Figura 4.9	Anteparo do sensor capacitivo solidário ao suporte da ferramenta.....	85
Figura 4.10	Detalhe de mola do PFA. O encaixe fêmeo rabo de andorinha foi utilizado devido ao encaixe macho no suporte do sensor.....	86
Figura 4.11	Modelo de PFA renderizado (JAVAREZ JR.;DUDUCH, 2012).....	87
Figura 4.12	Refinamento localizado nas molas e interfaces com o suporte da ferramenta.....	89
Figura 4.13	O gráfico central mostra a quantidade de elementos no modelo de PFA, e os outros são os elementos localizados no PFA.....	90
Figura 4.14	Tensões extras no suporte da ferramenta.....	93
Figura 4.15	Deformação direcional no eixo y do PFA.....	94
Figura 4.16	Deformação total e Tensões médias de Von Mises para o material de alumínio, com deslocamento de $30\mu\text{m}$ e tipo de mola A.....	94
Figura 4.17	Histerese e gráfico vida em fadiga do PFA para o material aço 1020 e “pescoço” da mola do tipo A.....	96
Figura 4.18	Histerese e gráfico vida em fadiga do PFA para o material aço 1020 e “pescoço” da mola do tipo B.....	97
Figura 4.19	Histerese e gráfico vida em fadiga do PFA para o material liga de alumínio 7075 e “pescoço” da mola do tipo A.....	98
Figura 4.20	Histerese e gráfico vida em fadiga do PFA para o material liga de alumínio 7075 e “pescoço” da mola do tipo B.....	99
Figura 5.1	Esquema de controle para posicionamento do PFA.....	105

Figura 5.2	Parte principal do programa onde se define os loops e se configura o hardware.....	107
Figura 5.3	Calibração do sensor com referencia ao eixo Y.....	107
Figura 5.4	Estrutura de caso para filtros na entrada do sinal.....	108
Figura 5.5	Controle PID.....	109
Figura 5.6	Filtros na saída do controle PID.....	109
Figura 5.7	Estrutura de caso para a geração do sinal set point.....	110
Figura 5.8	Controlador de tempo e blocos de escritura de valores de saída.....	110
Figura 5.9	Análise da linearidade da onda.....	111
Figura 5.10	Painel Frontal do Sistema de Controle do PFA.....	112
Figura 5.11	Indicadores da linearidade do sinal obtido e gerado.....	112
Figura 5.12	Esquema de leitura do sensor capacitivo até a chegada do sinal no hardware de aquisição.....	113
Figura 5.13	Gráfico referente a dados da tabela 5.3.....	115
Figura 6.1	Sistema em controle e torno Rank Pneumo, com o PFA em posição de usinagem, porém sem efetuá-la.....	118
Figura 6.2	Gráfico da histerese do conjunto PFA, relativo aos dados da tabela 6.1.....	120
Figura 6.3	Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda senoidal.....	121
Figura 6.4	Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda quadrada.....	122
Figura 6.5	Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda triangular.....	122
Figura 6.6	Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda dente de serra.....	123
Figura 6.7	Vista do Sistema de Controle do PFA atuando com os valores de controle do PID para ondas senoidais.....	124
Figura 6.8	Controladores de diferenças de linearidade para ondas quadradas.....	125
Figura 6.9	Gráfico da histerese do conjunto PFA, relativo aos dados da tabela 6.4.....	127
Figura 6.10	Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda senoidal.....	128
Figura 6.11	Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda quadrada.....	128
Figura 6.12	Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda triangular.....	129
Figura 6.13	Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda dente de serra.....	129
Figura 6.14	Vista do Sistema de Controle do PFA atuando com os valores de controle do PID para ondas senoidais.....	130

Figura 6.15	Controladores de diferenças de linearidade para ondas triangulares.....	132
Figura 6.16	Resultado de espectrometria de emissão ótica da amostra a ser utilizada nos testes de usinagem revela ser uma liga de alumínio da série 6100. N é o numero de repetições de análise. Ave. é a média dos valores obtidos em n=1, n=2 e n=3.....	133
Figura 6.17	Características do modelo de ferramenta CONTOUR (CO30LG) utilizado nos testes de usinagem.....	134
Figura 6.18	Processo de espelhamento da amostra.....	135
Figura 6.19	Trecho de usinagem de onda senoidal para frequência de 1Hz e amplitude de 1 μ m.....	136
Figura 6.20	Vista em perfil da superfície usinada com onda senoidal, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,05mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μ m.....	137
Figura 6.21	Vista superior da superfície usinada apresentada na figura 6. A parte preta central não foi usinada, sendo referente ao centro da amostra.....	137
Figura 6.22	Medição dos máximos e mínimos da superfície de usinagem da amostra.....	138
Figura 6.23	Trecho de superfície usinada com onda senoidal.....	138
Figura 6.24	Trecho de usinagem de onda quadrada para frequência de 1Hz e amplitude de 1 μ m.....	139
Figura 6.25	Vista em perfil da superfície usinada com onda quadrada, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,50mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μ m.....	140
Figura 6.26	Medição dos máximos e mínimos da superfície de usinagem da amostra.....	141
Figura 6.27	Medida de trecho de onda quadrada em usinagem de amostra.....	
Figura 6.28	Vista superior de uma “fatia” da onda quadrada usinada.....	142
Figura 6.29	O arco da figura representa o perfil da ferramenta. Medidas em μ m.....	143
Figura 6.30	Vista do perfil usinado da ferramenta.....	143
Figura 6.31	Medição dos máximos e mínimos da superfície de usinagem da amostra.....	144
Figura 6.32	Vista em perfil da superfície usinada com onda quadrada, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,25mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μ m.....	144
Figura 6.23	Vista superior da superfície usinada com onda quadrada, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,25mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μ m, com aumento de 10,2x.....	145

Figura 6.34	Vista em perfil da superfície usinada com onda quadrada, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,25mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μ m, com aumento de 10,2x.....	145

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Tabela referencial para refinamento localizado.....	53
Tabela 2.2	Referencia de valores obtidos para o critério de Skewness.....	54
Tabela 3.1	Efeito de cada um dos parâmetros sobre o desempenho do processo.....	65
Tabela 3.2	Situações de processo e possíveis soluções ao controlador PID.....	65
Tabela 3.3	Sugestão de valores para K_p , T_i e T_d	67
Tabela 3.4	Polinômios Bn (s) de Butterworth para ordens de 1 a 6 (NISE, 2009)..	73
Tabela 4.1	Simulação da força de reação causada por um deslocamento do suporte de ferramenta.....	91
Tabela 4.2	Simulação da força de reação causada por um deslocamento do suporte de ferramenta.....	92
Tabela 4.3	Valores de simulação para determinação da dimensão da mola.....	95
Tabela 4.4	Modos de vibrar do PFA.....	100
Tabela 5.1	Dados referentes às condições de calibração.....	113
Tabela 5.2	Dados referentes ao tipo de sensor calibrado.....	114
Tabela 5.3	Dados de deslocamento em função da tensão. Valores de linearidade também fazem parte do laudo de calibração.....	114
Tabela 6.1	Tabela tensão (V) x deslocamento (μm).....	120
Tabela 6.2	Ajuste dos controles de PID para diferentes tipos de ondas.....	124
Tabela 6.3	Valores de diferenças de linearidade para o deslocamento do sensor capacitivo.....	125
Tabela 6.4	Tabela tensão (V) x deslocamento (μm).....	126
Tabela 6.5	Ajuste dos controles de PID para diferentes tipos de ondas.....	130
Tabela 6.6	Valores de diferenças de linearidade para o deslocamento do sensor capacitivo.....	131

LISTA DE SÍMBOLOS

mm	milímetro
μm	micrometro
nm	nanometro
N	Newton
Hz	Hertz
δ	deslocamento
h	altura
θ	ângulo (graus)
t	Tempo s
sen	seno
cos	cosseno
°C	Graus Celsius
U	Variáveis controladas
W_{el}	Energia Elétrica
E	Tensão (V)
F	Força (N)
X	Deslocamento no eixo X
Y	Deslocamento no eixo Y
Z	Deslocamento no eixo Z
LVDT	Transformador diferencial lineal variável
MEF	Método de elementos finitos
CAE	Engenharia auxiliada por computador
σ	Tensão
K_d	Fator Derivativo
T_d	Tempo Derivativo
T_i	Tempo Integral
Li	Limite de Integração
PFA	Porta Ferramenta Assistido
P	Proporcional
rpm	Rotações por Minuto
PID	Proporcional Integral Derivativo

TA	Tensão de Alimentação
TAq	Tensão de Aquisição
ω	Frequência
A	Amplitude
Bn	polinómio de Butterworth de grau n
T(s)	função de transferência do filtro
A0	ganho estático
FT	Função Transferência
Pn(S)	polinómio de grau n na variável s
V	Tensão (Volts)
Zr	Zircônio
Ba	Bário
Cu	Cobre
Si	Silício
Mg	Magnésio
Zn	Zinco
Fe	Ferro
Mn	Manganês
Ni	Níquel
Ti	Titânio
Cr	Cromo
Sn	Estanho
Pb	Chumbo
V	Vanádio
P	Fósforo
Ca	Cálcio
Al	Alumínio

SUMÁRIO

1 Introdução.....	25
1.1 Objetivos.....	28
1.2 Justificativa e estrutura da tese.....	28
2 Revisão Bibliográfica.....	31
2.1 Considerações iniciais.....	31
2.2 Engenharia de precisão e ultraprecisão.....	31
2.3 Princípios e definições de projeto de máquina de ultraprecisão.....	32
2.4 Sistemas para posicionamento de ultraprecisão.....	38
2.4.1 Componentes mecânicos.....	39
2.5 Características gerais dos PFA.....	47
2.6 Teoria de elementos finitos.....	50
2.6.1 Introdução.....	50
2.6.2 Simulação em Ansys®	50
2.6.2.1 Geração de Malhas.....	52
2.6.2.2 Refinamento local.....	53
2.6.2.3 Análise de qualidade de malha.....	53
2.6.2.4 Análise de Fadiga.....	55
3. Considerações sobre Teoria de Controle.....	59
3.1 Introdução.....	59
3.2 Técnicas de Controle Convencionais.....	61
3.2.1 Controle Proporcional (P).....	61
3.2.2 Controle Integral (I).....	62
3.2.3 Controle Proporcional Integral Derivativo (PID).....	62
3.2.4 Ajuste dos Parâmetros PID.....	64
3.3 Filtros eletrônicos.....	67
3.3.1 Tipos de filtros.....	68
3.3.1.1 Filtro Passa-baixas (SEDRA & SMITH, 2000).....	70
3.3.2 Modelos de Filtros.....	72
3.3.2.1 Filtro de Butterworth.....	73
3.3.2.2 Filtro de Chebyshev.....	74
3.3.2.3 Filtro de Chebyshev invertido.....	75

3.3.2.4 Filtros Elípticos.....	76
3.3.2.5 Filtros de Bessel.....	77
4. Concepção Do Projeto Conceitual e Preliminar do PFA.....	79
4.1 Introdução.....	79
4.2 Requisitos de Projeto.....	80
4.2.1 Fixação do PFA.....	81
4.2.2 Componentes solidários.....	83
4.2.3 Simetria dos componentes.....	84
4.2.4 Projeto de construção do amortecimento.....	86
4.3 Simulação em Ansys®	88
4.3.1 Análise estática.....	88
4.3.1.1 Geração de malhas.....	88
4.3.1.2 Rigidez do modelo.....	90
4.3.1.3 Força de reação da mola.....	92
4.3.2 Simulação dinâmica.....	95
4.3.2.1 Análise de fadiga.....	95
4.3.2.2 Análise Modal.....	100
4.4 A escolha do material.....	100
5 Metodologia.....	103
5.1 Introdução.....	103
5.2 Programa de controle.....	105
5.2.1 Concepção do projeto do controle.....	105
5.3 Calibração do sensor.....	112
6 Resultados Experimentais.....	117
6.1 Introdução.....	117
6.2 Testes realizados em bancada.....	118
6.2.1 Análises dos testes de bancada.....	119
6.2.1.1 Testes em molas do tipo A.....	119
6.2.1.2 Testes em molas do tipo B.....	126
6.2.2 Testes de usinagem.....	132
6.2.2.1 Usinagem com ondas senoidais.....	135
6.2.2.2 Usinagem com ondas quadradas.....	139
6.2.2.3 Usinagem com ondas quadradas e avanço menor.....	143
7 Conclusões e Sugestões de Trabalhos Futuros.....	147

7.1 Conclusões.....	147
7.2 Sugestões para trabalhos futuros.....	150
Referências Bibliográficas.....	151

CAPÍTULO 1

Introdução

Na última década, tem-se observado um crescente aumento na produção de microcomponentes mecânicos e uma acentuada exigência de redução de custos de fabricação com aumento da qualidade dos produtos. Como resultado imediato houve uma crescente demanda por processos de fabricação tecnológicos mais precisos e, portanto, melhorias e inovações em máquinas de precisão e ultraprecisão.

A busca pelo desenvolvimento e evolução tecnológica da miniaturização de partes e componentes mecânicos permite o crescimento de vários setores industriais como a medicina, bioquímica, automotiva e telecomunicações, aeroespacial, entre outras.

A cada dia, novas áreas encontram mais aplicações para microcomponentes com tolerâncias de décimo de milímetro, os quais desempenham importantes funções, exigindo mínimo gasto de energia para sua produção e causando reduzido impacto ao meio ambiente. (Dornfeld, 2006).

A fabricação desses microcomponentes está intimamente relacionada à de técnicas de replicação. Para muitas aplicações, a reprodução em larga escala de microestruturas pode ser viabilizada a partir de técnicas de micro injeção, termoformagem ou moldagem a frio (BLASI et al, 1999). Para estas técnicas de fabricação, há a necessidade de se fabricar o molde por meio da usinagem de ultraprecisão, o qual servirá de base para as replicações (Figura 1.1).

Figura 1.1 – Imagem de interferência microscópica de um molde fabricado através de usinagem de precisão (GAO W., et. al. 2006)

A usinagem de ultraprecisão permite a produção de peças com precisão de forma sub-micrométrica e rugosidade da ordem nanométrica (IKAWA et al, 1991). Consequentemente, o projeto máquina-ferramenta e o comportamento do processo devem ser bem entendidos, juntamente com a interação entre o processo e a máquina, isto é, a interação entre ferramenta e peça (COLAFEMINA, 2005).

A fabricação destes microcomponentes, utilizando uma máquina ferramenta de ultraprecisão e ferramenta de diamante, proporcionam superfície com alta qualidade e rugosidade de alguns nanômetros (TAKEUCHI et al, 1996). YAMAGATA et al(1999) diz que essa precisão pode ser alcançada com precisão de forma na faixa de sub-μm e usinagem com resultado tridimensional a partir da usinagem com ferramentas de diamante.

Máquinas-ferramentas para o torneamento de ultraprecisão, por sua vez, são construídas com alta precisão e rigidez. Metrologia a laser e de contato são utilizadas para controle de posicionamento e avanços (deslocamentos). As máquinas são equipadas com comandos numéricos computadorizados altamente avançados e com capacidade de compensação de erros geométricos e térmicos (MARSHALL et al, 1983).

Outra forma de controle é a usinagem assistida, que desempenha um papel importante na precisão do torneamento de superfícies de forma livre com uma ferramenta de diamante. Alguns porta-ferramenta assistidos (PFA) têm sido

projetados devido às suas vantagens, como baixo atrito Coulomb e nenhuma reação (HOWELL, 2001). O componente principal deste PFA é o atuador piezoelétrico, que, na maioria das vezes, é acoplado ao porta-ferramenta devido a sua alta precisão da banda de frequência.

Kouno (1984) projetou um porta-ferramenta assistido que consistia em duas barras paralelas, com rigidez de $300\text{N}\mu\text{m}^{-1}$ com $6\mu\text{m}$ de deslocamento e 50 Hz de frequência máxima. Utilizou um sensor LVDT e um controlador em malha fechado.

Dow et al. (1991) projetou e construiu um porta ferramenta assistido para usinagens com acabamento ótico. Utilizou laser interferométrico e concluiu em seu trabalho que ele não podia medir frequências muito elevadas. Usinou topografias de $2,5\mu\text{m}$ de profundidade com rotação do torno de 500 rpm e 10 Hz de uma forma de onda gerada.

Kim e Kim (2003) e Kim et al. (2004) projetou um PFA conseguindo fabricar espelhos anesféricos de 620mm de diâmetro com precisão de $0,7\mu\text{m}$ de profundidade.

Kim et al. (2009) e Gan et al. (2007) fizeram um estudo da rigidez nas três direções (x,y,z) do porta-ferramenta, conseguindo $4,6\mu\text{m}$ a 69 Hz.

Tian et al. (2009) descobriram que a condição de contato entre o atuador e a parte rígida do porta-ferramenta era afetada quando se possuía uma baixa rigidez e, com uma análise de fadiga, utilizando FEM (ferramenta de elementos finitos), conseguiu valor de rigidez $13,1\text{N}\mu\text{m}^{-1}$. Para deslocamentos menores, conseguiu-se alta frequência dinâmica, da ordem de 1100 Hz.

Já Huo e Cheng (2008) afirmaram que com maior rigidez, utilizando frequência do atuador igual a primeira frequência natural do porta-ferramenta há redução da eficácia do atuador piezoelétrico. Para tanto, foram utilizados para definir sua dimensão e primeira frequência natural, o cálculo teórico e análise de FEM (ferramenta de elementos finitos) do porta-ferramenta.

Pode-se perceber, portanto, que existem vários tipos de projeto do PFA. O projeto, descrito a seguir, alia toda análise dinâmica comportamental do PFA e sua análise estática, de acordo com as características de cada componente a ser utilizado (atuador e sensor de deslocamento).

Neste projeto também será necessário um controlador que faça a interação entre o posicionamento medido pelo sensor e corrija o posicionamento do atuador piezo-elétrico. Esse controle (Figura 1.2) se faz por meio de um programa de computador, e neste trabalho será utilizado o software Labview® 2010, para interpretar e corrigir se necessário, a posição do deslocamento da ferramenta.

Figura 1.2. Esquema de controle atuador-sensor-PC

1.1 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo projetar um porta ferramenta assistido (PFA) para usinagens de ultraprecisão utilizando princípios e definições de projeto de máquinas de engenharia de precisão realizando simulações através de ferramentas de simulação em Ansys® com análise de elementos finitos. Projetar e desenvolver um programa de controle para posicionar e corrigir o deslocamento durante o processo de usinagem do PFA. Construir o PFA, e validar o modelo através de usinagens analisando o comportamento do deslocamento da ferramenta e a correção deste posicionamento.

1.2 Justificativa e estrutura da tese

A justificativa desta pesquisa está atrelada a novas tecnologias de produção em larga escala de microcomponentes. O mercado de microcomponentes precisa de agilidade para demandar a produção, com qualidade e precisão, e para isso se faz

necessário o estudo de técnicas que viabilizem esta necessidade industrial ou científica.

Para melhor compreensão, o trabalho desenvolvido encontra-se estruturado em capítulos. Além deste capítulo introdutório, este estará assim dividido:

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica

Será apresentada revisão bibliográfica que aborda os temas dos tipos de porta ferramenta assistido, atuadores piezelétricos, sensores indutivos, usinagem de ultraprecisão e tópicos de análise de elementos finitos.

Capítulo 3 – Considerações sobre teoria de controle

Neste capítulo será apresentada a revisão bibliográfica sobre teoria de controle, abordando conceitos de programação, técnicas de controle dando ênfase ao controle Proporcional-Integral-Derivativo (PID), ajuste dos parâmetros PID e filtros eletrônicos.

Capítulo 4 – Projeto do PFA

Este capítulo aborda desde os requisitos de produto e projeto do PFA até o projeto simulado, passando por conteúdos de concepção, escolha do material e elaboração conceitual do projeto em si.

Capítulo 5 – Metodologia

O conteúdo desse capítulo mostra como foi projetado e desenvolvido o programa de controle do PFA em Labview® 2010. A forma de calibração do sensor também foi apresentada e como ela se insere no programa controlador, além dos equipamentos ativos (torno de ultraprecisão, hardwares) e passivos (de medição como VEECO®, espectrometro de emissão óptica) que serão utilizados neste trabalho.

Capítulo 6 – Resultados e discussão

Serão apresentados, neste capítulo, os resultados de análise de bancada (sem usinagens) e análise experimental, discutindo a validade ou não dos deslocamentos efetuados.

Capítulo 7 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Nesse capítulo são apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros para continuação do estudo de PFA

E, por último, as referências bibliográficas.

CAPÍTULO 2

Revisão bibliográfica

2.1 – Considerações iniciais

Este presente capítulo faz um estudo bibliográfico sobre os aspectos gerais do projeto de um porta-ferramenta assistido (PFA), para usinagens de ultraprecisão. Será mostrada a teoria de elementos que compõe o PFA com comentários sobre a escolha específica de cada um em relação aos demais disponíveis. Também será apresentado, no capítulo 3, como também sendo uma extensão da revisão bibliográfica, a teoria de controle baseado em sinais adquiridos no posicionamento da ferramenta, dando ênfase ao controlador PID, que será responsável pela realimentação da posição relativa ferramenta/peça. Filtros eletrônicos também farão parte do estudo deste capítulo.

2.2 – Engenharia de precisão e ultraprecisão

Com a evolução tecnológica de certos componentes de engenharia utilizados em diversas áreas que exigem qualidade superficial nanométrica e precisão dimensional, se faz necessário o estudo de ferramentas e teorias que permitam satisfazer estas crescentes necessidades. A engenharia de precisão é o foco deste estudo, pois fornece a base para os projetos de máquinas ferramenta e instrumentos da classe de ultraprecisão, bem como de seus subsistemas que permitem aumentar cada vez mais a exatidão e rapidez de respostas a certas solicitações, como o de posicionamento ferramenta/peça. Portanto, a engenharia de precisão fornece os princípios e metodologias necessárias sobre o funcionamento de máquinas-

ferramenta de ultraprecisão e de processos de fabricação necessários para atender a estas exigências de produtos de alta tecnologia (VÁSQUEZ, 1994).

A engenharia de precisão pode ser descrita como uma referência a técnica e processos de fabricação de componentes de engenharia que requerem em seu resultado final uma tolerância muito menor do que aquela obtida por processos de fabricação convencional. Dependendo do grau e da faixa de acabamento da peça que se queira, a engenharia de precisão define duas áreas, chamadas de microengenharia e nanotecnologia. (BURATO, 2006).

Microengenharia

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

Nanotecnologia

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

A fabricação de componentes com tolerância micro ou nanométrica em processos de fabricação através da usinagem configura uma usinagem de ultraprecisão.

2.3– Princípios e definições de projeto de máquina de ultraprecisão

Algumas definições e princípios empregados dentro do contexto de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão são de fundamental importância. Segundo Slocum (1992), são consideradas definições básicas:

Exatidão

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

Repetibilidade

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

Resolução

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

A seguir são analisados alguns princípios que devem, na medida do possível, ser considerados no desenvolvimento de projetos de engenharia de precisão. Entre os autores de maior relevância que definem detalhadamente cada princípio, pode-se destacar Slocum (1992), Smith & Chetwynd (1992), Hale(1999), Campos Rubio (2000).

Princípio do determinismo

Um estudo minucioso de um processo de fabricação assistida mostra que este é operado sob a influência das leis naturais sem ser afetado pelo mecanismo maravilhoso, complicado, mas um pouco imprevisível conhecido como ser humano. Se todas as leis naturais operarem com 100% de perfeição, um processo de fabricação assistida poderia ser classificado como uma operação perfeita. E se o

processo não está produzindo o que é necessário, é porque não foram colocadas adequadamente as devidas condições de trabalho.

Hale (1999), em seu estudo diz que o determinismo é tanto um princípio como uma filosofia aplicável a muitos sistemas e processos além dos processos de fabricação automatizados e máquinas-ferramentas, em particular o princípio determinista repousa sobre a capacidade das leis da física para explicar o comportamento de sistemas e processos. A filosofia determinista infunde a crença de que todos os aspectos de um sistema ou processo possam ser compreendidas e controladas em última instância, como desejado. O método da sistemática utilizado para identificar as fontes de raiz de erro e para trazê-los sob controle tornou-se conhecido como a abordagem determinística. Embora muitas vezes utilizado no contexto de máquinas já existentes, o princípio determinista aplica-se a máquinas de precisão que ainda têm de ser concebidas e, por isso, também é um princípio e uma filosofia de design.

O “error budget” é uma ferramenta determinista importante que fornece uma maneira sistemática de prever e/ou controlar os erros repetitivos e não repetitivos de uma máquina. O “error budget” trata-se de modelo de máquina no seu ambiente expresso em termos de relacionamento causa e efeito. Também ajuda a identificar onde concentrar recursos para melhorar a precisão de uma máquina existente ou de um sistema em desenvolvimento. Muitas vezes, as informações necessárias para uma nova máquina podem ser estimadas a partir de testes ou experiências adquiridas através de máquinas existentes ou determinadas a partir de modelos analíticos tais como análise de elementos finitos (MEF).

Princípio do alinhamento

Segundo Spotts (2004), ao medir-se o deslocamento de um ponto determinado, não é suficiente que se tenha o eixo do sistema de medição paralelo à direção do movimento, mas o eixo deverá também estar alinhado com o ponto, formando um único eixo de movimento.

Smith & Chetwynd (1992), mostram através da Figura 2.1, que as razões para este tipo de afirmação podem ser evidenciadas claramente. Assumindo que a linha de centro do objeto (BB) seja paralelo à linha de centro do instrumento AA (o que dificilmente é conseguido na prática) e que a distância h não seja perfeitamente perpendicular aos dois eixos, então existirá um erro devido à inclinação contida na leitura S referente ao deslocamento t do ponto P dado pelo ângulo θ e que pode ser aproximado com $\delta \sim h\theta$. Por outro lado se o desalinhamento θ for aos eixos A e B , a variação do ponto P , em uma distância t_0 , será acusada pelo sensor como sendo (S_0):

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

Figura 2.1- Medição de um deslocamento onde o princípio do alinhamento não é satisfeito (SMITH & CHETWYND, 1992)

Princípio da Simetria

Segundo Hale (1999), há muitos benefícios de usar simetria em projetos. Desenhos simétricos são simples de analisar, exigem menos informações construtivas, e muitas vezes permitem uma medição e fabricação mais precisa. No que diz respeito às máquinas de precisão, a simetria pode reduzir significativamente os erros que ocorrem em direções normais ao gerador da simetria, por exemplo, a linha ou plano. Não só deve o componente ser simétrico, mas as cargas (forças ou calor) também devem ser simétricas para evitar erros. Simetria sobre um único plano normalmente é fácil de conseguir em um projeto e é possível alinhando os componentes para cancelar os erros na direção de maior sensibilidade. Um segundo

plano de simetria é mais difícil ou talvez impraticável para atingir uma simetria global, mas os esforços para criar locais simétricos podem ser a solução para o problema.

Princípio da separação dos erros sistemáticos

NAKAZAWA (1994), diz que este princípio é útil para tratar erros de máquina ferramenta de duas categorias, erro repetível e não repetível. Uma máquina-ferramenta com erro repetível é a que traz a ferramenta para a mesma posição em relação ao trabalho a cada vez que é comandada para fazer. A máquina-ferramenta com erro repetível está longe de lidar em termos de erros do que uma máquina não repetível. Porém isto só é verdade se ela não tem um controle de localizar e eliminar erros ou fontes de compensá-los.

A correção de um erro não repetível pode ser feita através da determinação da relação sistemática com a fonte de erro, ou pode ser reduzido para um nível satisfatório, trazendo a fonte do erro sob controle e/ou isolá-lo do sistema. Uma vez que os erros significativos são sistemáticos, corrigir fisicamente ou compensar os seus efeitos são formas eficazes para melhorar a precisão.

Aparentemente erros não repetitivos têm fontes de erro que podem ser identificados, por exemplo, variações de temperatura do ambiente. Uma vez identificada, o erro pode ser reduzido para um nível satisfatório por vários meios.

Erros que existem em separado ou conjunto na peça e na máquina de medição e são combinados nos dados de medição devem ser corrigidos. Para a separação dos erros dos dados de medição são necessárias dois ou mais ensaios e a manipulação apropriada destes dados.

Princípio do controle térmico

A temperatura padrão internacional, onde um objeto sólido tem o seu verdadeiro tamanho, é 20°C. Isto implica que a distribuição de temperatura deve ser uniforme ao longo da peça de trabalho. Pelo acordo internacional de metrologia, qualquer outra temperatura contém erros induzidos termicamente, embora os

componentes possam ser reduzidos sistematicamente através da compensação. Os erros induzidos termicamente na máquina de medição ou máquina ferramenta são geralmente mais importantes por causa de seu tamanho e complexidade (HALE, 1999).

Donaldson (1979) descreve uma série de métodos para aumentar a estabilidade térmica de uma máquina ou peça de trabalho. Os métodos geralmente seguem uma ordem de passiva para ativa e deve ser considerada a ordem de preferência para qualquer projeto da máquina.

- **Reduzindo a sensibilidade**

a) Projeto estrutural: obter distribuições de temperatura simétricas em estruturas simétrica ajuda a reduzir distorções.

b) Expansão de materiais: Use materiais de baixo coeficiente de dilatação térmica para reduzir as variações na geometria devido a variações de temperatura.

- **Gerenciando fontes de calor**

a) Eliminar: Coloque todas as fontes de calor necessárias fora do ambiente controlado na medida do possível e elimine as fontes de calor desnecessárias.

b) Reduzir: Usar componentes que dissipam menos calor.

c) Isolar: Capture o calor perto da fonte ou evite sua propagação no ambiente controlado.

d) Evitar calor em “cascata”: Fluidos que removem calor de uma fonte isolada devem retornar diretamente ao sistema de controle de temperatura ao invés de fluir ao longo outras partes sensíveis do sistema.

e) Manter fontes de calor constante: fontes de calor necessárias dentro do ambiente controlado tais como luzes, devem permanecer acesas constantemente.

- **Ambiente de controle da máquina**

a) Controle de temperatura do ar ambiente: Reduzir variações de temperatura na máquina controlando a temperatura do ar em torno dela.

b) Isolar a sala de máquinas: Prevenir dispersão de calor para dentro ou fora da sala da máquina para reduzir a variação na temperatura do ar da sala.

c) Isole a estrutura da máquina: Controlar a temperatura do circuito de medição.

d) Temperatura de controle da peça: Use um fluido com temperatura controlada que flui sobre a peça de trabalho para controlar a sua temperatura.

e) Isolar o operador da máquina: O corpo humano representa uma fonte de calor de cerca de 100 watts.

Princípio da seleção dos materiais

A seleção de materiais pode envolver algumas das decisões mais importantes tomadas em um projeto de máquinas de precisão. Mesmo quando a escolha óbvia é o aço, por exemplo, existem mais escolhas sutis a se fazer sobre o tipo de aço ou liga, tratamento térmico e dureza, e outras etapas de processamento de materiais (adesão, usinagem, tratamento de superfície, etc.) O nível de informação vai das propriedades básicas da física ao conhecimento prático da ciência dos materiais (HALE, 1999)

Todos estes princípios e definições devem ser analisados e em conjunto servem de base para a concepção de um modelo original. O projeto deste trabalho tentou reunir a maioria dos princípios apresentados, tendo como principal alicerce o princípio determinista.

2.4- Sistemas para posicionamento de ultraprecisão

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

A construção da maioria dos sistemas posicionadores tem como preocupação básica a obtenção de precisão na direção de posicionamento. Sistemas posicionadores mais complexos normalmente empregam atuadores de precisão de pequeno curso e grande rigidez para a compensação de erros geométricos (MONTANARI, 1999). Existe uma abordagem que é utilizada quando se pretende obter um deslocamento com percurso longo, que consiste na implementação de sistemas de posicionamento de dois estágios. Um estágio realiza o posicionamento grosseiro (submicrométrico) de longo percurso e o segundo estágio realiza o posicionamento fino (subnanométrico) de pequeno curso (VÁSQUEZ, 1994).

A Figura 2.2 mostra a estrutura funcional de um posicionador, representada através de um fluxograma, começando no controlador e terminando no sistema de medição de sensores.

Figura 2.2 – Estrutura funcional de um posicionador (TAVARES, 1995)

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

2.4.1 Componentes mecânicos

Os componentes básicos que constituem um sistema de posicionamento são:

a) guias de movimento, b) transmissões mecânicas, c) acionamentos e d) sensores de medição.

a) Guias de Movimento

Guias são componentes estruturais que permitem o movimento de um elemento em relação a outro, sendo que em geral, o movimento é restrito a um grau de liberdade (SLOCUM, 1992). Portanto, ficam também definidos quais os graus de liberdade que devem ter os movimentos bloqueados. Em sistemas de posicionamento de ultraprecisão, as guias possuem um projeto bastante criterioso por ser de extrema importância no desempenho do sistema. Como já citado, estes sistemas devem responder com rapidez a sinais de entrada muito pequenos. Por este motivo, as guias devem ter baixo coeficiente de atrito.

b) Transmissões Mecânicas

Dois tipos de elementos de transmissões mecânicas podem ser relacionados segundo sua função, sendo definidas como transmissões transformadoras ou conversoras.

Transmissões transformadoras

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

Em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, transmissões transformadoras devem ser evitadas devido aos efeitos negativos que podem introduzir, como folgas, próprias das reduções de engrenagens, e elasticidades não toleradas (SLOCUM, 1992).

Transmissões conversoras

Sua função principal é a de realizar a conversão de movimento de rotação, em movimento de translação. Como exemplos, têm-se os fusos de esferas recirculantes, fusos aerostáticos ou hidrostáticos e pinhão-cremalheira. Na maioria dos casos os movimentos de rotação provem diretamente do eixo de um servomotor ou da saída de uma transmissão transformadora (BURATO, 2006).

c) Acionamentos

Existem diversos mecanismos acionadores para projetos de máquinas de precisão, porém para este trabalho iremos dar ênfase aos atuadores piezelétricos.

Atuadores Piezelétricos

O efeito piezelétrico foi descoberto pelos irmãos Curie em 1880 e utilizado na prática pela primeira vez por P. Langevin em sonares durante a primeira guerra mundial (1916).

Langevin utilizou quartzo acoplado a massas metálicas para gerar ultrassom na faixa de quilo Hertz. Após a Primeira Guerra Mundial, devido à dificuldade de se excitar transdutores construídos com quartzo por causa da demanda por alta tensão, iniciou-se o desenvolvimento de materiais piezelétricos sintéticos, (FUJINO, 2006).

Um material piezelétrico tem estrutura cristalina que produz tensão em sua superfície quando tracionado ou comprimido (SLOCUM, 1992). Por outro lado em aplicações de acionamento, os elementos cerâmicos são utilizados de maneira inversa a este, isto é, uma mudança geométrica do contorno externo do material é provocada devido à aplicação de uma tensão elétrica.

Seja um disco piezelétrico polarizado representado na Figura 2.3, na direção indicada P que carrega eletrodos nas duas faces, então um esforço de compressão gera uma corrente transiente externa ao circuito. Sem o esforço for de tração, a corrente é direcionada ao sentido oposto (Figura 2.3 (a)). Na Figura 2.3 (b), é aplicado um campo elétrico no cristal, que produz uma deformação negativa; se o campo for contrário, a deformação é positiva.

Figura 2.3 - (a) efeito piezoelétrico direto e (b) efeito indireto: (i) contração; (ii) expansão. As linhas tracejadas indicam as dimensões originais. (MOULSON; HERBERT, 2003)

Nas substâncias cristalinas de um atuador piezelétrico são empregados materiais cerâmicos sintetizados à base de bário (Ba), chumbo (Pb), titânio (Ti) e zircônio (Zr), que são baseados na propriedade de induzir carga elétrica proporcional à mecânica aplicada (TAVARES, 1995).

Um atuador piezelétrico converte energia elétrica em movimento linear (energia mecânica) sem limites de resolução e são projetados para combinar grande precisão com uma longa vida útil em aplicações científicas e industriais. A Figura 2.4 mostra dois atuadores piezelétricos comerciais do tipo que será usado nesse trabalho.

Figura 2.4- Atuadores piezelétricos (PHYSIK INSTRUMENTE, 2009).

A expansão piezelétrica é muito empregada na movimentação e no posicionamento de sistemas mecânicos. Essa deformação é alcançada pela aplicação dos efeitos longitudinais ou transversais os quais podem ser observados na Figura 2.5, (WECK et al., 1991).

Figura 2.5- Tipos de atuadores piezoelétrico (WECK et al., 1991)

O efeito longitudinal descreve a deformação na direção de polarização (E) do elemento piezelétrico (Figura 2.5 a). Para uma pilha de elementos piezelétricos, denominada de transdutor, o resultado da deformação (Δl) equivale ao somatório das deformações de cada um dos elementos isoladamente. Esse tipo de configuração é muito usado e consiste em vários discos cerâmicos com espessura variando entre 0,3 a 1 mm. Cada disco encontra-se situado entre placas planas condutoras (eletrodos); os vários conjuntos estão unidos entre si por um tipo de cimento epóxi isolante. Por fim, o arranjo completo é lacrado hermeticamente em uma cápsula de aço. Desta forma, esse tipo de configuração alcança boa rigidez e alta resistência mecânica associada às características dinâmicas próprias dos piezelétricos (CAMPOS RUBIO, 2000).

Por outro lado, o efeito transversal descreve a contração transversal (Δl) do elemento piezelétrico devido à tensão aplicada na direção de polarização (DP). Isso 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 nesse efeito é o que se utiliza da conexão de lâminas em paralelo (Tipo laminar) (Figura 2.5 b). Nesse tipo de arranjo, o número de lâminas colocadas em paralelo determina a rigidez e estabilidade do atuador (BURATO, 2006).

O atuador bimorfo é um tipo especial de atuador piezelétrico constituído de duas lâminas de cristais piezelétricos manufaturadas convenientemente (Figura 2.5 c). Essas duas lâminas são unidas de modo que quando aplicado o campo elétrico sobre os cristais, o movimento por ele efetuados seja do tipo de um atuador rotativo de curso limitado, com centro de giro na extremidade oposta do atuador (CAMPOS RUBIO, 2000).

No entanto, deve ser evitada a aplicação de tensões muito altas. Se uma tensão reversa (que provoca contração) superior a 20% do valor da nominal for aplicada, o piezelétrico despolariza-se irreversivelmente. Além disso, tensões muito altas criam canais de condução elétrica na cerâmica, ocorrendo um curto circuito, diminuindo, então, a sua resistência e prejudicando a sua expansão (CAMPOS RUBIO et al., 1997).

O modelo de atuador utilizado na PFA é o P410.30 da Physik Instrumente, que possui deslocamento máximo de 30 μm a uma tensão de 800 Volts.

Como aspecto negativo dos atuadores piezelétricos destaca-se a presença de histerese como o descrito a seguir.

Histerese

Quando se trabalha com materiais piezelétricos, o maior problema encontrado é a histerese. A histerese, no caso destes materiais, é a diferença de tamanho do material antes de se aplicar uma tensão e após a sua retirada. Quando é aplicada uma tensão de entrada no piezelétrico, há um deslocamento dos cristais. No entanto, quando a tensão é retirada, há uma defasagem entre a curva de entrada e a curva de saída (TZEN et al., 2003). Essa defasagem recebe o nome de histerese

sendo proporcional ao deslocamento dos atuadores. Seu efeito está demonstrado no gráfico da Figura 2.6, retratando o efeito da histerese em um cristal piezelétrico (tensão x deslocamento).

Figura 2.6- Curva de Histerese de um cristal piezelétrico (TZEN et al., 2003).

Segundo Campos Rubio (2000), o efeito de histerese pode alcançar até 15% da expansão total do piezelétrico. Porém, pode ser corrigido por um sistema de controle que realiza o sensoriamento da posição e a correção do desvio. Alguns atuadores comerciais possuem internamente uma ponte de Wheatstone de extensômetros, ou sensores capacitivos ou indutivos com essa finalidade.

d) Sensores de medição

Em geral, os sistemas físicos, tais como as máquinas-ferramenta, uma vez projetadas e desenvolvidas, apresentam um comportamento dinâmico que não necessariamente atende aos requerimentos da aplicação. Logo, deve-se empregar algum meio de compensação. O princípio fundamental dos métodos de compensação baseados na teoria de controle é a realimentação de sinais do processo (as saídas e/ou os estados) mensuráveis. Portanto, em todo sistema de controle, a utilização de sensores, transdutores e circuitos de condicionamento de sinais, que possibilitem a medição das variáveis de interesse, é questão fundamental (BURATO, 2006).

Em um posicionador de ultraprecisão, os sensores são responsáveis pela determinação da posição real de seus elementos móveis, como a posição de

translação de guias e a posição angular de fusos e mesas rotativas. Os sensores ou os transdutores são os elementos de um sistema qualquer de medição, que fornecem sinais de medição analógicos ou digitais, de forma incremental ou absoluta. Estes sensores, empregados em posicionadores de ultraprecisão devem permitir leituras das grandezas medidas, com precisão e resolução submicrométrica ou mesmo nanométrica, permitindo avaliações automáticas de valores reais (MONTANARI, 1999). Dentre os vários tipos de sensores e transdutores, podem-se destacar os seguintes:

Transdutores de Posição Indutivos

Os transdutores indutivos, Figura 2.7, utilizam o princípio de indução eletromagnética para medir deslocamentos, através da medição da variação de impedância de uma ponteira indutiva, a qual é proporcional a variação da distância entre a ponteira e um objeto de material condutor (de baixa permeabilidade). Alumínio, cobre e bronze, são bons elementos para este fim. Um exemplo de sensor indutivo inclui a escala indutiva, que são utilizadas em medições incrementais de deslocamentos lineares e angulares (SLOCUM, 1992).

Figura 2.7- Transdutor Indutivo (SLOCUM, 1992)

Transdutores de Posição Capacitivos

O princípio de medição de um sistema capacitivo dimensional é com base na função de um condensador de placas-paralelas.

A leitura do deslocamento propriamente dito é uma medição da capacitância entre a superfície de referencia do sensor de superfície e a superfície de contato condutora, que é diretamente proporcional à alteração desta distância.

Os sensores utilizados neste trabalho são PI Seca Sensor™ da marca Physik Instrument® que apresentam um eletrodo de guarda especial que garante a homogeneidade do campo eléctrico, protegendo-o de perturbações externas.

Devido aos sensores capacitivos possuírem maior sensibilidade que praticamente qualquer outro tipo de sensor analógico, eles são frequentemente utilizados como dispositivos de realimentação, para posicionadores de curso pequeno com resolução nanométrica (SLOCUM, 1992). A figura 2.8 mostra um transdutor capacitivo visto em partes.

Figura 2.8- Transdutor Capacitivo (SLOCUM, 1992)

2.5 Características gerais dos PFA

No início das pesquisas, na década de 1980, os PFA eram compostos apenas por um suporte para ferramenta e um atuador piezelétrico como mostra a Figura 2.9. Com o passar dos estudos, pesquisadores começaram a perceber que os atuadores piezelétricos geravam histerese (deslocamento residual), conforme já visto na seção 2.5.3.2.

Figura 2.9- Esquema de um porta-ferramenta com um atuador piezoelétrico. (GAO, et. al. 2006)

Devido a esse deslocamento residual, o porta-ferramenta perdia sua função básica, que seria usinar com precisão. Era necessário controlar este deslocamento. Assim, surgiu a necessidade de um porta-ferramenta assistido, o qual seria composto basicamente por quatro partes principais: um suporte para a ferramenta de corte; um atuador piezoelétrico; um sensor de deslocamento como mostra a Figura 2.10 e, por fim, um sistema de controle.

Figura 2.10- Visão esquemática de um PFA. (GAO W., et. al. 2006-adaptado)

Outro tipo de PFA com sensor de deslocamento e atuador piezoelétrico foi apresentado por Arald (2003), como mostra a Figura 2.11.

Figura 2.11- Esquema de PFA com sensor de deslocamento capacitivo (ARALD, 2003)

Burato (2006) apresentou em seu trabalho um projeto de PFA (figura 2.12) onde conseguiu simulações de usinagens de até 25 μm e frequências de acionamento de até 10 Hz.

Figura 2.12 - PFA em vista explodida (BURATO, 2006)

Para se projetar um PFA novo ou aprimorar um já existente, além das teorias de projeto já vistas neste capítulo, existe a necessidade de se conhecer a teoria de elementos finitos, que irá ser utilizada na fase de modelamento e simulação do projeto.

2.6 Teoria de elementos finitos

2.6.1 Introdução

O desenvolvimento do Método dos Elementos Finitos (MEF) teve suas origens no final do século XVIII, quando Gauss propôs a utilização de funções de aproximação para a solução de problemas matemáticos. Durante mais de um século, diversos matemáticos desenvolveram teorias e técnicas analíticas para a solução de problemas, entretanto, pouco se evoluiu devido à dificuldade e à limitação existente no processamento de equações algébricas (GALLAGHER, 1975). O desenvolvimento prático desta análise ocorreu somente muito mais tarde em consequência dos avanços tecnológicos, por volta de 1950, com o advento da computação. Isto permitiu a elaboração e a resolução de sistemas de equações complexas (GALLAGHER, 1975). Em 1956, Turner, Clough, Martins e Topp, trabalhando em um projeto de aeronaves para a Boeing, propuseram um método de análise estrutural, similar ao MEF. Mais tarde, em 1960, estes autores utilizaram pela primeira vez o nome de Método dos Elementos Finitos, descrevendo-o. A partir de então, seu desenvolvimento foi exponencial, sendo aplicado em diversas áreas da Engenharia, Medicina, Odontologia e áreas afins (COOK, 1989).

Em linhas gerais, pode-se definir o MEF como um método matemático, no qual um meio contínuo é discretizado (subdividido) em elementos que mantêm as propriedades de quem os originou. Esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos de forma a prever o comportamento desejado.

Neste trabalho não iremos focar o MEF e sim a aplicação dele que será realizado em Ansys®. Quaisquer tópicos que seja necessária a apresentação de fórmulas ou métodos serão apresentados com uma breve teoria.

2.6.2 Simulação em Ansys®

Todo o estudo de simulação em Ansys® deste tópico foi baseado em conteúdos de ajuda do próprio programa, sendo assim referenciado.

Ansys® é um dos softwares comerciais mais utilizados na engenharia para resolução de problemas que envolvem o Método dos Elementos Finitos (MEF). Atualmente, Ansys® pode ser utilizado em muitos ramos da engenharia, abrangendo a aeroespacial, automotiva, eletrônica e nuclear.

No entanto, para se utilizar o Ansys® ou qualquer outro programa que trabalhe com o MEF, é imprescindível que se entenda conceitos básicos e limitações deste.

Segundo Moaveni (1999), existem três fases que envolvem uma análise de MEF para o uso do software Ansys® ou qualquer outro software de CAE:

Fase de Pré-Processamento

É caracterizada por:

- ✓ Criar e discretizar o domínio no MEF, ou seja, ao modelá-lo, subdividir o problema em nós e elementos.
- ✓ Assumir uma função de forma para representar o comportamento físico de cada elemento, ou seja, uma função de aproximação contínua é assumida para representar a solução do elemento.
- ✓ Desenvolver equações para um elemento.
- ✓ Juntar os elementos para representar o problema inteiro. Construir a matriz de rigidez global.
- ✓ Aplicar condições de contorno, condições iniciais e carregamento.

Fase de Solução:

Resolver simultaneamente um conjunto de equações algébricas lineares para se obter soluções nodais, como valores de deslocamentos de diferentes nós, tensões, temperaturas, frequências nodais, etc.

Fase de Pós-Processamento

Obter as informações em formatos de listas ou gráficos, como a distribuição de pressão, tensão mecânica, deformação mecânica, temperatura e outros parâmetros importantes ao longo da estrutura ou mesmo ao longo do tempo.

No geral, muitos dos passos acima são completados automaticamente pelo Ansys® após a definição do tipo de material e do tipo de análise a ser seguida.

2.6.2.1 Geração de Malhas

Em modelagem sólida MEF, o software Ansys® realiza cálculos em uma série de locais distintos dentro do domínio. O objetivo é decompor o domínio em uma malha com numero adequado de elementos para um resultado preciso. Os elementos de construção básicos para uma malha 3D são os apresentados na Figura 2.13.

Figura 2.13- Modelos de elementos básicos. a) tetraédrico; b) hexaédrico c) piramidal; d) prismático.

A qualidade da malha tem um papel significativo na precisão e estabilidade do cálculo numérico. Para uma boa malha são necessários três componentes:

1. Resolução adequada
2. Distribuição apropriada da malha
3. Boa qualidade da malha

Os dois primeiros itens dependem do processo de malha global a ser utilizado como funções avançadas de geração de malhas, métodos específicos de criação e locação das malhas, refinamento local, etc. O terceiro item é dependente dos dois primeiros.

2.6.2.2 Refinamento local

Para áreas de articulações e contatos que pode exigir maior esforço do material, convém fazer um refinamento de malha localizado.

O software Ansys® possui vários níveis para especificar a quantidade de refinamento a ser feito. O valor deste nível deve ser um número inteiro de 1 a 5, onde um valor de 1 fornece refinamento mínimo e um valor máximo de 5. Para níveis iguais a 1, as bordas dos elementos resultantes da região refinada são aproximadamente a metade dos comprimentos das arestas originais. Quando o nível é 5, as arestas dos elementos resultantes são de aproximadamente 1/9 dos comprimentos das arestas originais, conforme Tabela 2.1.

Tabela 2.1- Tabela referencial para refinamento localizado

<i>Nível de refinamento</i>	<i>Aproximado comprimento da aresta do elemento</i>
1	1/2
2	1/3
3	1/4
4	1/8
5	1/9

Quanto maior o nível de refinamento adotado, melhor tende a ser a qualidade da malha, porém maior é a quantidade de cálculos a serem processados.

2.6.2.3 Análise de qualidade de malha

O software Ansys® dispõe de várias técnicas para avaliar se a qualidade da malha está apropriada para a fase de pré-processamento. Neste trabalho iremos focar o método de skewness, cuja principal função é quantificar o quão próximo o elemento está do ideal, ou seja, quanto menor é a sua distorção. Vale lembrar que elementos distorcidos podem trazer resultados incorretos locais. Para o caso de dimensionamento, o acúmulo de dados incorretos pode levar a um projeto deficiente.

Assim, este método é definido como:

$$\text{Skewness} = \frac{\text{tamanho ótimo de elemento} - \text{tamanho de elemento}}{\text{tamanho ótimo de elemento}} \quad (2.2)$$

Na Figura 2.14 observa-se a relação entre os tamanhos entre um elemento ótimo e um elemento qualquer atual.

Figura 2.14- Elementos ótimos e um elemento qualquer circunferenciados.

A Tabela 2.2 lista os valores médios do tamanho de elemento global de e a qualidade do elemento correspondente ao método de Skewness

Tabela 2.2- Referencia de valores obtidos para o critério de Skewness

<i>Valores médios de Skewness</i>	<i>Qualidade da malha</i>
0,98 — 1,00	inaceitável
0,95 — 0,98	ruim
0,80 — 0,95	aceitável
0,50 — 0,80	boa
0,25 — 0,50	muito boa
0,00 — 0,25	excelente

Para este trabalho, é conveniente adotar valores de skewness na regiões críticas não inferiores a qualidade aceitável da malha com o intuito de se obter resultados pós processamento aceitáveis.

2.6.2.4 Análise de Fadiga

Um material pode sofrer degradação de suas propriedades mecânicas e falhar sob esforços cíclicos com tensão abaixo da máxima que suportaria em um carregamento estático elástico, como o limite de escoamento. Este processo é definido como fadiga.

Vários estudos foram realizados para compreender melhor este processo, e os primeiros foram desenvolvidos por W. A. J. Albert (1837), na Alemanha. Contudo, a investigação mais ampla foi realizada por Wöhler (1860), que definiu as curvas 'S-N' (amplitude - número de ciclos), realizando ensaios cíclicos onde eram aplicadas sucessivamente tensão de tração e compressão de módulos iguais até que ocorresse a falha por fadiga.

A partir desses ensaios foram definidos os parâmetros que são utilizados atualmente: a tensão de tração é a tensão máxima e numericamente igual à amplitude de tensões aplicada (σ_a), e a tensão de compressão é a tensão mínima. Assim, nas curvas S-N de Wohler a tensão média (σ_m) no ciclo de tensões é nula e a razão entre tensão mínima e tensão máxima (R) é -1 (DOWLING,1999). Estes parâmetros são definidos como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.3)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.4)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.5)$$

A Figura 2.15 apresenta estes parâmetros em um carregamento cíclico genérico de forma senoidal.

Figura 2.15- Ciclo senoidal de tensões que caracteriza um carregamento cíclico, em que são definidos os parâmetros σ_a e σ_m . (DOWLING, 2004).

Nas curvas S-N, para cada tensão aplicada há um número de ciclos até a fratura correspondente, e pode-se perceber que: quanto menor a tensão aplicada, maior será o seu respectivo número de ciclos até a fratura, até chegar a um valor de tensão definido como limite à fadiga (σ_e), abaixo do qual não haveria falha por fadiga e o número de ciclos seria infinito.

Por meio dos estudos das curvas S-N de Wohler, Basquin (1910) desenvolveu uma equação matemática que estabelece uma relação entre a amplitude de tensões (σ_a), o número de ciclos para fratura (N_f) e as características do material: coeficiente de Basquin (b), que varia entre $-0,05$ a $-0,12$ e o coeficiente de resistência à fadiga (σ'_f). Esta relação é dada por (ASM HANDBOOK, 1997):

$$\sigma_a = \sigma'_f \cdot (2N_f)^b \quad (2.6)$$

Conhecendo-se as tensões aplicadas e as características do material pode-se calcular a vida em fadiga, em número de ciclos, até a fratura.

A tensão média (σ_m) produz efeito na resistência à fadiga de um material. Em curvas S-N de um material obtidas com valores diferentes de tensão média, como mostra a Figura 2.16, para uma dada amplitude de tensão (σ_a), com o aumento da

tensão média (σ_m), ocorre a diminuição da vida em fadiga (MEYERS, 1999). Os efeitos de tensões residuais podem também contar como um efeito de tensão média e a introdução de tensões de compressão, em áreas críticas, reduz este efeito (ASM HANDBOOK, 1997):

Figura 2.16- Efeito da tensão média (σ_m) em curvas S-N. A vida em fadiga diminui com o aumento da tensão média (MEYERS, 1999).

Enquanto a relação de Basquin é válida somente quando a tensão média (σ_m) for igual a zero, Morrow (1968) apresentou uma modificação nessa relação levando em conta os efeitos da tensão média (σ_m), qualquer que seja o seu valor, mostrada na equação 2.7 (SURESH, 1998).

$$\sigma_a = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N_f)^b \quad (2.7)$$

A ferramenta de análise de fadiga do Ansys® suporta inúmeras condições de contorno, assim como algumas das principais teorias de fadiga. O critério para determinar o número de ciclos de vida escolhida para este projeto foi a de Morrow devido a sua abrangência em relação, como já visto aos efeitos da tensão média.

Para o experimento de simulação deste projeto, considerou-se a opção "fully reversed" que compreende uma reversão na força aplica de até 90% em torno de 0 como mostra a Figura 2.17 de 10^{12} ciclos.

Figura 2.17 - Reversão de 90% de força em torno de zero.

O capítulo seguinte irá referenciar a teoria de controle, que é essencial neste trabalho para garantir uma usinagem de qualidade e precisão.

Capítulo 3

Considerações sobre teoria de controle

3.1 Introdução

O primeiro trabalho significativo sobre sistemas de controle aplicado foi o de controle de velocidade de uma máquina a vapor, século XVIII construído por James Watt (OGATA, 2003). Esse controle, desenvolvido em 1788, pode ser considerado o primeiro sistema de controle com retroação, não envolvendo o operador humano, utilizado largamente. Maxwell, em 1868, fez um estudo analítico da estabilidade deste regulador de velocidade (D'AZZO, 1984).

Em 1922, Minorsky trabalhou em controladores automáticos para pilotagem em embarcações e demonstrou como a estabilidade poderia ser determinada a partir de equações diferenciais que descrevem o sistema. Em 1932, Nyquist desenvolveu um procedimento relativamente simples para a determinação da estabilidade de sistemas de malha fechada com base na resposta de malha aberta a excitações senoidais estacionárias.

Em 1934, Hazen, introduziu o termo servomecanismos para sistemas de controle de posição e aperfeiçoou o projeto de servomecanismos a relé, capaz de acompanhar de perto uma variação de entrada (OGATA, 2003).

Os estudos e postulados de Sperry e Minorsky culminaram no primeiro projeto de um controlador automático do tipo PID, e que até hoje continua sendo um

dos mais usados em sistemas de navegação e também como controladores industriais (ROBERTS et al., 2003).

Com o desenvolvimento dos sistemas de controle, surgiram técnicas de controle cada vez mais modernas, como é o caso dos sistemas de controle Proporcional-Integral-Derivativo (PID) e Sistemas de Controle Proporcional.

A técnica de controle PID consiste em calcular um valor de atuação sobre o processo a partir das informações do valor desejado e do valor atual da variável do processo. Este valor de atuação é transformado em um sinal adequado ao atuador utilizado (válvula, motor, relé, atuador piezelétrico, entre outros), e deve garantir um controle estável e preciso.

De uma maneira bem simples, o PID é composto de três ações como mostra o esquema abaixo:

3.2 – Técnicas de Controle Convencionais

De uma forma geral, os métodos ou técnicas convencionais têm sido desenvolvidos com modelos matemáticos no domínio do tempo (controle moderno) e frequência (controle clássico) (OGATA, 2003). Dentre as técnicas de controle convencionais podemos destacar o controle proporcional (P), proporcional-integral (PI), proporcional-derivativo (PD) e o Proporcional-Integral-Derivativo (PID).

3.2.1 - Controle Proporcional (P)

Muitas vezes, processos simples podem ser controlados satisfatoriamente apenas com a ação proporcional, que trabalha através da multiplicação do sinal do erro e (diferença entre o valor atual e o esperado) por um fator K_p , que é especificado pelo usuário. O resultado dessa operação é usado como sinal de correção.

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 esse é mais rapidamente corrigido. Entretanto, se K_p é aumentado em demasia, a resposta do sistema dinâmico apresentará sobrepassagens muito altas, conforme mostra a Figura 3.1, 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 ($K_p * e$) não gerará um valor suficiente capaz de alterar a posição atual, dando origem a um erro denominado de regime permanente ou estacionário (CAMPOS RÚBIO, 2000).

Figura 3.1 – Resposta característica de um sistema dinâmico sub-amortecido com sobrepassagem e erro de regime permanente (CAMPOS RUBIO, 2000).

3.2.2 - Controle Integral (I)

O controle integral não é, isoladamente, uma técnica de controle, pois não pode ser empregado separado de uma ação proporcional. A ação integral consiste em uma resposta na saída do controlador que é proporcional à amplitude e duração do erro. A ação integral tem o efeito de eliminar o erro característico de um controle puramente proporcional (erro em regime permanente), e a adoção de um termo integral excessivamente atuante pode levar o processo à instabilidade. A adoção de um integral pouco atuante, retarda em demasia a estabilização do sistema.

3.2.3 Controle Proporcional Integral Derivativo (PID)

Apesar do constante avanço da tecnologia e do conhecimento científico na área de controle, controladores Proporcional-Integral-Derivativo, comumente conhecido como PID, ainda são muito utilizados na indústria. Controladores PID são

facilmente implementáveis, de baixo custo, robustos e versáteis, com a capacidade de fornecer comportamento transitório e de regime permanente satisfatórios para uma grande variedade de processos encontrados na indústria (CAMPESTRINI, 2006).

Segundo Caon Júnior (1999), o controlador PID soma à ação proporcional as ações integral e derivativa. A ação integral elimina erro em regime estacionário, pois o sinal de controle apresenta um valor não nulo quando o erro for nulo, podendo introduzir oscilação na resposta pelo aumento da ordem do sistema. A ação derivativa antecipa o erro atuante e produz ação corretiva mais cedo (pois responde a taxa de variação do erro atual).

Esse controlador atua nas variações do sistema através da combinação de três ações, em que a cada ação é atribuído um ganho ajustável. As ações são: proporcional ao sinal de erro atuante no sistema, na qual esse erro é a diferença entre a entrada de referência e a resposta na saída; integrativa ao sinal do erro atuante no sistema; derivativa ao sinal do erro atuante no sistema (DOMINGUES, 1993).

PARNICHKUN & NGAECHAROENKUL (2001), descrevem a função transferência, como:

$$\frac{u(s)}{e(s)} = Kp + \frac{K_i}{s} + K_d \cdot s \quad (3.1)$$

No entanto a equação mais usual do PID é apresentada a seguir:

$$u(t) = Kp \times \left(e(t) + Ti \times \int e(t)dt + Td \times \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (3.2)$$

Onde Kp , Ti e Td são os ganhos das parcelas P, I e D, e definem a intensidade de cada ação.

Bertucci Neto (1990) afirma que os parâmetros K_p , Ti ou Td se por um lado podem trazer muitas melhorias à variável de saída, por outro podem ser insignificantes, ou pior ainda, podem causar respostas desastrosas.

O aumento do ganho proporcional do controlador tem impacto direto na rapidez da resposta do sistema, no máximo sobrepasso do sinal de saída e no valor do erro de regime permanente. Quanto maior a ponderação da ação integral, o sistema tende a apresentar comportamento mais oscilatório e apresentar um sobrepasso mais elevado. A ação derivativa tem como propósito melhorar o comportamento transitório do sistema em malha fechada. Devido à dinâmica do processo, uma mudança na variável de controle somente irá aparecer na saída do processo após algum tempo. Assim, a ação de controle irá corrigir o erro do sistema com certo atraso.

Em resumo, a ação PID, com K_p , Ti ou Td , corrige erros, respectivamente do presente, passado e futuro de uma onda em relação à outra que está sendo gerada.

3.2.4 Ajuste dos Parâmetros PID

Em muitos casos é necessário ajuste dos parâmetros do controlador PID. Este ajuste pode ser feito por tentativa e erro, aplicando uma alteração nos parâmetros PID e verificando o desempenho do processo, até que o desempenho desejado seja obtido. Para isto é necessário conhecimento do efeito de cada parâmetro do PID sobre o desempenho do controle, além de experiência em diferentes processos. As definições de um bom desempenho de controle são também bastante variadas, e muitas vezes se espera do sistema uma resposta que ele não tem capacidade de atingir, independente do controlador utilizado.

Na Tabela 3.1 pode se observar um resumo do que cada um dos controladores faz quando recebem um sinal de onda aumentando ou diminuindo seus valores.

Tabela 3.1- Efeito de cada um dos parâmetros sobre o desempenho do processo

	<i>Aumentando</i>	<i>Diminuindo</i>
Proporcional (K_p)	• Torna-se mais rápido • Torna-se mais instável e mais oscilante • Maior <i>overshoot</i> (ultrapassar o sinal esperado)	• Mais lento • Estável • Menor <i>overshoot</i>
Integral (T_i)	• Atinge mais rápido o setpoint • Mais instável • Maior <i>overshoot</i>	• Mais lento • Mais estável • Diminui <i>overshoot</i>
Derivativo (T_d)	• Mais lento • Menor <i>overshoot</i>	• Mais rápido • Maior <i>overshoot</i>

Fazendo uma análise do trabalho de Pinheiro (2009), Burato (2006) e fazendo análises deste próprio trabalho cujos resultados estão apresentados no capítulo 6, chegou-se a algumas sugestões deste autor para a melhoria do controle PID no processo mostradas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2- Situações de processo e possíveis soluções ao controlador PID.

<i>Situação do processo</i>	<i>Alterações possíveis no PID</i>
Próximo ao set, porém com pouco <i>overshoot</i>	• Aumentar 10 a 20% o K_p • Diminuir T_i em 10% • Aumentar T_d em 50%
Próximo ao set, sem <i>overshoot</i> e demora em chegar ao set.	• Diminuir 10 a 20% o K_p • Aumentar T_i em 10% • Diminuir T_d em 50%
Após atingir set, há oscilação que reduz demoradamente.	• Aumentar K_p em 40%

Existem outros métodos para a sintonia dos controladores PID, dentre os mais conhecidos estão os propostos por Ziegler e Nichols que sugerem regras para a sintonia de controladores PID (o que significa ajustar os valores de K_p , T_i e T_d) baseadas na resposta experimental ao degrau ou no valor de K_p , que resulta de uma estabilidade marginal, quando somente uma ação proporcional é utilizada (OGATA, 2003). As regras de Ziegler e Nichols são úteis quando os modelos matemáticos da

planta são desconhecidos, embora também possam ser aplicadas ao projeto de modelos matemáticos conhecidos. Segundo, OGATA (2003), um dos métodos para obtenção dos parâmetros é descrito a seguir:

Método Ziegler e Nichols: Por este método deve-se obter experimentalmente a resposta da planta a uma entrada em degrau unitário. Se a planta não envolver nem integrador, nem pólos complexos conjugados dominantes, então tal curva de resposta ao degrau unitário pode aparecer em forma de S. (Se a resposta não apresenta uma curva em forma de S, este método não se aplica). Tais curvas de resposta podem ser obtidas experimentalmente ou a partir de simulação dinâmica da planta.

A curva em forma de S pode ser caracterizada por duas constantes, tempo de retardo L e constante de tempo T . o tempo de retardo e a constante de tempo são determinadas desenhando-se uma reta tangente no ponto de inflexão da curva em forma de S e determinando-se as interseções da tangente com o eixo dos tempos e com a reta $c(t) = k$, conforme mostra a Figura 3.2.

Figura 3.2- Curva de resposta em forma de S.

A função transferência pode ser aproximada por um sistema de primeira ordem com um atraso de transporte.

$$\frac{C(s)}{U(s)} = \frac{Ke^{-Ls}}{Ts + 1} \quad (3.3)$$

Ziegler e Nichols sugerem estabelecer os valores K_p , T_i e T_d de acordo com a Tabela 3.3.

Tabela 3.3- Sugestão de valores para K_p , T_i e T_d .

<i>Tipo de controlador</i>	K_p	T_i	T_d
P	T / L	∞	0
PI	$0,9(T / L)$	$T / 0,3$	0
PID	$1,2(T / L)$	$2L$	$0,5L$

Alguns autores fizeram uso das regras de Ziegler e Nichols como base para um refinamento, como exemplo MANTZ & TACCOMI (1989) elaboraram o uso de uma conexão particular do controlador clássico PID sugerido por Ziegler e Nichols, melhorando o comportamento da planta sem alterar as características iniciais do controlador. HANG et al. (1991) introduziu um fator de ponderação β sobre a referência desejada no termo proporcional.

Embora existam muitos métodos para se chegar a um valor próximo para as constantes K_p , T_d e T_i , nenhum método conseguiu uma fórmula que fosse capaz de sugerir valores exatos para estas constantes.

3.3 Filtros eletrônicos

Filtros eletrônicos constituem um tipo de circuito importante dentro de sistemas de instrumentação e comunicação, fazendo parte de uma área da eletrônica bastante vasta e complexa e, por isso, serão focados apenas os assuntos inerentes a este trabalho como os tipos de filtros e métodos de escolha de cada tipo para cada caso.

Os filtros separam sinais desejados dos indesejados, bloqueiam sinais de interferência, fortalecem sinais e alteram-nos para outras aplicações. Um filtro pode deixar passar uma banda de frequência e rejeitar outra. Segundo Nise (2009) os filtros podem ser passivos ou ativos.

Filtros passivos são constituídos por resistências, condensadores e bobinas. Possuem a característica de funcionar bem em altas frequências (até 100kHz), porém são necessárias bobinas volumosas e suas características físicas não permitem a utilização em circuitos integrados.

Filtros ativos são constituídos por resistências, condensadores e amplificadores operacionais. São compatíveis com técnicas de fabricação em circuitos integrados, funcionam bem em frequências abaixo de 1 MHz e possuem ganho de potência.

3.3.1 Tipos de filtros

De acordo com Nise (2009), do ponto de vista funcional e de acordo com o tipo de filtragem, os filtros podem ser:

- passa-baixo

Este filtro é utilizado para atenuar frequências acima de determinado limite, conforme mostra Figura 3.3. sendo frequência ω_p (posição).

Figura 3.3- Exemplo de filtro passa-baixo

- passa-alto (atenua frequências abaixo de determinado limite)

Este filtro é utilizado para atenuar frequências abaixo de determinado limite, conforme mostra Figura 3.4

Figura 3.4- Exemplo de filtro passa-alto

- passa-banda (atenua frequências abaixo e acima de determinados limites);

Este filtro é utilizado para atenuar frequências abaixo e acima de determinados limites, conforme mostra Figura 3.5.

Figura 3.5- Exemplo de filtro passa-banda

- rejeita-banda (atenua frequências entre dois limites);.

Este filtro é utilizado para atenuar frequências entre dois limites, conforme mostra Figura 3.6.

Figura 3.6- Exemplo de filtro rejeita banda

Para este trabalho, somente serão abordados os filtros passa-baixa. Esta restrição no estudo em relação aos outros tipos é relevante na medida em que este é o tipo de filtro a partir do qual os outros (passa-alto, passa-banda, rejeita banda) são projetados, com o auxílio de transformações envolvendo a transformada complexa de Fourier.

3.3.1.1 Filtro Passa-baixas (SEDRA & SMITH, 2000)

O projeto de um filtro se inicia com o usuário especificando as características de transmissão exigidas pelo filtro. A Figura 3.7 mostra as especificações reais para as características de transmissão de um filtro passa-baixas. Na prática, um circuito físico não pode fornecer uma transmissão constante em todas as frequências na faixa de passagem e, portanto, as especificações devem considerar um desvio de transmissão na faixa de passagem em relação à ideal zero dB, impondo um limite, $A_{máx}$ (dB), para esse desvio. Dependendo da aplicação, a faixa de $A_{máx}$ varia tipicamente de 0,05 a 3dB. As especificações da Figura 3.7 admitem também alguma transmissão na faixa de bloqueio. Contudo, as especificações requerem que os sinais na faixa de bloqueio sejam atenuados em pelo menos $A_{mín}$ (dB) em relação aos sinais da faixa de passagem. Dependendo da aplicação do filtro, $A_{mín}$ pode variar de 20 a 100dB (SEDRA & SMITH, 2000).

Figura 3.7- Especificação das características de transmissão do filtro passa-baixas (SEDRA & SMITH, 2000).

Como a transmissão de um circuito físico não pode mudar abruptamente na borda da faixa de passagem, as especificações da Figura 3.7 apresentam uma faixa de frequências na qual a atenuação aumenta de cerca de 0dB a $A_{\min}$. Essa faixa de transição se estende da borda da faixa de passagem ω_p até a borda da faixa de bloqueio ω_s . A razão ω_s/ω_p é normalmente usada como medida da nitidez do filtro passa-baixas e é chamada de fator de seletividade. Finalmente, pode ser observado que, por conveniência, a transmissão na faixa de passagem é especificada como 0dB. Contudo, o filtro final pode ter um determinado ganho na faixa de passagem, se desejado, sem alteração em suas características de seletividade (SEDRA & SMITH, 2000).

SEDRA & SMITH (2000) ainda resumem a transmissão de um filtro passa-baixas é especificada por quatro parâmetros:

1. a borda da faixa de passagem, ω_p ,
2. a variação máxima permitida na transmissão da faixa de passagem, $A_{\max}$,
3. a borda da faixa de bloqueio, ω_s ,
4. a atenuação mínima necessária para a faixa de bloqueio, $A_{\min}$.

Quanto mais severo for a especificação do filtro, ou seja, $A_{\max}$ menor, $A_{\min}$ maior e/ou a razão de seletividade ω_s/ω_p mais perto da unidade, mais próxima será a resposta deste filtro da ideal. No entanto, o circuito do filtro resultante será mais complexo (PINHEIRO, 2009).

Função transferência do filtro

A função transferência do filtro $T(s)$ pode ser descrita como uma razão de dois polinômios:

$$T(s) = \frac{a_M s^M + a_{M-1} s^{M-1} + \dots + a_0}{s^N + b_{N-1} s^{N-1} + \dots + b_0} \quad (3.4)$$

O grau do denominador, N , é a ordem do filtro. Para o circuito do filtro ser estável, o grau do numerador deve ser menor ou igual ao do denominador ($M \leq N$).

Os coeficientes do numerador e do denominador $a_0, a_1, \dots, a_M$ e $b_0, b_1, \dots, b_{N-1}$, são números reais.

3.3.2 Modelos de Filtros

Existem vários modelos de filtros e sua utilização depende da aplicação. Entre os mais utilizados destacam-se Butterworth, Chebyshev, Bessel, Chebyshev inverso e elíptico. A diferença entre os modelos de filtros mais utilizados se dá no valor numérico dos coeficientes dos polinômios em s que definem as suas Funções de Transferência (FTs), sendo a exceção mais notável a esta regra os filtros elípticos, cujas FTs correspondem a frações racionais mais elaboradas e os circuitos que os implementam são, em geral, mais complexos do que aqueles utilizados nos de Chebyshev, Butterworth, Bessel e Chebyshev inverso.

Os coeficientes moldam as propriedades e as características de cada modelo. Cada modelo aperfeiçoa uma determinada característica de projeto: a de Butterworth é a que proporciona o melhor aplanamento da banda de passagem, a de Chebyshev é a mais íngreme na banda de transição e o de Bessel é a que apresenta a fase mais linear na banda de passagem.

As funções de aproximação utilizadas no projeto de filtros tentam ajustar-se ao filtro ideal, que prova ser matematicamente irrealizável, e que consiste num filtro em que as separações entre bandas de passagem e bandas de rejeição são verticais. Nos filtros práticos, seja qual for a família ou aproximação, entre cada banda de passagem e banda de rejeição adjacente existe uma banda de transição, de determinada largura na frequência, em que o ganho (ou a atenuação) do filtro transita, com declive finito, de valores mínimos para máximos. Quanto mais abrupto for esse declive, ou seja, quanto mais estreita (em termos relativos) for a banda de transição, maior será a ordem do filtro. E quanto maior a ordem, mais complexo e dispendioso é o circuito necessário à sua realização.

3.3.2.1 Filtro de Butterworth

Para um caso geral, a função de transferência de um filtro passa-baixo é dada por:

$$T(s) = \frac{A_0}{P_n(s)} \quad (3.5)$$

$T(s)$ - função de transferência do filtro

A_0 - ganho estático

$P_n(s)$ - polinômio de grau n na variável s

No caso dos filtros de Butterworth, os polinômios $P_n(s)$ são polinômios de Butterworth, ou seja:

$$P_n(s) = B_n \text{ sendo } |B_n(s)| = \sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{2n}} \quad (3.6)$$

n - ordem do filtro

ω_0 - frequência de corte

B_n - polinômio de Butterworth de grau n

Os polinômios de Butterworth conduzem ao anulamento do maior número de derivadas na origem, ou seja, conduzem a características maximamente planas na banda de passagem dos filtros. A Tabela 3.4 representa os primeiros seis polinômios de Butterworth em termos de frequências normalizadas (s/ω_0).

Tabela 3.4 Polinômios $B_n(s)$ de Butterworth para ordens de 1 a 6 (NISE, 2009)

Ordem do filtro	Fatores do polinômio $B_n(s)$
1	$s + 1$
2	$s^2 + 1.414s + 1$
3	$(s+1)(s^2 + s + 1)$
4	$(s^2 + 0.765s + 1)(s^2 + 1.848s + 1)$
5	$(s + 1)(s^2 + 0.618s + 1)(s^2 + 1.618s + 1)$
6	$(s^2 + 0.518s + 1)(s^2 + 1.414s + 1)(s^2 + 1.932s + 1)$

Na Figura 3.8 se observa o polinômio característico para ordens 1, 2, 4, 6, 8, 10 filtros passa-baixo do tipo Butterworth.

Figura 3.8- Gráfico de filtro passa baixa Butterworth de diversas ordens (SEDRA & SMITH, 2011)

3.3.2.2 Filtro de Chebyshev

O filtro Chebyshev é um filtro que possui sua função transferência descrita como na fórmula 3.7 e a demonstração pode ser encontrada em (SEDRA & SMITH, 2000).

$$T(s) = \frac{T_0^2}{1 + \varepsilon^2 C_n^2(\omega/\omega_n)}$$

$$C_n\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right) = \begin{cases} \cos\left(n \cdot \arccos \frac{\omega}{\omega_c}\right), & 0 \leq \frac{\omega}{\omega_c} \leq 1 \\ \cosh\left(n \cdot \operatorname{arccos} \frac{\omega}{\omega_c}\right), & \frac{\omega}{\omega_c} \geq 1 \end{cases} \quad (3.7)$$

onde ε é a ondulação da faixa de passagem que é dada por:

$$\varepsilon = \sqrt{10^{\frac{A_{\text{máx}}}{10}} - 1} \quad (3.8)$$

Na Figura 3.9 observar um exemplo da utilização realizada em Matlab® de um filtro passa baixa Chebyshev.

Figura 3.9- Simulação em Matlab® de atuação do filtro Chebyshev. Sendo R_p o ganho, Ω_c a frequência e N a ordem do filtro

3.3.2.3 Filtro de Chebyshev invertido

Consiste em filtros em que a resposta na banda passante é monotônica e oscilante na banda de rejeição. A definição do módulo da resposta é:

$$T(s) = \frac{T_0^2}{1 + \left[\varepsilon^2 C_n^2(\omega / \omega_n)^{-1} \right]^{-1}} \quad (3.9)$$

Exemplo da utilização realizada em Matlab® de um filtro passa baixa Chebyshev invertido na Figura 3.10.

Figura 3.10- Simulação em Matlab® de filtro Chebyshev invertido. Sendo R_s o ganho, Ω_c a frequência e N a ordem do filtro

3.3.2.4 Filtros Elípticos

Consiste em filtros com *ripple* na banda passante e de corte. Tem pólos e zeros, com transição mais abrupta. A definição do módulo da resposta é:

$$T(s) = \frac{1}{1 + \varepsilon^2 U_n^2(\omega)} \quad (3.10)$$

Sendo:

$U_n(\omega)$ uma função Jacobiana elíptica

Exemplo da utilização realizada em Matlab® de um filtro passa baixa elíptico na Figura 3.11.

Figura 3.11- Simulação em Matlab® de filtro elíptico. Sendo R o ganho, Ω_c a frequência e N a ordem do filtro

3.3.2.5 Filtros de Bessel

Consiste em filtros com declive na zona de transição muito menor do que num filtro de Butterworth. Possuem banda passante plana e banda de rejeição sem ondulações.

Exemplo da utilização realizada de um filtro passa baixa Bessel pode ser observado na Figura 3.12.

Figura 3.12- Exemplo de aplicação de filtro elíptico para $n=6$, $\omega_c=1\text{kHz}$ (SEDRA & SMITH,2011).

CAPÍTULO 4

Concepção Do Projeto Conceitual e Preliminar do PFA

4.1 Introdução

Neste trabalho, foi desenvolvido um projeto de PFA que atendesse aos requisitos de produto relacionados com a sua funcionalidade. Estes requisitos são comumente selecionados por um cliente. Tendo em vista que este projeto é um protótipo, os requisitos de produto foram determinados pelos próprios projetistas e estão relacionados na Figura 4.1.

Figura 4.1- Requisitos de produto para um projeto de PFA

É importante ressaltar que, o desenvolvimento deste tipo de PFA seguiu as definições dos princípios de projetos de máquinas de ultraprecisão e precisão já descritos no capítulo 2 e assim possibilitou a criação de um modelo original que passou por correções e aperfeiçoamentos ainda em estágio de modelamento e simulação, chegando ao projeto definitivo que será apresentado neste trabalho.

4.2 Requisitos de Projeto

Para atender aos principais objetivos de projeto, precisaram-se estabelecer requisitos, ou seja, relacionar tudo aquilo que seria indispensável para que um PFA pudesse executar seus objetivos corretamente em uma usinagem com precisão. Estes requisitos são apresentados no diagrama da Figura 4.2

Os requisitos de projeto são fundamentais para o desenvolvimento e concepção de um modelo, pois se precisa atender as necessidades e as particularidades do meio em que se irá atuar o equipamento.

As explicações decorrentes de cada requisito de projeto serão apresentadas ao longo deste trabalho tratando cada item em particular.

Vale lembrar que este trabalho trata-se de uma nova concepção de projeto de PFA, ficando assim, uma análise de projeto de produto (matriz QFD e outros métodos de projeto de produto) para segundo plano ou trabalhos subsequentes, pois os requisitos do projeto conceitual já são suficientes para tal aplicação.

Figura 4.2- Requisitos para o projeto de um PFA

4.2.1 Fixação do PFA

Para qualquer projeto de máquina ferramenta geralmente se faz a escolha do material que o comporá em primeiro lugar. E este é definido com base nas especificações do projeto. Neste trabalho se fez esta escolha ao tempo do ambiente de simulação e assim será discutido no item 4.5. Esta escolha é necessária para priorizarmos a maioria dos requisitos de um PFA de precisão.

A primeira parte a ser projetada foi o encaixe do PFA com o porta ferramenta do torno RANK PNEUMO ASG-2500 (Figura 4.3 e 4.4). Este torno foi escolhido por possuir precisão nanométrica, além de mancais aerostáticos, e estar alocado em

ambiente com temperatura e umidade controladas. Estes são fatores fundamentais quando o objetivo é usinar com ultraprecisão. O encaixe do porta ferramenta do torno possui o modelo “rabo de andorinha” ou encaixe “z” macho e assim, projetou-se a fêmea para seu encaixe. Especialmente na fabricação cuidou-se para que qualquer tolerância dimensional do material do PFA devido a variações de temperatura fosse a menor possível entre a fabricação do componente e a sua utilização.

Para este projeto, tomou-se cuidado que as dimensões máximas de altura do PFA não ultrapassassem muito o valor da altura do porta ferramenta do torno, pois uma diferença grande poderia levar a uma fixação parcial do PFA, causando possíveis problemas decorrentes de desbalanceamento.

Figura 4.3- Porta ferramenta do torno Rank Pneumo, com detalhe para o encaixe tipo “z”.

Figura 4.4- Desenho do PFA com encaixe “z” fêmea para o torno Rank Pneumo

4.2.2 Componentes solidários

Uma das condições estabelecidas em projeto foi que o atuador piezelétrico modelo P-410.C30 da marca Physik Instrument ficasse diretamente ligado ao suporte da ferramenta, sendo solidário a ela. Isso faria com que toda a energia de deslocamento do atuador piezelétrico passasse diretamente para a ferramenta. A solução elencada seria trocar a ponta do atuador, que é rosqueável com ponta de cabeça esférica, por um parafuso (Figura 4.5) também rosqueável com rosca direita no atuador, e rosca esquerda no suporte da ferramenta. Este artifício faria com que as folgas inerentes da rosca do parafuso fossem anuladas, além de possibilitar um possível avanço ou retrocesso (pré carga) com regulagem manual através de uma chave de boca sextavada.

Figura 4.5- Desenho do parafuso que liga o atuador ao suporte da caixa da ferramenta

O suporte da ferramenta (Figura 4.6) foi concebido de maneira a eliminar ou minimizar qualquer dificuldade de troca manual de ferramenta, com a possibilidade de fazer além das trocas no sentido longitudinal (na direção da peça a ser usinada), como também na direção do avanço, lateralmente, facilitando um reposicionamento do PFA. Como este projeto é um protótipo, foi escolhido tamanhos de cabos de ferramenta alojáveis de até 7 x 7 mm. Uma possível mudança no tamanho desta medida influenciará no tamanho da base de fixação do PFA.

Figura 4.6- Tampa do suporte e suporte de ferramenta

4.2.3 Simetria dos componentes

Além da preocupação com a simetria do PFA, a localização do atuador piezelétrico também foi projetada para que houvesse um perfeito alinhamento (Figura 4.7) entre suporte da ferramenta, a ferramenta, e o atuador, para que, assim, fosse possível prevenir futuros problemas de balanceamento que certamente afetariam a qualidade da usinagem e os componentes do sistema. Para atenuar estes possíveis problemas este projeto foi concebido com base no princípio do alinhamento e da simetria para projetos de máquinas de precisão.

Figura 4.7- Simetria dos principais componentes garantem a qualidade do projeto.

O sensor de deslocamento utilizado neste trabalho foi do tipo sensor capacitivo modelo D-510.101 da marca Physik Instrument. O suporte desenhado para este sensor tem duplo objetivo. O primeiro de ser simétrico e acolher somente até o comprimento do sensor. O segundo objetivo é o de servir como suporte ao alinhamento do atuador, fazendo-o que atue somente em uma direção, visto que a cavidade da base do PFA foi projetada para que ele coubesse até seu diâmetro. Assim, o atuador fica em contato com a base do PFA e a base do sensor, como pode se observar na Figura 4.8.

Figura 4.8- Base do sensor capacitivo

O sensor será responsável por transmitir todos os deslocamentos efetuados pelo atuador piezelétrico no suporte. Já que se trata de um sensor capacitivo, portanto sem contato, há a necessidade de se projetar um anteparo (Figura 4.9) solidário a ferramenta. Sua superfície foi feita com acabamento espelhado a fim de obter maior precisão no deslocamento.

Figura 4.9 Anteparo do sensor capacitivo solidário ao suporte da ferramenta.

4.2.4 Projeto de construção do amortecimento

Atuadores piezelétricos, como já explicado no capítulo 2, executam deslocamentos baseado em uma tensão nele aplicada. Independentemente do deslocamento, a inércia causada no final do deslocamento necessita de um amortecimento para diminuir a velocidade no final do deslocamento requerido e até mesmo pará-lo com um mínimo de *overshoot* possível.

Existem milhares de soluções para este problema de amortecimento, e elas variam desde amortecedores viscosos, molas, feixes de molas, anteparos, entre outros. O conceito aplicado aqui deriva de um feixe de mola com formato de duplo “c” invertido.

Este tipo de modelo traz vantagens por não apresentar ângulos retos, diminuindo o risco de tensões localizadas em zonas críticas que poderiam levar a um colapso prematuro.

Logo, o projeto que mais se adequaria ao proposto é demonstrado na Figura 4.10, que utiliza arcos os quais favorecem a distribuição das tensões na estrutura. Com esse tipo de estrutura, a malha de elementos finitos, na análise FEA, também fica suavizada com o favorecimento de ligações entre os nós dos elementos e seus cálculos.

Figura 4.10- Detalhe de mola do PFA. O encaixe fêmeo rabo de andorinha foi utilizado devido ao encaixe macho no suporte do sensor.

O processo de fabricação da mola deve ser feita aos pares, para evitar possíveis divergências dimensionais que poderiam levar a um coeficiente de amortecimento diferente entre elas, além de assimetria na montagem. Outra orientação para a fabricação é a que deve ser realizada de maneira cuidadosa levando-se em conta superaquecimentos do material gerando possíveis problemas de encruamentos, o que poderia resultar em diferenças no coeficiente de amortecimento entre elas.

A fixação rabo de andorinha entre a mola e o suporte do porta ferramenta foi escolhido devido ao seu alto grau de contato entre suas faces e a facilidade de montagem ao conjunto do PFA, com deslocamento lateral em relação ao PFA para sua troca.

A Figura 4.11 mostra a perspectiva renderizada do modelo finalizado do PFA para a aplicação deste trabalho.

Figura 4.11- Modelo de PFA renderizado (JAVAREZ JR.;DUDUCH, 2012)

A partir do modelamento concluído é necessário fazer a simulação do modelo para comprovar se os requisitos de projeto são atendidos.

4.3 Simulação em Ansys®

A simulação em Ansys foi dividida em 2 partes, a primeira parte trata da simulação estática e a segunda parte da simulação dinâmica do PFA modelado.

4.3.1 Análise estática

Como já revisado no capítulo 2, a simulação de um modelo consiste de etapas de pré-processamento, solução e pós processamento. No pré-processamento encontramos a fase de discretização do modelo em MEF e posteriores refinamentos localizados.

O programa de simulação e gerenciamento de malhas utilizado foi o Ansys Workbench 14.0, cuja versão permite trabalhar o modelo com a geração de malhas, análise dinâmica (incluindo módulos de fadiga e tensão) e estática.

4.3.1.1 Geração de malhas

A análise da geração de malhas obedeceu ao critério de skewness, presente no programa. Este critério possibilita saber o quão aceitável está a malha criada e, consequentemente, a confiabilidade nos cálculos de pós processamento.

Foi realizado para este modelo dois refinamentos localizados com nível 2 de refinamento, ou seja, com a distância 1/3 da distância original de cada elemento. Estes refinamentos estão localizados nas molas superior e inferior, juntamente com seus contatos. A escolha desta localização foi feita baseada em pré-ensaios sem o devido refinamento, o qual se percebeu um acúmulo de tensões nesta região. Na Figura 4.12 observamos nestas regiões uma concentração maior de elementos e pontos nodais.

Figura 4.12- Refinamento localizado nas molas e interfaces com o suporte da ferramenta

O critério de Skewness foi utilizado para se conhecer a qualidade da malha feita. O valor médio obtido foi de 0,527. O que indica pela tabela 2.1, ser uma malha considerada boa.

Na Figura 4.13 pode observar que os melhores elementos segundo o critério de Skewness estão localizados na região de maior tensão (crítica) e, portanto, validam nossos resultados de solução. Os elementos com tamanhos superiores a 0,63 estão concentrados mais na base fixa do PFA e em atuadores e sensores, o que não reflete importância visto que são áreas consideradas de pouco risco de colapso e tensões cujos valores são pequenos.

A quantidade total de pontos nodais obtidos nesta geração de malha foi da ordem de 55336 pontos nodais e 31690 elementos.

Na figura 4.13 também pode se observar gráfico vermelho (elementos tetraédricos) e em roxo (elementos hexaédricos). Elementos tetraédricos são mais utilizados para estruturas pois permitem melhores resultados, e elementos hexaédricos são utilizados principalmente fluidos ou em regiões onde ocorre deslocamentos estruturais.

Figura 4.13- O gráfico central mostra a quantidade de elementos no modelo de PFA, e os outros são os elementos localizados no PFA

Refinamentos em níveis maiores e a aplicação de métodos específicos de criação da malha podem melhorar o valor obtido de Skewness, porém, aumentam demasiadamente o tempo de cálculo, que só pode ser obtidos por computadores servidores. Para tanto, o valor obtido de Skewness já é considerado satisfatório para nossa aplicação e, portanto pode ser admitido como ideal.

Para os dois tipos de espessura de “pescoço” da mola que será avaliado, variou-se pouco o valor médio de qualidade da malha pelo critério de skewness, conservando-se a qualidade dos cálculos posteriores. A apresentada na Figura 4.11 foi a do modelo de 1,50mm de “pescoço” de mola.

4.3.1.2 Rigidez do modelo

Por se tratar de um modelo onde a perfeita simetria e elasticidade das molas são fundamentais para o adequado funcionamento do PFA, verificarmos sua rigidez obtida por meio de simulação.

Sabe-se que o atuador piezoelétrico P-410-C30 utilizado suporta no máximo $2700\text{N} \pm 20\%$ de força, para um deslocamento máximo $30\mu\text{m}$. Então, foram feitas simulações com dimensões de 0,50 e 1,50mm de "pescoço" das molas (Figura 4.8) (aos quais denominaremos a partir de agora como sendo tipo A e tipo B respectivamente), anotando-se valor da força de reação correspondente a um deslocamento de 5, 10 e $30\mu\text{m}$. Todas as análises foram feitas para material aço 1020 e alumínio 7075.

Através da ferramenta de simulação do Ansys foram estabelecidas condições para análise da força de reação dos componentes devido a um deslocamento. As condições foram a de um suporte fixo no "rabo de andorinha" da base do PFA simulando o contato físico fixo do porta ferramenta do torno. Em seguida foi adicionada a condição deslocamento remoto nas dimensões de 10, 20, $30\mu\text{m}$. Os materiais utilizados nesta simulação foram a liga de alumínio 7075 e o aço 1020.

Os resultados obtidos da força de reação do conjunto molas e suporte de ferramenta estão relacionados na tabela 4.1.

Tabela 4.1- Simulação da força de reação causada por um deslocamento do suporte de ferramenta

Material	Tipo de mola	Deslocamento (μm)	Força de reação no atuador (N)
Liga de alumínio 7075	B (1,50mm)	10	209
		20	418
		30	627
	A (0,50mm)	10	47
		20	94
		30	141
Aço 1020	B (1,50mm)	10	483
		20	973
		30	1460
	A (0,50mm)	10	130
		20	260
		30	391

Nos resultados obtidos na tabela 4.1 pode observar que as tensões mais elevadas para ambos os materiais não ultrapassam a capacidade física de deslocamento do atuador piezelétrico P-410-C30 utilizado que suporta, segundo o manual do fabricante $2700\text{N} \pm 20\%$.

4.3.1.3 Força de reação da mola

Como se está trabalhando com dois tipos de molas, o conhecimento de sua força de reação simulada se faz necessário para identificar possíveis incoerências de projeto.

Na tabela 4.2 observam-se os valores correspondentes à força de reação para apenas uma mola para deslocamentos de 10, 20 e $30\mu\text{m}$ dos materiais aço 1020 e liga de alumínio 7075.

Tabela 4.2- Simulação da força de reação causada por um deslocamento do suporte de ferramenta

Material	Tipo de mola	Dimensão do deslocamento (μm)	Força de reação no atuador (N)
Liga de alumínio 7075	B	10	4
		20	9
		30	13
	A	10	0,13
		20	0,26
		30	0,40
Aço 1020	B	10	12
		20	24
		30	37
	A	10	0,37
		20	0,74
		30	1,11

Observando os valores da tabela 4.2 surgiu-se a dúvida de valores tão elevados de força de reação em comparação com os aplicados somente em uma única mola.

A concepção de acoplamento entre as molas e o suporte da ferramenta teve como base o estilo rabo de andorinha, já definido na seção 4.2.2. Este tipo de

modelo de fixação gera contatos ininterruptos entre as duas peças, porém o deslocamento rotacional causado pelo deslocamento linear do suporte da ferramenta gera tensões na base da fixação, causando “tensões extras” além da rigidez das molas. Por outro lado, essas tensões em vez de causar problemas no nosso modelo ajudam a manter o suporte da ferramenta sempre alinhado. Na Figura 4.14 observamos as tensões de reação provocadas por um deslocamento de $30\mu\text{m}$ para um aço 1020. Todos os componentes do PFA com exceção dos mostrados na figura foram ativados no modo invisível para se observar as tensões.

Figura 4.14- Tensões extras no suporte da ferramenta

Este tipo de “tensão extra” observada na Figura 4.14 não causa nenhum tipo de deformação no suporte de ferramenta. Na Figura 4.15 observa-se a deformação direcional no eixo y do suporte de ferramenta, onde na localização das tensões extras atuantes, claramente notam-se valores próximos a 0 de deformação, lembrando que todos os componentes que não pareceram na figura estão ativados no modo invisível.

Figura 4.15 Deformação direcional no eixo y do PFA

As tensões gerais na estrutura do PFA também foram objetos de atenção. Seria essencial que toda a estrutura do PFA permanecesse sem deformação e somente a parte das molas e suporte da ferramenta poderiam sofrer tensões que ocasionariam, naturalmente, o deslocamento. Na Figura 4.16 observam-se as tensões médias de Von Misses para o caso de um PFA com molas do tipo A com material de alumínio e deslocamento de 30µm, ao qual a parte estrutural de apoio as molas e todo o resto da estrutura permanecem intactos.

Figura 4.16- Deformação total e Tensões médias de Von Misses para o material de alumínio, com deslocamento de 30µm e tipo de mola A

4.3.2 Simulação dinâmica

4.3.2.1 Análise de fadiga

Para análise de fadiga, foram determinados valores de ciclos de vida em todo o conjunto. As condições foram a de um deslocamento máximo de 30µm para cada tipo de material e dimensão do “pescoço” da mola. O valor máximo para a vida estipulado seria de 10^{12} ciclos. Utilizou-se a teoria de Morrow em deformação no modo reversão total para efetuar a simulação e o resultado é apresentado na tabela 4.3.

Tabela 4.3- Valores de simulação para determinação da dimensão da mola

Material	Tipo de mola	Vida (ciclos)
Liga de alumínio 7075	Tipo B	10^{11}
	Tipo A	10^{10}
Aço 1020	Tipo B	10^7
	Tipo A	10^6

Os gráficos de histerese e vida do PFA para o aço 1020 os tipos de molas A e B estão apresentados nas Figuras 4.17 e 4.18 respectivamente. Observa-se a localização crítica do PFA no “pescoço” da mola, o que já era esperado, devido ao acúmulo de tensões de Von Mises já ilustradas na Figura 4.16. Assim, podemos esperar uma longa vida do PFA utilizando ambos os materiais, porém vale ressaltar, que as molas são componentes que podem ser substituídos caso aconteça algum colapso eventual.

Figura 4.17- Histerese e gráfico vida em fadiga do PFA para o material aço 1020 e “pescoço” da mola do tipo A

Figura 4.18- Histerese e gráfico vida em fadiga do PFA para o material aço 1020 e “pescoço” da mola do tipo B

Observa-se que o material aço 1020 apresenta histerese para o caso de deslocamentos de $30\mu\text{m}$ com reversão total para os dois casos dimensionais de molas e especificamente na região em que elas sofrem as maiores tensões.

Na Figura 4.19 e 4.20 pode-se observar os ensaios de fadiga utilizando agora a liga de alumínio 7075 como material do PFA e tipo de mola de amortecimento A e B.

Figura 4.19- Histerese e gráfico vida em fadiga do PFA para o material liga de alumínio 7075 e “pescoço” da mola do tipo A

Figura 4.20- Histerese e gráfico vida em fadiga do PFA para o material liga de alumínio 7075 e “pescoço” da mola do tipo B

Na Figura 4.19 e 4.20 pode se observar que o material alumínio apresentou pouca histerese para o deslocamento de $30\mu\text{m}$ ao longo de sua vida. Isso já nos demonstra um ponto positivo em relação ao aço 1020 na escolha do material do PFA.

4.3.2.2 Análise Modal

Realizou-se simulação de frequências nodais com ambos os materiais e ambas as dimensões de molas, verificando as frequências naturais do conjunto. Essa análise é necessária, já que o atuador acaba excitando o conjunto em frequências variáveis e, para não haver a possibilidade de ressonância – o que poderia levar a um colapso da estrutura – ou também uma usinagem com baixa qualidade devido a sua interferência, o resultado da simulação dos seis primeiros modos de vibrar estão apresentados na tabela 4.4.

Tabela 4.4 Modos de vibrar do PFA

Material	Tipo de mola	Modos de Vibrar (Hz)			
		1	2	3	4
Liga de alumínio 7075	B	968,75	1535,40	1742,80	2451,90
	A	754,70	932,00	1297,30	1737,60
Aço 1020	B	966,40	1530,50	1739,50	2445,50
	A	753,01	929,87	1283,20	1733,50

Indiferentemente da escolha do material a ser utilizado no PFA, as condições limites da simulação nodal nos mostra que ele é seguramente e dinamicamente utilizável em uma faixa até 750Hz utilizando o tipo de mola A e 960Hz utilizando o tipo de mola B, ao qual ficará isento de atingir suas frequências naturais, ou ainda, entrar em ressonância.

4.4 A escolha do material

Como se pode analisar em todas as simulações apresentadas neste capítulo, a liga de alumínio possui duas vantagens claras que seria referente a histerese, quase isenta nela para o deslocamento testado, e com relação aos ciclos de vida superior em relação ao aço.

Outra vantagem significativa é em relação a fabricação destes componentes, visto que a usinagem em alumínio tem características superiores em acabamento e rapidez de fabricação, além de ser um material mais leve que o aço 1020 e possuir resistência superior a oxidação.

Desta forma a escolha do material que vai servir de base para todos os componentes é a liga de alumínio 7075. Testes em bancada com controle PID serão realizados para se obter as condições de precisão de usinagem que se atinge com cada tipo de mola.

CAPÍTULO 5

Metodologia

5.1 – Introdução

Este trabalho tem como objetivo desenvolver Porta Ferramenta assistido por um sistema de controle Proporcional-Integral-Derivativo (PID), utilizando-se atuadores piezelétricos para fazer pequenos ajustes na posição da peça antes e durante a usinagem de ultraprecisão.

A máquina ferramenta empregada para o processo de usinagem foi a Geradora de Superfícies Anesféricas ASG 2500 (“Aspheric Surface Generator 2500”) da RANK PNEUMO®. Trata-se de uma máquina ferramenta especialmente projetada para o torneamento de ultraprecisão. Esta máquina possui uma base de ferro fundido, termicamente livre de tensões a qual é isolada de vibrações externas através de isoladores pneumáticos passivos montados cinematicamente numa estrutura de aço soldada. Os mancais do eixo-árvore são aerostáticos, de modo a conferir precisão de giro, rigidez axial e radial compatíveis com o nível de precisão a que o equipamento se propõe (10nm de precisão de posicionamento). Um controle numérico computadorizado (CNC) ALLEN BRADLEY série 8200® é utilizado para controlar simultaneamente os deslocamentos dos eixos X e Z da máquina. As posições dos eixos são monitoradas por transdutores interferométricos a laser, da

HEWLETT-PACKARD® com realimentação do controlador. Os deslocamentos dos carros são suportados por guias hidrostáticas. A fixação das peças a serem usinadas é realizada por meio de placa de vácuo. Esta máquina-ferramenta está instalada em uma sala limpa, com controle de temperatura ($20,0^{\circ}\text{C} \pm 0,1$).

Para caracterizar a fidelidade na atuação do porta ferramenta assistido, os resultados da usinagem foram submetidos as medidas com o instrumento óptico sem contato da Veeco® Wyco NT1100. Este equipamento possui leitura com resolução subnanométrica (Angstrom) em todas as ampliações. Faz o uso de interferometria com luz branca para alta resolução de medidas de superfície em três dimensões, desde rugosidades subnanométricas até degraus milimétricos.

A análise química dos materiais utilizados foi realizada no espectrômetro de emissão óptica PDA-7000 da Shimadzu. Este equipamento opera por emissão de centelha distribuindo a intensidade das frequências. Opera em materiais ferrosos e não ferrosos, descobrindo até porcentagens de traços de elementos na amostra.

A estratégia de um sistema de controle Proporcional-Integral-Derivativo (PID) se baseia em processar os sinais adquiridos ao longo do tempo pelo sensor capacitivo, para correção da posição do atuador elétrico do PFA, que estará acoplado ao porta ferramenta do torno de ultraprecisão ASG 2500 Rank Pneumo®. A aquisição e emissão dos sinais serão realizadas pelo módulo usb-6251 da National Instruments.

Na Figura 5.1 pode-se observar como está disposto o ciclo de operação e controle dos atuadores e sensores.

Figura 5.1 Esquema de controle para posicionamento do PFA

5.2 Programa de controle

Foi elaborado um programa de controle de posicionamento do PFA em LabView® 2010. A escolha da programação em Labview® permite uma diminuição considerável no tempo de programação visto que este programa trabalha com blocos e fios. Estes blocos e fios de comunicação substituem as linhas de comando comumente utilizadas em outros programas de aquisição e manipulação dos dados.

5.2.1 Concepção do projeto do controle

A estrutura de programação em labview é dividida em diagrama de blocos (aos quais se conecta blocos de comando e os fios) e um painel frontal, conectado a este diagrama. Os painéis são interligados, portanto, o que se processa ou acrescenta em um, interfere diretamente no outro.

O modelo de projeto criado utilizou-se de apenas 1 *Loop* de dados (Figura 5.2). O *Loop* utilizado foi o modelo *Loop While*, que é semelhante ao *Loop Do* ou o *Loop Repeat-Until* em linguagens de programação baseadas em texto, ele tem a função de executar um subdiagrama até que aconteça uma outra condição. Esta concepção de trabalhar com um único *Loop* é mais trabalhosa e complexa, pois se deve inserir e retirar dados em um único *loop*, porém exige menos memória de computador. Vários *loops* se tornam mais fáceis de programar, pois dividem o programa em “tarefas” e faz com que elas fiquem armazenadas na memória. Assim, o trabalho em um único *loop* foi o primeiro requisito do projeto do controle que se torna essencial, visto que estaremos trabalhando com equipamentos portáteis como o notebook utilizado (core 2 duo com 3 gb de ram em sistema operacional Windows 7 de 32 bits). Torna-se claro que computadores com mais núcleos de processamento e mais memória acabam ocupando menos hardware computacional liberando-o para outras aquisições de outros controladores.

Um sistema de aquisição usb NI-6251 da National Instruments, um sensor capacitivo com condicionador de sinal PI-E852 da Physik Instruments e um atuador piezoelétrico juntamente com a fonte de alimentação E-507 também da Physik Instruments, fizeram parte deste conjunto de processamento.

A primeira parte do projeto é a aquisição dos dados. É necessário posicionar o hardware NI USB-6251, através do seu conector BNC2110 a receber uma tensão que irá entrar em determinado canal, fazendo-se sua leitura, isto está representado no primeiro bloco à esquerda da Figura 5.2. Acoplado a ele um bloco de aquisição permite setar a taxa e o tempo em que se irá adquirir esta tensão. Esta tensão que está sendo referida é a do sensor de posicionamento capacitivo. Tudo isso é conectado através de fios ao único loop do sistema de controle, conforme mostra Figura 5.2.

Figura 5.2- Parte principal do programa onde se define os loops e se configura o hardware.

Posteriormente, o sinal de tensão é transformado e calibrado, através de uma equação, no eixo Y (gráfico deslocamento x tempo)(Figura 5.3). Esta calibração gera uma equação de uma reta (polinômio) que está diretamente ligada ao sensor capacitivo, e faz a relação correta entre a tensão que se está recebendo e o deslocamento efetuado. Este assunto será melhor tratado na seção 5.3.

Figura 5.3- Calibração do sensor com referencia ao eixo Y

Depois do sinal calibrado, se faz a inserção de uma estrutura de caso, que nada mais é do que uma chave liga-desliga para um determinado filtro em que se deseje utilizar, conforme mostra a Figura 5.4. Para cada filtro existe uma determinada variável que se pode colocar. Esta variável vai depender do estudo de cada caso. O tipo de filtro (passa alta, passa baixa, passa banda, rejeita banda) dentro do filtro escolhido (Butterworth, Chebyshev, Chebyshev invertido elíptico, Bessel) altera o comportamento do sinal da onda que está sendo recebida.

Figura 5.4- Estrutura de caso para filtros na entrada do sinal

O tratamento do sinal através do controle PID citado no capítulo 2 está sendo mostrado na Figura 5.5. Logo depois do tratamento do sinal ou não com filtros, o sinal passa pelo controle PID. Todo este controle está conectado as variáveis de K_p , T_i e T_d .

Figura 5.5- Controle PID

Logo depois do controle PID, faz-se um tratamento de filtros posteriores, porém também da mesma forma que nos filtros de entrada, são opcionais. Seu uso depende do caso analisado (Figura 5.6).

Figura 5.6- Filtros na saída do controle PID

A geração do sinal set point, portanto, o sinal almejado, ou ainda o formato de onda que se deseja na usinagem, é criado na parte de baixo do programa, conforme mostra a Figura 5.7. Uma estrutura de caso define qual modelo de onda a ser

seguido e quais as variáveis de amplitude e frequência que se deseja. Todo este sinal é conectado ao programa PID, que faz sua leitura e processa o controle.

Figura 5.7- Estrutura de caso para a geração do sinal set point

Depois do controlador PID passando ou não pelos filtros posteriores, o sinal requerido é enviado a um bloco que registra estas informações em outro canal de saída (Figura 5.8), que será responsável pela emissão de tensão para o atuador piezelétrico, semelhante ao que foi criado para a leitura do sensor.

Este programa ainda contém um temporizador, cuja função é desligar o programa mediante a inserção de um tempo. O programa paralisa suas funções dando inicio ao processo de gravação do arquivo gerado. É muito útil quando se deseja realizar usinagens únicas.

Figura 5.8- Controlador de tempo e blocos de escrita de valores de saída

A análise da linearidade da onda gerada ou produzida é realizada através da estrutura de caso mostrada na Figura 5.9. Nesta análise é possível saber se houver overshoot ou undershoot na pré e pós transição de onda, regularidade de amplitude e período, além de valores máximos em RMS.

Figura 5.9 – Análise da linearidade da onda

É claro que todos os pontos gerados neste programa, do sensor, tempo e set point são gravados em um arquivo txt.

No painel frontal, conforme mostra a Figura 5.10 apresenta controle de filtros na entrada e na saída, controle do PID (K_c , T_i , T_d), controle da aquisição (tempo e taxa de aquisição), controle da forma das ondas (senoidal, triangular, dente de serra e quadrática), além de dois gráficos. O primeiro gráfico, de cima (amplitude μm x tempo) mostra o set point do sensor em linha amarela e em linha vermelha a real posição do sensor capacitivo. O gráfico de baixo mostra ondas relativas a um período de tempo. A aquisição destas ondas pode ser feita mediante um tempo de espera, para uma possível estabilização do sistema. Este valor, em segundos, é digitado pelo usuário no campo tempo de espera abaixo da caixa Tempo de execução. O temporizador “tempo de execução” em segundos, deve ser utilizado quando se queira que o controle execute somente um determinado período de tempo e assim, automaticamente, o programa é parado e iniciado o processo de salvamento dos dados.

Figura 5.10- Painel Frontal do Sistema de Controle do PFA.

A segunda parte do painel do sistema de controle do PFA (Figura 5.11) mostra onde estão localizados os indicadores da linearidade do sinal da onda gerada e adquirida. Mostradores na lateral indicam, em formato de relógio, os valores relativos ao deslocamento.

Figura 5.11- Indicadores da linearidade do sinal obtido e gerado

5.3 Calibração do sensor

O sistema de medição de deslocamento é composto de um sensor capacitivo modelo PI D-510.101, que faz a leitura deslocamento do atuador (por meio de variação de capacitância) e, para cada deslocamento por ele medido, gera-se uma tensão pelo condicionador de sinais PI E-852 e este o envia através de um cabo bnc ao bloco de conexão BNC 2110 e posteriormente ao equipamento NI USB-6251, conforme se pode observar na Figura 5.12.

Para a implementação da calibração do sensor em relação no eixo Y (eixo referencial de deslocamento), faz-se necessário encontrarmos uma equação que envolva a saída de tensão liberada pelo sensor capacitivo e o deslocamento medido por ele.

Figura 5.12- Esquema de leitura do sensor capacitivo até a chegada do sinal no hardware de aquisição.

Através do protocolo FM 7.5-16 de 12/12/2012 emitido às 16h18min foi emitido um laudo de teste de desempenho do sensor pelo fabricante Physik Instrument. Neste protocolo, constam os dados referentes as condições de calibração relacionados na Tabela 5.1

Tabela 5.1- Dados referentes às condições de calibração

<i>Aparelho de medição</i>	<i>Sony Laser Scale BH20</i>
Tipo de Medida	Encoder Externo
Temperatura	21,9 °C
Pressão do Ar	998,0 mbar
Humidade	48%
Programa de medida	PZTCalib_s 7.6.0.0
Minimo deslocamento	-50,0 μm
Maximo deslocamento	50,0 μm
Tamanho do passo	5 μm

Os dados referentes ao sensor capacitivo estão relacionados na Tabela 5.2

Tabela 5.2- Dados referentes ao tipo de sensor calibrado

<i>sensor</i>	<i>D-510.101</i>
Número de série	112062899
Banda de frequência	1,1kHz
Tensão do sensor	-10V/+10V
Condicionador	E-852.10
Tipo de calibração	Padrão, via interface digital

Os resultados tensão, deslocamento e linearidade emitidos pelo laudo estão apresentados na Tabela 5.3

Tabela 5.3- Dados de deslocamento em função da tensão. Valores de linearidade também fazem parte do laudo de calibração

<i>Deslocamento (μm)</i>	<i>tensão de saída (V)</i>	<i>linearidade (V)</i>	<i>linearidade (%)</i>
-50	-10,0031	0,0000	0,0000
-45	-8,9996	0,0031	0,0156
-40	-7,9976	0,0048	0,0241
-35	-6,9966	0,0055	0,0273
-30	-5,9964	0,0054	0,0271
-25	-4,9968	0,0046	0,0231
-20	-3,9975	0,0037	0,0184
-15	-2,9985	0,0023	0,0117
-10	-1,9995	0,0010	0,0048
-5	-1,0007	-0,0005	-0,0027
0	-0,0018	-0,0019	-0,0095
5	0,9972	-0,0033	-0,0165
10	1,9964	-0,0044	-0,0219
15	2,9958	-0,0053	-0,0266
20	3,9953	-0,0061	-0,0306
25	4,9955	-0,0063	-0,0315
30	5,9957	-0,0063	-0,0317
35	6,9967	0,0057	-0,0286
40	7,9982	-0,0046	-0,0228
45	9,0003	-0,0027	-0,0137
50	10,0034	0,0000	0,0000

Com estes dados apresentados pelo laudo na Tabela 5.3, obtém-se um gráfico de dados e a equação da reta, como se pode observar na Figura. 5.13

Figura 5.13- Gráfico referente a dados da tabela 5.3

Para o gráfico da Figura 5.13, a equação $y = 5x - 5$ descreve o comportamento linear do sensor capacitivo com relação ao seu deslocamento (μm) x tensão (V). Esta equação é inserida no sistema de controle (Figura 5.2) satisfazendo-se a calibração em relação ao eixo y do gráfico gerado pelo deslocamento do sensor capacitivo no sistema de controle do PFA.

CAPÍTULO 6

Resultados Experimentais

6.1 Introdução

Os testes realizados com o PFA foram divididos em duas partes: teste de bancada e teste experimental de usinagem. No teste de bancada, a usinagem não ocorre, ficando a ferramenta operando em vazio. Este teste é fundamental para se preparar todo o sistema para usinagem experimental. Foram utilizadas as molas do tipo A e do tipo B na avaliação dos resultados.

Por se tratar de uma usinagem com deslocamento micrométrico, a força de usinagem torna-se muito pequena sendo da ordem de gramas, possibilitando serem válidos todos os testes que ocorrem em bancada e assumi-los como possíveis deslocamentos reais de uma ferramenta contra uma peça a ser usinada.

No teste de usinagem realizou-se a usinagem no material alumínio da serie 6100, variando-se a frequência, amplitude e formas de onda. A análise da amostra usinada foi realizada no microscópio VEECO®. Pode se observar e comparar a curva ou reta do set point do sistema de controle do PFA com a superfície usinada.

6.2 Testes realizados em bancada

Conforme se pode observar na Figura 6.1 os testes foram realizados em posição de usinagem do PFA, porém sem o contato com a peça a ser usinada.

A pré-carga no parafuso solidário entre o atuador e o suporte da ferramenta com deslocamento de $10\mu\text{m}$ é essencial para evitar possíveis folgas entre as partes.

Figura 6.1 Sistema em controle e torno Rank Pneumo, com o PFA em posição de usinagem, porém sem efetuá-la.

Neste trabalho a sintonia dos parâmetros do controlador PID (K_p , T_i e T_d) é feita, sem fazer uso de métodos de sintonia criados por Ziegler-Nichols ou alguma de suas modificações. Isso se deve às facilidades de implementação de um controlador PID. A difícil modelagem matemática do controlador PID e a facilidade em fazer a sintonia utilizando os recursos disponíveis como notebook, sistema de controle, sensor de deslocamento e placa de aquisição e o conhecimento da relação causa-efeito do controle PID já relacionados na tabela 3.1 e 3.2, mostrando o que

cada uma das ações do controle PID proporciona, levou a escolha de se fazer uma sintonia experimental para o controlador PID.

6.2.1 Análises dos testes de bancada

Os testes foram divididos em 3 tipos de análises. A primeira verificando a histerese do conjunto PFA. Na segunda, fixou-se a frequência em 1Hz e variou-se a amplitude de deslocamento, tendo assim uma comprovação ou não da eficácia do deslocamento e do controle deste deslocamento. A terceira trata da linearidade dos sinais obtidos (set point), e do deslocado (sensor capacitivo). A quarta que teria como objetivo variar a frequência do PFA com o objetivo de se obter a frequência máxima que o PFA responderia, não foi passível de conclusão visto que a fonte PI E-507 atua a frequências não superiores a 30Hz. Dinamicamente, como já visto na simulação dinâmica de frequências naturais (capítulo 4), o conjunto PFA opera com integridade estrutural até frequências de 700Hz e com até frequências de 30 Hz o PFA opera com respostas semelhantes às frequências de 1Hz.

Todos estes três tipos de análises foram efetuados para os tipos de molas A e B disponíveis.

6.2.1.1- Testes em molas do tipo A

Análise 1 – verificação da histerese do atuador piezelétrico:

A grande dificuldade de se fazer o controle de atuadores piezelétricos é devido à histerese presente nos materiais, como mostrado no capítulo 2, seção 2, logo a função do sistema de controle é atenuar o seu efeito.

Variou-se a tensão de 0 a 800V com incrementos de 100V para verificação no programa de sistema de controle de aquisição do PFA o deslocamento relativo a tensão aplicada , e depois retirou-se a tensão no mesmo fator de incremento anotando-se os valores. A tabela 6.1 mostra a os valores da tensão (V) e do deslocamento da ferramenta de corte (μm).

Tabela 6.1- Tabela tensão (V) x deslocamento (μm)

Tensão(V)	Deslocamento(μm)	Tensão(V)	Deslocamento(μm)
0	0	800	26,47
100	2,37	700	24,22
200	5,24	600	21,62
300	8,30	500	18,75
400	11,66	400	15,50
500	15,15	300	12,22
600	18,77	200	8,52
700	22,46	100	4,50
800	26,47	0	0,22

Figura 6.2- Gráfico da histerese do conjunto PFA, relativo aos dados da tabela 6.1

O gráfico da Figura 6.1 ilustra o problema da histerese apresentado no sistema dinâmico do PFA. Além das molas de flexão que contribuem para uma pequena parcela deste fenômeno, o atuador piezelétrico é responsável por grande parte dela. Os materiais piezelétricos são submetidos a uma tensão de entrada, havendo um deslocamento dos cristais, e quando esta tensão é retirada, existe uma defasagem entre o deslocamento inicial da curva e sua saída. Esta diferença dá-se o nome de histerese, conforme descrito no capítulo 2.

Análise 2 – Análise do deslocamento em função da frequência para ondas senoidais, quadradas, triangulares e dente de serra para mola do tipo A

Foram feitos experimentos com diferentes deslocamentos dentro de uma mesma frequência, de 1Hz.

Para esta análise variou-se o set point de amplitude de 1, 5, 10 e 15 μm , para ondas senoidais, quadradas, triangulares e dente de serra. O gráfico do set point e do resultado do deslocamento efetuado com duração de 1 segundo estão apresentados nas Figura 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6. A sintonia de PID foi feita manualmente para cada tipo de forma de onda com o objetivo de se chegar mais próximo e resultado do deslocamento em relação ao seu set point requerido. Os resultados dos controladores Kp, Td e Ti estão apresentados na tabela 2.

Figura 6.3 Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda senoidal

Figura 6.4 Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda quadrada

Figura 6.5 Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda triangular

Figura 6.6 Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda dente de serra

Na legenda das Figuras 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6, sen cap é abreviatura de leitura do deslocamento do sensor capacitivo, e o set point é o valor requerido de deslocamento pelo usuário. O set point 1 e o sen cap 1 refere-se ao deslocamento de 1 μm do suporte da ferramenta e consequentemente da ferramenta de usinagem, o set point 2 e o sen cap 2 refere-se ao deslocamento de 5 μm , o set point 3 e o sen cap 3 refere-se ao deslocamento de 10 μm e o set point 4 e o sen cap 4 refere-se ao deslocamento de 15 μm do mesmo suporte de ferramenta do PFA.

Todos os gráficos demonstram que os deslocamentos possuem comportamento constante de amplitude e período ao longo do tempo. Foi notado somente a presença de overshoots e um pequeno atraso da onda do sensor de deslocamento em relação ao set point nas Figuras 6.4 e 6.6, referente ao tipo de onda quadrada e dente de serra. Este comportamento é característico para estas formas de ondas devido a inércia do deslocamento do conjunto muito rápido em um tempo muito curto. As funções PID tentaram corrigir este problema, porém como não se trata de um sistema perfeito, sempre ocorrerá um atraso.

Para cada tipo de perfil de onda foram ajustados valores K_p , T_d e T_i , que estão relacionados na tabela 6.2 A Figura 6.7 mostra o sistema de controle em funcionamento para ondas senoidais.

Tabela 6.2 Ajuste dos controles de PID para diferentes tipos de ondas.

Forma de onda	K_p	T_d	T_i
Senoidal	1,000	0,000200	0,000010
Quadrada	0,700	0,000200	0,000010
Triangular	1,200	0,000200	0,000010
Dente de Serra	0,700	0,000200	0,000010

Figura 6.7- Vista do Sistema de Controle do PFA atuando com os valores de controle do PID para ondas senoidais.

Análise 3: Diferença de linearidade do sinal de deslocamento obtido

Esta análise tem por objetivo quantificar em porcentagem e em valores as diferenças de overshoot e undershoot na pré e pós transição da onda em relação a linearidade do sinal, a diferença entre a amplitude máxima e mínima da onda em relação ao set point e valores de erros relacionados ao período da onda. No próprio sistema de controle (Figura 6.), existem indicadores e controladores específicos no sistema de controle do PFA que analisam o sinal de entrada e mostram em tempo

real o deslocamento da onda em relação ao tempo. As diferenças coletadas para o deslocamento de $1\mu\text{m}$ com uma frequência de 1Hz para ondas senoidais, quadradas, triangulares e dente de serra, estão apresentados na tabela 6.3. É de extrema importância a verificação desta diferença para se conhecer problemas de continuidade e fidelidade das ondas em relação ao set point.

Tabela 6.3 Valores de diferenças de linearidade para o deslocamento do sensor capacitivo

Forma de onda		Amplitude (μm)	Período (Hz)		Overshoot (%)	Undershoot(%)
senoidal	Maximo	0,01	0,00	Pré	0,10	0,04
	Mínimo	0,00	0,00	Pós	0,10	-0,04
quadrada	Maximo	0,00	0,00	Pré	0,04	1,86
	Mínimo	0,00	0,00	Pós	-0,51	2,86
triangular	Maximo	0,00	0,00	Pré	0,20	-0,20
	Mínimo	0,00	0,00	Pós	0,03	-0,03
dente de serra	Maximo	0,00	0,00	Pré	0,20	-0,20
	Mínimo	0,00	0,00	Pós	0,03	-0,03

Figura 6.8- Controladores de diferenças de linearidade para ondas quadradas

Pela tabela 6.3 Podemos notar valores bem pequenos em porcentagem de overshoot e undershoot demonstrando que a escolha dos valores dos controladores PID foi acertada. Os valores de período nulos demonstram que mesmo em condições de defasagem da onda requerida, o controle PID está mantendo a fidelidade da continuidade do processo em relação ao período, o mesmo ocorrendo para variações de amplitude.

6.2.1.2 Testes em molas do tipo B

Análise 1 – verificação da histerese do atuador piezelétrico:

Da mesma forma que se realizou esta análise para o tipo de mola A, variou-se a tensão de 0 a 800V com incrementos de 100V para verificação no programa de sistema de controle de aquisição do PFA o deslocamento relativo a tensão aplicada, e depois retirou-se a tensão no mesmo fator de incremento anotando-se os valores. A tabela 6.4 mostra a os valores da tensão (V) e do deslocamento da ferramenta de corte (μm).

Tabela 6.4- Tabela tensão (V) x deslocamento (μm)

<i>Tensão(V)</i>	<i>Deslocamento(μm)</i>	<i>Tensão(V)</i>	<i>Deslocamento(μm)</i>
0	0	800	26,40
100	2,36	700	24,20
200	5,22	600	21,60
300	8,26	500	18,71
400	11,65	400	15,58
500	15,12	300	12,25
600	18,75	200	8,55
700	22,46	100	4,59
800	26,40	0	0,20

Figura 6.9 – Gráfico da histerese do conjunto PFA, relativo aos dados da tabela 6.4

O gráfico da Figura 6.9 ilustra o problema da histerese apresentado no sistema dinâmico do PFA. Além da pequena parcela sendo influenciada pelas molas de flexão que contribuem para esse fenômeno, a maior parcela deve-se ao atuador piezelétrico.

Nota-se, entre as Figuras, que o uso de molas do tipo B resultou em um mesmo deslocamento de expansão e contração da histerese que para as molas do tipo A. Como os tipos de molas possuem rigidez diferentes, caso houvesse uma histerese considerável do material ela estaria apresentada no gráfico com uma diferença entre a histerese de ambas.

Foi realizado então um experimento avaliando a histerese somente do atuador piezelétrico e o resultado foi muito semelhante aos resultados obtidos nos dois tipos de molas, comprovando ser a maior parcela da histerese vinda do atuador piezelétrico.

Análise 2 – Análise do deslocamento em função da frequência para ondas senoidais, quadradas, triangulares e dente de serra para mola do tipo B

Foram feitos experimentos com diferentes deslocamentos e formatos de ondas dentro de uma mesma frequência, de 1Hz.

Para esta análise variou-se o set point de amplitude de 1, 5, 10 e 15 μm , para ondas senoidais, quadradas, triangulares e dente de serra. O resultado de um formato de onda com duração de 1 segundo está apresentado na Figura 6.10. A sintonia de PID foi feita manualmente para cada tipo de forma de onda com o objetivo de se chegar mais próximo o deslocamento da ferramenta em relação ao seu set point requerido.

Figura 6.10- Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda senoidal

Figura 6.11- Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda quadrada

Figura 6.12- Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda triangular

Figura 6.13- Frequência de 1 Hz e deslocamentos do PFA de 1, 5, 10 e 15 μm para forma de onda dente de serra

Na legenda das Figuras 6.10, 6.11, 6.12 e 6.13, sen cap é abreviatura de leitura do deslocamento do sensor capacitivo, e o set point é o valor requerido de deslocamento pelo usuário. O set point 1 e o sen cap 1 refere-se ao deslocamento de 1 μm do suporte da ferramenta e conseqüentemente da ferramenta de usinagem, o set point 2 e o sen cap 2 refere-se ao deslocamento de 5 μm , o set point 3 e o sen

cap 3 refere-se ao deslocamento de 10 μ m e o set point 4 e o sen cap 4 refere-se ao deslocamento de 15 μ m do mesmo suporte de ferramenta do PFA.

Todos os gráficos demonstram que os deslocamentos possuem comportamento constante de amplitude e período ao longo do tempo. Da mesma forma que na mola do tipo A foi notado somente a presença de overshoots e um atraso da onda do sensor de deslocamento em relação ao set point nas Figuras 6.11 e 6.13. Este comportamento é característico para ondas quadradas e funções degrau devido a inercia do deslocamento do conjunto muito rápido em um tempo muito curto. As funções PID tentaram corrigir este problema, porém como não se trata de um sistema perfeito, sempre ocorrerá um atraso.

Para cada tipo de perfil de onda foram ajustado valores de Kp, Td e Ti, que estão relacionados na tabela 6.5 A Figura 6.14 mostra o sistema de controle em funcionamento para ondas senoidais.

Tabela 6.5- Ajuste dos controles de PID para diferentes tipos de ondas.

Forma de onda	Kp	Td	Ti
Senoidal	1,200	0,000230	0,000010
Quadrada	0,600	0,000230	0,000010
Triangular	1,200	0,000230	0,000010
Dente de Serra	0,700	0,000230	0,000010

Figura 6.14- Vista do Sistema de Controle do PFA atuando com os valores de controle do PID para ondas senoidais.

Análise 3: Diferença de linearidade do sinal de deslocamento obtido

Esta análise tem por objetivo quantificar em porcentagem e em valores as diferenças de overshoot e undershoot na pré e pós transição da onda em relação a linearidade do sinal, a diferença de amplitude máxima e mínima da onda em relação ao set point e valores de erros relacionados ao período da onda. No próprio sistema de controle (Figura 6.15), existem indicadores e controladores específicos no sistema de controle do PFA que analisam o sinal de entrada e mostram em tempo real o deslocamento da onda em relação ao tempo. As diferenças coletadas para o deslocamento de $1\mu\text{m}$ com uma frequência de 1Hz para ondas senoidais, quadradas, triangulares e dente de serra, estão apresentados na tabela 6.6. É de extrema importância a verificação desta diferença para se conhecer problemas de continuidade e fidelidade das ondas.

Tabela 6.6 Valores de diferenças de linearidade para o deslocamento do sensor capacitivo

Forma de onda		Amplitude (μm)	Período (Hz)		Overshoot (%)	Undershoot(%)
senoidal	Maximo	0,01	0,00	Pré	0,10	0,04
	Mínimo	0,00	0,00	Pós	0,10	-0,04
quadrada	Maximo	0,00	0,00	Pré	0,02	-0,02
	Mínimo	0,00	0,00	Pós	0,01	-0,01
triangular	Maximo	0,01	0,00	Pré	0,02	-0,02
	Mínimo	0,00	0,00	Pós	0,03	-0,03
dente de serra	Maximo	0,00	0,00	Pré	0,16	-0,15
	Mínimo	0,00	0,00	Pós	0,15	-0,15

Pela tabela 6.6 Podemos notar valores bem pequenos em porcentagem de overshoot e undershoot demonstrando que a escolha dos valores dos controladores PID foi acertada. Os valores de período nulos demonstram que mesmo em condições de defasagem da onda requerida, o controle PID está mantendo a fidelidade da continuidade do processo, o mesmo ocorrendo para variações de amplitude.

Figura 6.15 Controladores de diferenças de linearidade para ondas triangulares

Pode-se observar que para ambos os tipos de molas que a linearidade de amplitude e período da forma da onda requerida foi satisfatoriamente controlada pelo sistema de controle do PFA.

Os testes de bancada demonstraram uma eficiência de controle dos dois tipos de molas, porém, para a realização dos testes de usinagem, optou-se pela utilização da mola do tipo B, pois era a que tinha tido resultados melhores de vida de fadiga em relação a mola do tipo A analisada nos testes de simulação do capítulo 4.

6.2.2 Testes de usinagem

O teste de usinagem tem por objetivo comprovar e validar todo o sistema PFA, analisando o comportamento do PFA em relação aos parâmetros já comprovados em teste de bancada.

O torno de usinagem Rank Pneumo ASG 2500 possui rotação mínima da placa de 100 rpm. A fim de avaliar a integridade das usinagens foi adotado uma rotação padrão para todos os experimentos de 120 rpm ou ainda 2Hz. Como queríamos analisar o perfil integral de uma forma de onda completa, feita em 1 segundo, ou seja, 1Hz, adotamos múltiplos de rotações de 60 rpm como forma de avaliar os perfis de ondas completos gerados.

A frequência escolhida para este ensaio foi a de 10 Hz, ou ainda 10 ondas completas por segundo. Com a rotação do torno estipulada de 120 rpm (2 voltas por segundo), espera-se realizar a usinagem de 5 ondas de 2 tipos de forma de onda (senoidal e quadrada).

A usinagem foi realizada na face de uma amostra de 25mm de diâmetro de liga de alumínio da série 6100, conforme se pode observar na tabela da Figura 6.16 os resultados das quantidades em porcentagem de cada elemento químico da amostra realizada no espectrômetro de emissão ótica SHIMADZU PDA-7000.

Ele.Name	Ave.	N = 1	N = 2	N = 3
Cu	.02584	.02590	.02591	.02571
Si	.65991	.65830	.65970	.66173
Mg	.64081	.64555	.64420	.63269
Zn	.09458	.10351	.09472	.08553
Fe	.12512	.12356	.12485	.12693
Mn	.41095	.41393	.41058	.40834
Ni	.01066	.01086	.01031	.01080
Ti	.00567	.00573	.00549	.00580
Cr	.06515	.06520	.06488	.06537
Sn	.00000	.00000	.00000	.00000
Pb	.00000	.00000	.00000	.00000
V	.00000	.00000	.00000	.00000
P	.00000	.00000	.00000	.00000
Ca	.00393	.00391	.00380	.00409
Allnt	5.3730	5.2941	5.4108	5.4141
Al%	97.957	97.944	97.956	97.973

Figura 6.16 Resultado de espectrometria de emissão ótica da amostra a ser utilizada nos testes de usinagem revela ser uma liga de alumínio da série 6100. N é o numero de repetições de análise. Ave. é a média dos valores obtidos em n=1, n=2 e n=3.

A ferramenta de usinagem a ser utilizada neste experimento é monocortante de ponta de diamante CONTOUR® modelo CO30LG com algumas características descritas na Figura 6.17.

Figura 6.17- Características do modelo de ferramenta CONTOUR (CO30LG) utilizado nos testes de usinagem.

Onde $r = 0,76\text{mm}$, $\alpha = 11^\circ$, $\gamma = 0^\circ$.

A primeira etapa do processo de usinagem é a execução de um espelhamento da face com o objetivo de diminuir a rugosidade e planificar a face da amostra, conforme mostra a Figura 6.18. Depois de realizado este processo, deve-se ajustar no sistema de controle do PFA, os controladores PID, o formato de onda, a amplitude, a frequência. O tempo de execução do programa deve ser acionado quando se quer interromper por um determinado tempo a execução do PFA, do contrário deve permanecer desligado.

No torno CNC deve ser digitado um avanço que se deseje e junto com o acionamento do sistema de controle do PFA, deve ser iniciado. Todo o processo deve ser acompanhado por pelo menos 1 pessoa, verificando nos gráficos de controle do PFA os resultados que estão sendo obtidos. Ao final do processo deve-se apertar o botão “stop” do sistema de controle para que ele grave todas as informações geradas no processo.

Figura 6.18- Processo de espelhamento da amostra

6.2.2.1- Usinagem com ondas senoidais

Esta usinagem tem por objetivo verificar a consistência da onda senoidal gerada sobre a superfície da amostra através do sistema de controle do PFA. Os dados ajustados no CNC foram o avanço de 0,05mm/volta e rotação de 120 rpm. No sistema de controle foi programado uma amplitude de $1\mu\text{m}$ e uma frequência de onda senoidal de 10Hz. Sabendo-se que o sistema de controle foi projetado para operar a forma de onda acima do eixo de x (em 0 de y), o deslocamento real da profundidade causado pela amplitude na peça é duplicado, sendo a profundidade de usinagem, então, de $2\mu\text{m}$. Não utilizou-se o controle de tempo, ficando assim operando o sistema de controle durante toda a usinagem da superfície da amostra.

Um trecho de 1 segundo referente aos resultados do sistema de controle do PFA para esta usinagem está apresentado na Figura 6.19. Onde na legenda “set point” é o valor desejado de deslocamento da usinagem e “se cap” é o valor de deslocamento da ferramenta de diamante alocada no PFA medido pelo sensor capacitivo.

Figura 6.19 Trecho de usinagem de onda senoidal para frequência de 1Hz e amplitude de 1μm.

Observa-se na Figura 6.19 que este trecho corresponde a situações próximas aos que já se havia analisado em testes de bancada, como um perfeito alinhamento de amplitude e período gerado (set point) com o posicionamento obtido (se cap).

Este resultado experimental já demonstra a não interferência da força de usinagem ao longo do processo, o que já era previsto, já que se trata de uma profundidade de usinagem bem pequena, aliado a um material relativamente mole (liga de alumínio da série 6100) o que resulta em uma força de usinagem da ordem de gramas.

O resultado gerado por esta usinagem foi analisado com aumento de 2,5X no microscópio de varredura 3D VEECO®. Os resultados da superfície usinada são apresentados na Figura 6.20 e 6.21.

Figura 6.20- Vista em perfil da superfície usinada com onda senoidal, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,05mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μm

Figura 6.21- Vista superior da superfície usinada apresentada na Figura 6. A parte preta central não foi usinada, sendo referente ao centro da amostra.

Nota-se que a superfície usinada não teve um acabamento considerável devido a rotação baixa e ao avanço relativamente rápido, porém pode-se observar as ondas senoidais geradas pelo controlador do PFA. Foi realizada também uma análise 2D, em região aleatória da amostra com o objetivo de verificar a amplitude e a forma de onda gerada na usinagem pelo sistema de controle do PFA. Os resultados estão apresentados na Figura 6.22.

Figura 6.22- Medição dos máximos e mínimos da superfície de usinagem da amostra.

O detalhe de apenas uma faixa da superfície gerada é mostrado na Figura 6.23 e apontam para ao cumprimento dos objetivos de controle do PFA. Na análise 2D podemos observar a amplitude gerada na usinagem de $2\mu\text{m}$. As curvas obtidas são características de ondas senoidais. O período gerado das ondas se manteve, como pode ser observado nas Figuras 6.19, 6.20 e 6.21. Pela análise da linearidade do sistema de controle do PFA, as ondas geradas, com os respectivos deslocamentos também se mantiveram constantes. Por se tratar de um assunto muito amplo, neste trabalho não será analisado o acabamento superficial e nem a rugosidade da superfície, e sim somente os objetivos do projeto referentes ao sistema de controle do PFA.

Figura 6.23- Trecho de superfície usinada com onda senoidal

6.2.2.2- Usinagem com ondas quadradas

Assim como no anterior de usinagem de ondas senoidais, esta usinagem tem por objetivo verificar a consistência período e amplitude da onda quadrada gerada sobre a superfície da amostra através do sistema de controle do PFA. Os dados foram ajustados no CNC para avanço de 0,50mm/volta e rotação de 120 rpm. No sistema de controle foi programado uma amplitude de 1 μ m e uma frequência de 10Hz.

Um trecho de 1 segundo referente aos resultados do sistema de controle do PFA para esta usinagem de forma de onda quadrada está apresentado na Figura 6.24. Onde na legenda, “set point” é o valor referido de deslocamento da usinagem e “se cap” é o valor de deslocamento medido pelo sensor capacitivo e efetuado pela ferramenta de diamante alocada no PFA.

Figura 6.24 Trecho de usinagem de onda quadrada para frequência de 10Hz e amplitude de 1 μ m.

Observa-se na Figura 6.24 que este trecho corresponde a situações próximas aos que já se havia feito em testes de bancada para onda quadrada, como um perfeito alinhamento de amplitude e período gerado com o posicionamento obtido. Houve, assim como nos testes de bancada um pequeno atraso da onda em relação ao set point, porém o mesmo permaneceu constante ao longo de todo o experimento, o que já era esperado.

O resultado gerado por esta usinagem foi analisado com aumento de 2,5X no microscópio de varredura 3D VEECO®. Os resultados da superfície usinada são apresentados na Figura 6.25 e 6.26

Figura 6.25 Vista em perfil da superfície usinada com onda quadrada, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,50mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μm .

Nota-se que a superfície usinada não teve um acabamento considerável devido a rotação baixa e ao avanço relativamente rápido, porém, pode-se observar a meia parte das ondas quadradas (a outra parte faz face com a superfície da amostra) geradas pelo controlador do PFA. Foi realizada também uma análise 2D, em região aleatória da amostra com o objetivo de verificar a amplitude e a forma de onda gerada na usinagem pelo sistema de controle do PFA. Os resultados estão apresentados na Figura 6.26

Figura 6.26 Medição dos máximos e mínimos da superfície de usinagem da amostra.

Na Figura 6.26 Podemos observar que com a profundidade de usinagem de $2\mu\text{m}$, o sistema de controle do PFA cumpriu a amplitude desejada na forma de onda quadrada ($2\mu\text{m}$).

Para o primeiro experimento com as ondas senoidais, o avanço na usinagem foi menor, $0,05\text{mm/volta}$ contra $0,5\text{mm/volta}$ na onda quadrada e isso possibilitou uma medição aproximada do formato da onda integralmente, pois se fez a medição ao longo do raio. Para este avanço adotado para ondas quadradas, esta medição torna-se incoerente devido o raio estar variando muito com relação ao canal. Desta forma, a análise do perfil da onda é feita somente em um dos lados de cada trecho por vez, tomando este perfil como característico de onda quadrada, conforme se observa na Figura 6.27

Figura 6.27- Medida de trecho de onda quadrada em usinagem de amostra.

Com relação a avaliação do período da onda gerada, é necessário que a frequência do PFA esteja sincronizado com a rotação da amostra realizada pelo torno.

A onda quadrada gerada possui 2 partes, a primeira que efetivamente usinada e a outra, a que se mantém sobre a face da peça. Estas duas completam 1 onda apenas. Esperam-se 5 usinagens de ondas quadradas sobre a peça, pois com 120 rpm e 10 hz de frequência do PFA, temos 5 ondas usinadas por revolução da amostra. Assim, é possível verificar ângulo das ondas em relação ao centro da amostra. Tomando por base as ondas usinadas, realizaram-se as medições pelo software VEECO®, sendo apresentado o resultado da Figura 6.28. O valor de 36 graus corresponde a 10% dos 360 graus da amostra inteira. Porém esta “fatia” da onda corresponde somente a 50% da onda, ou seja, para uma onda completa, teremos 72 graus. 72 graus vezes 5 ondas, teremos os 360 graus da amostra. Vale observar a homogeneidade de todo o período ao longo das 5 ondas mostradas na Figura (indicado pelas duas setas)

Figura 6.28- Vista superior de uma “fatia” da onda quadrada usinada.

O perfil da ferramenta utilizado possui raio de 760 μ m. Porém apenas 2 μ m são utilizados de profundidade deste raio é utilizado nesta usinagem. A Figura 6.30 mostra um perfil desenhado da ferramenta fora de escala, com a distância de 110,12 μ m de comprimento útil da ferramenta utilizado nesta usinagem. Este

comprimento foi reproduzido em sua integridade conforme se pode observar na Figura 6.30.

Figura 6.29- O arco da figura representa o perfil da ferramenta. Medidas em μm .

Figura 6.30- Vista do perfil usinado da ferramenta

6.2.2.3- Usinagem com ondas quadradas e avanço menor

O objetivo deste ensaio é continuar verificando a consistência de período e amplitude da onda quadrada gerada sobre a superfície da amostra através do sistema de controle do PFA. Os dados ajustados no CNC foram avanço de 0,25mm/volta e rotação de 120 rpm.

O sistema de controle foi mantido com as mesmas condições de perfil de onda utilizadas no experimento de usinagem de ondas quadradas, ou seja, amplitude de $1\mu\text{m}$ e uma frequência de 10Hz.

Nota-se que esta superfície usinada não teve um acabamento considerável devido a rotação baixa e ao avanço relativamente rápido, porém pode-se observar a meia parte das ondas quadradas (a outra parte faz face com a superfície da amostra) geradas pelo controlador do PFA. Foi realizada também uma análise 2D, em região aleatória da amostra com o objetivo de verificar a amplitude e a forma de onda gerada na usinagem pelo sistema de controle do PFA. Os resultados estão apresentados na Figura 6.31 e 6.32.

Figura 6.31- Medição dos máximos e mínimos da superfície de usinagem da amostra.

Figura 6.32- Vista em perfil da superfície usinada com onda quadrada, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,25mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μ m

Na Figura 6.33 pode-se observar com aumento de 10,2x o início e o fim de cada trecho da onda

Figura 6.33- Vista superior da superfície usinada com onda quadrada, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,25mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μ m, com aumento de 10,2x.

Vale lembrar que todo este processo não teve como intenção avaliar a rugosidade superficial ou acabamento da usinagem e sim avaliar a resposta do sistema dinâmico controlado pelo PFA. Na Figura 6.34 se observa a mesma usinagem da Figura 6.33, porém em perspectiva 3D.

Figura 6.34- Vista em perfil da superfície usinada com onda quadrada, frequência de 10 Hz, rotação da amostra de 120 rpm, avanço de 0,25mm/volta e profundidade de usinagem de 2 μ m, com aumento de 10,2x.

Na Figura 6.31 e 6.32 pode se observar a integridade da usinagem decorrente do avanço e retrocesso da ferramenta realizado pelo sistema de controle do PFA. A usinagem termina o seu processo e começa já na profundidade requerida. Isto

comprova o que se observa na Figura 6.24, com a atuação total do controlador PID sobre o deslocamento da ferramenta.

CAPÍTULO 7

Conclusões e Sugestões de Trabalhos Futuros

7.1 Conclusões

Este trabalho vem a contribuir com um projeto de longa duração do laboratório de Engenharia de Precisão da EESC-USP permitindo o projeto e validação de um novo modelo de porta ferramenta assistido para usinagens de precisão e ultraprecisão, testando com sucesso o micro posicionamento da ferramenta de corte (até 15 μm), com frequência de acionamento até 30 Hz durante a usinagem de precisão.

O projeto, construção e análise do PFA foi dividido em 4 partes.

A primeira parte mostrou o estudo e desenvolvimento do projeto mecânico, analisando os princípios de projeto de precisão que poderiam ser aplicados e adequando-os ao sistema do PFA pode-se ter uma nova concepção de modelo.

A segunda parte foi a da modelagem e simulação em Ansys®. Foram realizadas análise estáticas e dinâmicas do PFA. Na análise estática foi observado que a força máxima para um material de aço com o tipo de mola B atingiria cerca de 1460N, bem abaixo da capacidade de 2700N do atuador piezelétrico. Para o alumínio 7075 utilizado, a carga simulada não passou de 630 N utilizando a mola do tipo B. As simulações dinâmicas permitiram estimar a vida em ciclos do conjunto, avaliando seus pontos críticos, além de mostrar se existe ou não a histerese no

conjunto. Para o material alumínio 7075 utilizado, a vida em ciclos da mola do tipo A (mais frágil) chegou a 10^{10} ciclos e apresentou histerese quase nula.

A análise dinâmica também permitiu o conhecimento das frequências naturais e até que valor de frequência que o sistema de controle poderia atuar sem que houvesse algum colapso estrutural. Este sistema para o material confeccionado pode operar, segundo a simulação, até frequências de 700Hz mantendo a qualidade de posicionamento das usinagens.

A terceira parte do projeto do PFA exigiu o conhecimento de técnicas de controle, em especial ao controle PID. Projetou-se um programa em Labview® em que se corrige o posicionamento do PFA de acordo com um tipo de onda, amplitude, frequência que se queira no posicionamento da ferramenta de usinagem.

A quarta parte apresentou os testes em vazio simulando usinagens com os mais diferentes tipos de frequências e amplitudes, verificando a integridade do deslocamento gerado em função do tempo. Também nesta parte foram realizadas usinagens variando-se a forma de onda.

Conforme análise dos resultados obtidos no capítulo seis, pode-se concluir que:

- Não houve grandes variações do deslocamento requerido (set point) da ferramenta de corte em função da amplitude gerada, apenas 0,1% segundo o controlador de linearidade, sendo que os deslocamentos obedeceram a um comportamento constante ao longo do tempo;
- Independente do tipo de onda gerada (senoidal, quadrada, triangular, dente de serra), o controle PID atuou de forma satisfatória fazendo o deslocamento do atuador corresponder a cada ponto de deslocamento da onda desejada, dentro de 1% de variação máxima para ondas quadradas segundo o controlador de linearidade do programa;

- Não há diferença de fase em relação aos diversos deslocamentos aplicados. Os gráficos dos testes em bancada apresentaram um comportamento constante ao longo do tempo para uma mesma frequência de acionamento;
- Por se tratar de um leitor de deslocamento capacitivo (sem contato), a presença do ruído, comum em todos os sistemas, se tornou quase imperceptível;
- O sistema de controle PID projetado, por si só, faz a correção necessária do posicionamento, porém, no programa, foi dada a opção de se introduzir filtros para aumentar ou diminuir a resposta com relação ao posicionamento requerido. Estes filtros não foram utilizados devido ao alto desempenho de resposta do controlador PID. Assim sendo, ficam estes apenas para futuras pesquisas envolvendo tal assunto.

Estas análises garantem a funcionalidade do PFA validando este projeto mecânico bem como a simulação e o sistema de controle implementado. Pode-se afirmar também que, a metodologia aplicada no desenvolvimento deste projeto foi eficaz, pois atingiu os objetivos pré-requeridos de forma eficiente, obedecendo a uma sistematização de definição de necessidade, planejamento e geração de conceitos até a implementação final do sistema de controle com a validação do projeto.

Conclui-se que o objetivo de projetar e desenvolver um porta ferramenta assistido, empregando um atuador piezelétrico, um sensor de posicionamento capacitivo que opera a um movimento axial linear de até 25 μ m, com frequência de acionamento de até 30 Hz (comprovada) e 700Hz simulada durante a usinagem de ultraprecisão, usando um sistema de controle baseado em processar os sinais adquiridos ao longo do micro posicionamento da ferramenta, e usando estas informações para realimentar a sua posição corrigindo ou não, foi atingido.

Este PFA permite realizar trabalhos de usinagens de superfícies ou peças complexas possibilitando as mais diversas formas, simétricas ou não, aumentando a faixa de utilização da máquina e os tipos de peças com ela fabricados.

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

Para um melhor aproveitamento da tecnologia desenvolvida neste projeto de PFA, são apresentadas algumas sugestões de trabalhos futuros:

- Adquirir outra fonte do atuador piezelétrico para possibilitar operações com mais de 30 Hz de frequência de acionamento, validando assim a parte simulada deste PFA.
- Usinar superfícies com avanço bem baixo em alumínio, possibilitando o surgimento de superfícies espelhadas com a forma de onda desejada.
- Adquirir um sensor óptico de precisão para controle da rotação do torno alimentado o sistema de controle na frequência desejada. Assim pode se obter uma perfeita sincronia entre o PFA e o torno de ultraprecisão.

Referências

ARALD T.; GAO W.; KLYONO S. Generation and evaluation of Large-Area Microstructured Surface by Diamond Turning with a Fast Tool Servo, **Proceedings of JSPE SEMestrial Meeting**, v. 2003S, p. 450-450. 2003.

ASM HANDBOOK, **Fatigue and Fracture: Effect of Surface Condition and Processing on Fatigue Performance**. 2 ed. ASM International - The Materials Information Society Materials Park, v.19, p. 314-320. 1997.

BANKS, D. **Introduction to microengineering**, Banks, 1996.

BERTUCCI NETO, V. **Desenvolvimento dos controladores pid**. São Carlos. 1990. 280f. Dissertação (Mestrado) Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1990.

BLASI, B.; BOERNER, V.; DÖLL, W.; DREIBOLZ, J. Periodic surface-relief structures on large areas for optical applications. **1st Gen. Meet. EUSPEN**, Bremen, Alemanha, 1999. p. 522-525.

BURATO, C. U. **Desenvolvimento de um porta ferramenta translativo para a usinagem de ultraprecisão**. 2006, 170f. Tese (Doutorado) Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

CAMPESTRINI, L. **Sintonia de controladores PID descentralizados baseada no método do ponto crítico**. 2006, 86 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2006.

CAMPOS RUBIO, J.C.; DUDUCH, J. G.; VIEIRA PORTO, A. J. Utilização de atuadores e servomotores translativos no acionamento direto de máquinas-ferramenta. In: **VII CIBIN**, Havana. 1997. p. 220-224.

CAMPOS RUBIO, J. C. **Projeto, construção e avaliação de microposicionadores para usinagem de ultraprecisão**. 2000. 147 f. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2000.

CAON JÚNIOR, J. R. **Controladores PID industriais com sintonia automática por realimentação a relê**. 1999. 77 f. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos, 1999.

COLAFEMINA, J. P. **Estudo da Microusinabilidade do Ti (CP) e da Liga Ti-6Al-4V no Torneamento com Ferramenta de Diamante**, 2005, 132p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2005.

COOK, R. D.; MALKUS, D.; PLESHA, M. E. **Concepts and applications of finite element analysis**. New York: John Willey & Sons, 1989, p. 1-30

D'AZZO, J. J.; HOUPIIS, C. H. **Análise e Projeto de Sistemas de Controle Lineares**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1984.

DOMINGUES, S. G **Ajuste de controladores PID baseado em sistemas especialistas**. 1993. 98 f. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1993.

DONALDSON, R. R. A Simple Method for Separating Spindle Error from Test Ball Roundness Error. **Annals of the CIRP**, 1972, v. 21. p. 125-126.

DORNFELD, D.; MIN, S.; TAKEUCHI, Y. Recent Advances in Mechanical MicroMachining, **Annals of the CIRP**, 2006, v. 26. p. 1-23.

- DOW A. T.; MILLER H. M.; FALTER J. P. Application of a fast tool servo for diamond turning of nonrotationally symmetric surfaces. **Precision Engineering**, v.13, p.243-250. 1991.
- DOWLING, N.E. **Mechanical Behavior of Materials**. 2ed. New Jersey: Prentice Hall. 2004
- FUJINO, R. T. **Transições de fases estruturais em cerâmicas ferroelétricas do sistema PMN-PT**. 2006. 106 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2006.
- GALLAGHER, R. H. **Finite element analysis: fundamentals**. 4. ed. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1975. p. 1-19.
- GAN, S. W.; LIM, H. S.; RAHMAN, M.; WATT, F. A fine tool servo for global position error compensation for a miniature ultra-precision lathe, **Int. J. Mach. Tool. Manu.** v. 47. p. 1302–1310. 2007.
- GAO W.;TANO M.; ARAKI T.; KIYONO S.Precision Fabrication of a Large-Area Sinusoidal Surface Using a Fast-Tool-Servo Technique. **JSME International Journal**, Japão, v. 49, n.4. 2006.
- HALE, C. L. **Principles and Techniques for Designing Precision Machines**, Thesis. 242 f. University of California, Livermore, 1999.
- HANG, C. C.; ASTROM, K. J.; HO, W. K. Refinements of the Ziegler-Nichols formula. **IEEE Proceedings**. v. 138, n.2, p.111-117. 1991
- HOWELL, L. L. **Compliant Mechanisms**, New York: John Wiley & Sons, Inc. 2001.
- HUO, D.; CHENG, K. A dynamics-driven approach to the design of precision machine tools for micro-manufacturing and its implementation perspectives,

in: **Proceedings of Imech Part B: Journal of Engineering Manufacture**, v. 222. p. 1–13. 2008.

IKAWA, N.; DONALDSON, R. R.; KOMANDURI, R.; KONIG, W.; MCKEOWN, P. A.; MORIWAKI, T.; STOWERS, I.F. Ultraprecision metal cutting –The past, the present and the future. **Annals of the CIRP**. 1991. v. 40. p. 587-594.

JAVAREZ JR, L.; DUDUCH G. J. **Porta ferramenta assistido para usinagens de precisão e ultraprecisão**. BR n. PI 10.2012.031753.2, 13 dez 2012.

KIM, H. S.; KIM, E. J.; SONG, B. S. Diamond turning of large off-axis aspheric mirrors using a fast tool servo with on-machine measurement. **J. Mater. Process. Tech.** v. 146. p. 349–355. 2004.

KIM, H. S.; LEE, K. I.; LEE, K. M.; BANG, Y. B. Fabrication of free-form surfaces using a long-stroke fast tool servo and corrective figuring with on-machine measurement, **Int. J. Mach. Tool. Manu.** v.49. p. 991–997. 2009.

KOUNO, E. A fast response piezoelectric actuator for servo correction of systematic errors in precision machining, **Annals of the CIRP**, v. 33, p. 369–372, 1984.

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

MANTZ , R. J.; TACCONI, E. J. Complementary rules to Ziegler and Nichols' rules for a regulating and tracking controller. **International Journal of Control**, v. 49, n.5, p. 1465-1471. 1989.

MARSHALL, D.B.; EVANS, A.G.; YAKUBL, K.B.T.; TIEN, J. W.; KINO, G. S. The nature of machining damage in brittle materials. **Proc. Royal Soc. London**. v. 385, p. 461-475. 1983.

MEYERS, M.A. **Mechanical Behavior of Materials**, New Jersey: Prentice Hall, 1999.

MOAVENI, S.; “**Finite Element Analysis – Theory and Application with ANSYS**”, Prentice Hall, New Jersey, 1999.

MONTANARI, L. **Técnicas de projeto aplicadas no desenvolvimento de um microposicionador angular**. 1999. 110 f. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. 1999.

MOULSON, A. J., HERBERT, J.M. **Electroceramics**. Chichester: John Wiley & Sons, 2003.

NAKAZAWA, H.; **Principles of Precision Engineering**. Oxford University Press, 1994.

NISE, S. N. Engenharia de sistemas de controle. Rio de Janeiro: LTC, 2009

PARNICHKUN, M.; NGAECHAROENKUL, C. Kinematics control of a pneumatic systems by hybrid fuzzy PID. **Mechatronics**. v.11, p. 1001-1023. 2001.

PINHEIRO, J. A **Desenvolvimento de um controlador PID para uma mesa angular rotativa**. 2009. 70 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2009.

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

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil, 2003

- ROBERTS, G. N., SUTTON, R., ZIRILLI, A. & TIANO, A. Intelligent ship autopilots – a historical perspective. **Mechatronics**, v.13, p.1091-1103. 2003.
- SEDRA, A. S.; SMITH, K. C. **Microeletrônica**. Makron Books, São Paulo, 2000.
- SLOCUM, A. H. **Precision Machine Design**. New Jersey: Prentice-Hall, Inc. 1992.
- SMITH T. S.; CHETWYND G. D. **Foundation of ultraprecision mechanism design**. Gordon and Breach Science Publishers, p. 348. 1992.
- SPOTTS, M. F., SHOUP, T. E., AND HORNBERGER, L. E.: **Design of Machine Elements**, 8th Ed., New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2004.
- SURESH. S. **Fatigue of Materials**. 2 ed. Boston: Cambridge Press, 1998
- TAKEUCHI, Y.; SAWADA, K.; SATA, T. Ultraprecision 3D micromachining of glass. **Annals of the CIRP**. 1996. v. 45, n.1, p. 401-404.
- TAVARES, R. C. **Projeto de um posicionador submicrométrico para litografia óptica**. 1995. 49 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 1995.
- TIAN, Y.; SHIRINZADEH, B.; ZHANG, D. A flexure-based mechanism and control methodology for ultra-precision turning operation, **Precision Engineering**. v. 33. p. 160–166. 2009.
- TZEN, J.; JENG, S.; CHIENG, W. Modeling of piezoelectric actuator for compensation and controller design. **Precision Engineering**, v. 27, p. 70 - 86. 2003.

VÁSQUEZ, J. A. R. **Desenvolvimento de um posicionador de ultraprecisão.**

1994. 85 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 1994.

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

YAMAGATA, Y.; MORITA, S.; MORIYASU, S.; OHMORI, H.; HIGUCHI, T.

Fabrication of microlens array by offset lathing method using 4-axis ultra high precision machine tool. **1st Gen. Meet. EUSPEN**, Bremen, Alemanha, 1999. p.342-344.