

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FIXAÇÃO E
AJUSTAGEM DE FERRAMENTA PARA USINAGEM DE
ULTRAPRECISÃO**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

RODOLFO GUGLIELMI RABE

FLORIANÓPOLIS, AGOSTO 2001

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FIXAÇÃO E POSICIONAMENTO DE
FERRAMENTA PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO**

RODOLFO GUGLIELMI RABE

ESSA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÀREA DE PROJETO DE SISTEMAS MECÂNICOS
E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Fernando A. Forcellini, Dr. Eng.

Orientador

Prof. Walter L. Weingaertner, Dr. -Ing.

Co-orientador

Prof. Júlio Passos, PhD.

Coordenador da Pós-Graduação

BANCA EXAMINADORA

Prof. Carlos Alberto Martin, Dr. -Ing.

Prof. Eduardo Alberto. Fancello, D.Sc.

Prof. André Ogliari, Dr. Eng.

Eng. Rodrigo Lima Stoeterau, Dr. Eng.

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Santa Catarina, especialmente ao Núcleo de desenvolvimento integrado de produto (NeDIP) e ao Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP).

À Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES).

À Technische Universität Ilmenau – Alemanha, especialmente ao Institut für Maschinenelemente und Konstruktion - Fachgebiet Konstruktionstechnik.

A todos que de maneira direta ou indireta auxiliaram no desenvolvimento dessa dissertação.

SUMÁRIO

Capítulo 1	2
1.1 Usinagem de ultraprecisão.....	3
1.2 Componentes de um torno, tipos de tornos e tipos de ferramentas para usinagem de ultraprecisão.....	7
1.2.1 Constituintes de um torno de ultraprecisão	7
1.2.2 Tipos de tornos	9
1.2.3 Ferramenta de Corte	11
1.3 Ajustagem.....	12
1.4 Objetivo da dissertação.....	15
1.5 Estrutura do trabalho	16
Capítulo 2	18
2.1 Definição da tarefa.....	19
2.1.1 Necessidades dos clientes.....	19
2.1.2 Desdobramento da função qualidade.....	23
2.1.3 Especificações de projeto	25
2.2 Projeto conceitual	26
2.2.1 Função global	26
2.2.2 Obtenção de soluções para cada sub-sistema.	28
2.2.3 Concepções.....	36
2.2.4 Seleção das melhores concepções e suas variantes	41
Capítulo 3	42
3.1 Sub-sistema ajuste da ferramenta	42
3.1.1 Características de posicionamento.....	42
3.1.2 Sistema de posicionamento através de guias lineares abertas ou fechadas	43
3.1.3 Determinação e superdeterminação (<i>exact constrain</i>).....	44
3.1.4 Análise das concepções	47
3.2 Sub-sistema fixação do porta ferramenta	51
3.2.1 Acoplamento estaticamente determinados (<i>kinematic coupling</i>).....	52
3.2.2 Aplicações no acoplamento do porta-ferramenta e os diferentes tipos de bases.....	55
3.3 Sub-sistema fixação da ferramenta.....	56
3.4 Microposicionamento da ferramenta.	60

3.4.1	Sistemas de posicionamento micrométrico com guias flexíveis	60
3.4.2	Guia flexível simples ou pivô elástico.....	62
3.4.3	Sensibilidade das vigas fora do eixo de rotação e variações de geometria	69
3.4.4	Mancais de molas	70
3.4.5	Comparação entre solução por elementos finitos e pelo método analítico.....	72
3.4.6	Concentração de tensão sobre as vigas.....	73
3.5	Conclusões.....	77
	Capítulo 4	79
4.1	Atuadores para micro deslocamento.....	79
4.1.1	Atuadores piezelétricos.....	80
4.1.2	Parafusos diferenciais e micrométricos	87
4.2	Atuadores combinados	89
4.2.1	Parafusos micrométricos operando em conjunto com outros atuadores.....	89
4.3	Sistemas de ampliação de movimento.....	93
4.3.1	Alavancas.....	94
4.3.2	Sistemas com dois ou mais sistemas de ampliação.	98
4.4	Redutores/amplificadores de movimento em aplicações comerciais.	106
	Capítulo 5	110
5.1	Desenvolvimento	110
5.1.1	Diagrama de corpo livre da concepção com alavancas	111
5.1.2	Determinação do n ótimo e escolha do atuador piezelétrico	115
5.2	Dimensionamento	116
5.3	Comparação dos resultados	121
5.4	Aplicações nas demais concepções	127
5.5	Conclusões.....	128
	Capítulo 6	130
6.1	Movimentos parasitas	130
6.1.1	Movimentos parasitas oriundos da concepção	131
6.1.2	Movimentos parasitas devido à fabricação e montagem.....	133
6.1.3	Movimentos parasitas oriundos da Instalação do atuador	137
6.2	Métodos de manufatura	140
6.2.1	Usinagem convencional.....	140
6.2.2	Eletroerosão por faísca (EDM).....	142

6.3 Escolha do material	143
6.4 Verificação da posição do gume na quina da ferramenta.	145
6.4.1 Calibração de microposicionadores angulares	145
6.4.2 Calibração com microposicionadores lineares	146
6.4.3 Estação de posicionamento da ferramenta (<i>tool setting station</i>)	146
6.5 Conclusões.....	148
Capítulo 7	150
Referência Bibliográfica.....	153
ANEXOS	160

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Classificação da exatidão de usinagem - baseado em Taniguchi.....	4
Figura 1.2 – Componentes de um torno	9
Figura 1.3 – Desenho esquemático dos tipos de tornos (Horizontal, T, Guias cruzadas, R- θ).....	10
Figura 1.4 – Esquema de uma ferramenta para usinagem de ultraprecisão	11
Figura 1.5 – Diferentes configurações de ferramentas para ultraprecisão	12
Figura 1.6 – Ferramenta fora do centro (erro amplificado).....	13
Figura 1.7 – Ferramenta não coincidente com o eixo de rotação	13
Figura 1.8 – Profundidade de corte e ângulo da ferramenta.....	14
Figura 1.9 – Gume defeituoso (amplificado).....	14
Figura 2.1 – Primeira matriz do QFD.....	24
Figura 2.2 – Função global do sistema.....	26
Figura 2.3 – Funções parciais do porta-ferramenta	27
Figura 2.4 – Ilustração dos sub-sistemas do porta-ferramenta	28
Figura 2.5 – Princípios de solução para o sub-sistema fixação do porta-ferramenta	30
Figura 2.6 – Princípios de solução para o sub-sistema fixação da ferramenta.....	31
Figura 2.7 – Princípios de solução para o sub-sistema ajuste da ferramenta	33
Figura 2.8 – Concepção 1	37
Figura 2.9 – Concepção 2	37
Figura 2.10 – Concepção 2 sobre torno Moore/Lmp.....	38
Figura 2.11 – Concepção 3	39
Figura 2.12 – Concepção 3 sobre torno Moore/LMP com base θ	39
Figura 2.13 – Concepção 4	40
Figura 2.14 – Concepção 4 sobre torno Moore/Lmp com base θ	40
Figura 2.15 – Concepção 5	40
Figura 3.1 – Guia duplo V	43
Figura 3.2 – Construção com excesso (a) e sem excesso (b) de restrições.	45
Figura 3.3 – Com necessidade (a) e sem necessidade (b) de paralelismo durante a manufatura ..	45
Figura 3.4 – Exemplo de guia com contato puntual	46
Figura 3.5 – Posicionador vertical.....	47
Figura 3.6 – Opções para ajuste da altura.....	47
Figura 3.7 – Guias para grandes deslocamentos.....	49

Figura 3.8 – Montagem da opção <i>a</i> sobre uma base θ	49
Figura 3.9 – Comprimento total da guia horizontal em função dos raios e do tamanho do porta-ferramenta.....	50
Figura 3.10 – a) Guia montada e alinhada sobre base θ , b) Fixação do porta-ferramenta sobre um dispositivo intermediário para ajustagem (Base X-Y)	51
Figura 3.11 – Acoplamentos estaticamente determinados	53
Figura 3.12 – Modificações para aumento da rigidez	54
Figura 3.13 – Parte superior do acoplamento da Figura 3.11c.....	54
Figura 3.14 – Aplicação das concepções.....	55
Figura 3.15 – Concepção montada sobre o torno Moore/LMP em configuração R- θ	56
Figura 3.16 – Diferentes idéias para fixação da ferramenta.....	56
Figura 3.17 – Esquema para uma melhor distribuição da força de fixação.....	57
Figura 3.18 – Exemplos da aplicação da concepção 3.16e em modelos comerciais (a – Precitech, b - Moore Nanotechnology Systems)	58
Figura 3.19 – Modificação na haste da ferramenta	58
Figura 3.20 – Dispositivos para ajustar a quina da ferramenta	59
Figura 3.21 – Tipos de construção de guias flexíveis (guias de molas).....	61
Figura 3.22 - Dimensões de uma guia flexível e várias forças e momentos que causam sua deflexão	63
Figura 3.23 – Tipos de geometria normalmente utilizadas - Circular, Elíptica e Laminar	65
Figura 3.24 – Diferença entre a flexibilidade calculada pela Equação 3.4 (completa) e a versão simplificada (Equação 3.6).....	67
Figura 3.25 – Rigidez de uma viga tipo elíptica.....	69
Figura 3.26 – Mancal linear simples	70
Figura 3.27 – Rigidez em função de β , obtida a partir do uso das equações 3.2, 3.3 e do uso de EF.....	72
Figura 3.28 – Erro entre a rigidez obtida via Equação 3.15 e EF.....	73
Figura 3.29 – Flexão da viga x Tensão máxima.....	75
Figura 3.30 – Tensão máxima sob diferentes forças de flexão	75
Figura 3.31 – Deslocamento da tensão máxima em função de a_y	76
Figura 3.32 – Relação entre tensão limite de fadiga e tensão máxima para diferentes configurações de vigas.....	77
Figura 4.1 – Diferente formas e tamanhos dos atuadores piezelétricos	80

Figura 4.2 – Expansão da cerâmica piezolétrica em função de uma tensão elétrica (+ -) aplicada	81
Figura 4.3 – <i>Creep</i> específico do modelo PU 100NV	82
Figura 4.4 – Variação do efeito piezolétrico em função da temperatura.....	83
Figura 4.5 – Relação entre força gerada e deslocamento	84
Figura 4.6 – Atuador piezolétrico sob a ação de uma força constante	85
Figura 4.7 – Atuador piezolétrico sob a ação de uma força variável.....	86
Figura 4.8 – Parafusos micrométricos	87
Figura 4.9 – Parafusos diferenciais.....	88
Figura 4.10 – Parafusos micrométricos associados à motores elétricos – a) com motor de passo, b) motor cc com <i>encoder</i>	90
Figura 4.11 – Parafusos micrométricos associados a atuadores piezolétricos.....	91
Figura 4.12 – Atuadores micrométricos conectados a atuadores hidráulicos.....	91
Figura 4.13 – Esquema de redução por molas.....	92
Figura 4.14 – Sistema integrado de posicionamento com amplificador de movimento.....	93
Figura 4.15 – Configurações de um sistema por alavanca	94
Figura 4.16 – Forças representadas ortogonalmente aos braços da alavanca.....	95
Figura 4.17 – Modelo simplificado de um sistema de ampliação de movimento	96
Figura 4.18 – Fração do movimento que é perdida como função da relação da rigidez do pivô e da base móvel	97
Figura 4.19 - Mecanismos de ampliação de movimento	98
Figura 4.20 – Esquema de um sistema de ampliação de duas barras	99
Figura 4.21 – Mecanismo de ampliação de duas ou mais barras	100
Figura 4.22 – Sistemas de posicionamentos construídos a partir das concepções da Fig. 4.2	101
Figura 4.23 – Flexão de uma viga bi-apoiada.	103
Figura 4.24 – Mecanismo amplificador.....	104
Figura 4.25 – Microposicionador de curso longo (1500 μ m).....	107
Figura 4.26 – Exemplo de porta-ferramentas comerciais.....	108
Figura 5.1 – a) Concepção original, b) Concepção com alavancas.....	111
Figura 5.2 – Diagrama de corpo livre do microatuador	111
Figura 5.3 – Relações trigonométricas para ângulos muito pequenos	113
Figura 5.4 – Concepção escolhida para acomodar atuador e sistema de ampliação	120
Figura 5.5 – Tensões no pivô da mesa (a) e no pivô 2 da alavanca (b).....	122

Figura 5.6 – Deformação do pivô 1	123
Figura 5.7 – Detalhe das modificações realizadas.....	124
Figura 5.8 – Malha gerada sobre a nova configuração (a). Resultado após simulação da expansão do atuador piezelétrico (b).....	125
Figura 5.9 – Tensões de Von Misses no pivô 1.....	126
Figura 5.10 – Aplicação na concepção 4.....	128
Figura 5.11 – Sugestões para mudança de posição do atuador na concepção 4.....	128
Figura 6.1 – Erros de movimentos em um mancal linear simples.....	131
Figura 6.2 – Recuo da quina da ferramenta.....	131
Figura 6.3 – Variação da altura da quina da ferramenta em função do deslocamento da base...132	
Figura 6.4 – Mancais de molas com compensação de δ_{base}	133
Figura 6.5 – Erros na localização do centro	135
Figura 6.6 – Perpendicularidade do centro.....	136
Figura 6.7 – Exemplos de acoplamentos eixo - eixo tipo sanfona	138
Figura 6.8 – Fresamento de pivô laminar	141
Figura 6.9 – Mesa XY θ mostrando os furos previamente executados (em furadeira CNC) e a geração do perfil através da eletroerosão a fio.	143
Figura 6.10 – Estações de posicionamento com e sem contato.....	147

SIMBOLOGIA

Símbolo	Definição	Unidade
<i>Pivôs e mancais elásticos</i>		
β	$t/2 \cdot a_x$ - Relação geométrica de um pivô circular verdadeiro.	-
γ	$h/2 \cdot a_x$ - Relação geométrica de um pivô circular verdadeiro.	-
ε	a_x/a_y - Relação geométrica de um pivô elíptico em relação aos raios.	-
δ_i	Estiramento do pivô elástico em função de uma força aplicada.	mm
$\beta_{x,y}$	$t/2 \cdot a_{x,y}$ - Relação geométrica de um pivô elíptico em relação a x ou y.	-
$\alpha_{x,y,z}$	Ângulo de rotação em X, Y ou Z.	rad
a_x	Raio do eixo maior da geometria que gera o pivô.	mm
a_y	Raio do eixo menor da geometria que gera o pivô.	mm
b	Profundidade da viga / espessura de um posicionador monolítico.	mm
C	Fator de correção geométrica de um pivô.	-
$F_{x,y,z}$	Força aplicada em X, Y ou Z.	N
h	Altura da viga (em um pivô monolítico).	mm
K_{mancal}	Rigidez de um mancal elástico.	N/mm
K_t	Fator de concentração de tensão causado pela forma do pivô.	-
L	Distância entre os pivôs do mancal elástico.	mm
M_{max}	Máximo momento suportado pelo pivô.	N·mm
$M_{x,y,z}$	Momento aplicado em torno do eixo X, Y ou Z.	N·mm
q	Deslocamento do mancal linear.	mm
q_{max}	Máximo deslocamento suportado por um mancal elástico.	mm
R_f	Raio de arredondamento do pivô laminar.	mm
t	Espessura (altura) da parte mais fina do pivô.	mm
<i>Atuadores, redutores e amplificadores de movimento</i>		
<i>Atuadores piezelétricos</i>		
α	Deslocamento associado aos pivôs de rigidez k_s .	mm
δ	Deslocamento associado aos pivôs de rigidez k_b .	mm
λ	Flexão da barra de acionamento bi-apoiada.	mm
ΔL_0	Deslocamento nominal do atuador piezelétrico.	μm
$\Delta L_{\text{efetivo}}$	Deslocamento efetivo do atuador piezelétrico.	μm
ΔL_z	<i>Off-set</i> do atuador piezelétrico em função de uma força externa constante.	μm

α_p	Relação de rigidez da base móvel e o acoplamento do atuador.	-
β_p	Relação de rigidez da base móvel e o pivô. (alavanca simples).	-
$\alpha_{p1,2,3...}$	α_p em um sistema de alavancas em cascata.	-
$\beta_{p1,2,3...}$	β_p em um sistema de alavancas em cascata.	-
ΔY	Deslocamento vertical (de projeto) da mesa posicionadora.	mm
$\Delta Y_{\text{esperado}}$	Deslocamento de projeto pretendido.	mm
$\Delta Y_{\text{ótimo}}$	ΔY para um conjunto operando com $n_{\text{ótimo}}$.	mm
A	Comprimento do braço de alavanca.	mm
B	Comprimento do braço de alavanca.	mm
C_p	Constante do atuador piezelétrico.	$(N \cdot \mu m)^{1/2}$
D	Distância entre duas conexões na barra de acionamento.	mm
f	Fração da perda de movimento.	%
$F_{1,2,3...}$	Forças (entrada ou saída) nas alavancas.	N
F_n	Força de reação do atuador.	N
F_p	Força de reação sobre o atuador piezelétrico.	N
$F_{p_{\text{max}}}$	Máxima força gerada por um atuador piezelétrico desacoplado.	N
$F_{p_{\text{max}} \text{ efet.}}$	Máxima força gerada por um atuador piezelétrico acoplado.	N
F_y'	Força de reação da mesa.	N
k_0	Rigidez da barra de acionamento (do sistema) em contato com o atuador.	N/mm
$k_{1,2,3...}$	Rigidez de cada pivô em um mecanismo.	N/mm
k_{atuador}	Rigidez do atuador conectado à alavanca.	N/mm
k_b	Rigidez angular de um pivô elástico. ($K_{\alpha z M z}$)	N/mm-rad
$K_{c1,2,3...}$	Rigidez angular do pivô 1, 2, 3...	N/mm-rad
$K_{e1,2,3...}$	Rigidez linear do pivô 1, 2, 3...	N/mm
K_m	Rigidez mecânica do conjunto (pivôs+ alavancas+ acoplamentos, etc.).	N/mm
K_p	Rigidez nominal do atuador piezelétrico.	N/ μm
k_s	Rigidez de tração de um pivô elástico. ($K_{\delta x F x}$)	N/mm
K_s	Rigidez equivalente do sistema mecânico junto ao atuador piezelétrico.	N/ μm
k_{sys}	Rigidez do sistema amplificado pelas alavancas.	N/mm
K_{tb}	Rigidez total da mesa.	N/mm
K_y	Rigidez linear (de projeto) do microposicionador no eixo Y.	N/ μm
$K_{y_{\text{ótimo}}}$	K_y para um conjunto operando com $n_{\text{ótimo}}$.	N/mm
n	Fator de ampliação/redução de movimento.	-
$n_{1,2,3...}$	n em um sistema de alavancas em cascata.	-

$n_{\text{ótimo}}$	n para um conjunto atuador + sistema mecânico otimizado.	-
$x_{1,2,3\dots}$	Distância entre o ponto de aplicação da força e o apoio (pivô) da alavanca.	mm
$X_{1,2,3\dots}$	Deslocamento da alavanca 1, 2, 3... na direção X.	mm
y	Deslocamento nominal do atuador.	mm
Y	Deslocamento vertical da mesa posicionadora em função de uma força.	mm

Diversos

γ	Coefficiente de Poisson do material.	-
$\Delta\theta_{x,y}$	Erro de perpendicularismo dos centros durante a confecção de um pivô.	mm
Δa_x	Erro no raio utilizado na confecção de um pivô elástico.	mm
Δb	Erro na espessura do bloco utilizado na confecção de um pivô elástico.	mm
δ_{base}	Recuo da base móvel em função de um movimento parasita.	μm
σ_{EF}	Tensão calculada através de elementos finitos.	MPa
σ_{max}	Tensão máxima (escoamento, tração, etc.) do material.	MPa
δ_{recuo}	Recuo da monta da ferramenta em função de um movimento parasita.	μm
$\Delta_{x,y}c$	Erro na localização do centro do raio durante a confecção de um pivô.	mm
σ_y	Tensão de escoamento do material.	MPa
c_i	Número de restrições de cada vínculo ou ligação.	-
E	Módulo de elasticidade do material.	GPa
f_i	Número de graus de liberdade do inésimo pivô.	GL
j	Números de pivôs (para cálculo de mobilidade)	-
K_{EF}	Rigidez calculada através de elementos finitos.	N/ μm
K_{esperado}	Rigidez de projeto pretendida.	N/ μm
M	Mobilidade de um conjunto mecânico (ou de uma guia).	GL
n_l	Número de elementos (ligações) que compõe cada conjunto mecânico/guia.	-

GLOSSÁRIO

Muitos termos diferentes são empregados para descrever os artefatos nas medições. Este vocabulário define somente uma pequena seleção dos termos mais utilizados na dissertação. Apesar dessa listagem ter sido tirada originalmente de uma publicação do Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial – INMETRO, e direcionada para instrumentos de medição, a mesma nomenclatura será utilizada ou adaptada no decorrer da dissertação para caracterizar atuadores e sistemas de posicionamento.

Indicação (de um instrumento de medição) [<i>indication (of a measuring instrument)</i>]	Valor de uma grandeza fornecido por um instrumento de medição.
Exatidão de medição [<i>accuracy of measurement</i>]	Grau de concordância entre o resultado de uma medição e um valor verdadeiro do mensurando.
Repetitividade (de resultados de medições) [<i>repeatability (of results of measurement)</i>]	Grau de concordância entre os resultados de medições sucessivas de um mesmo mensurando efetuadas sob as mesmas condições de medição.
Transdutor de medição [<i>measuring transducer</i>]	Dispositivo que fornece uma grandeza de saída que tem uma correlação determinada com a grandeza de entrada. Ex. Termopar, extensômetro, apalpadores indutivos, etc.
Sistema de medição [<i>measuring system</i>]	Conjunto completo de instrumentos de medição e outros equipamentos acoplados para executar uma medição específica.
Sensor [<i>sensor</i>]	Elemento de um instrumento de medição ou de uma cadeia de medição que é diretamente afetado pelo mensurando.
Escala (de um instrumento de medição) [<i>scale (of a measuring instrument)</i>]	Conjunto ordenado de marcas, associado a qualquer numeração, que faz parte de um dispositivo mostrador de um instrumento de medição.
Sensibilidade [<i>sensitivity</i>]	Varição da resposta de um instrumento de medição dividida pela correspondente variação do estímulo.
(Limiar de) Mobilidade [<i>discrimination (threshold)</i>]	Maior variação no estímulo que não produz variação detectável na resposta de um instrumento de medição, sendo a variação no sinal de entrada lenta e uniforme. Ex. Insensibilidade à ruídos internos e externos
Resolução (de um dispositivo mostrador) [<i>resolution (of a displaying device)</i>]	Menor diferença entre indicações de um dispositivo mostrador que pode ser significativamente percebida. Ex. no mostrador digital, é a variação na indicação quando o dígito menos significativo varia de uma unidade.
Estabilidade [<i>stability</i>]	Aptidão de um instrumento de medição em conservar constantes suas características metrológicas ao longo do tempo.
Exatidão de um instrumento de medição [<i>accuracy of measuring instrument</i>]	Aptidão de um instrumento de medição para dar respostas próximas a um valor verdadeiro.
Repetitividade (de um instrumento de medição) [<i>repeatability (of a measuring instrument)</i>]	Aptidão de um instrumento de medição fornecer indicações muito próximas, em repetidas aplicações do mesmo mensurando, sob as mesmas condições de medição.
Precisão [<i>Precision</i>]	Termo genericamente utilizado. Na verdade é o mesmo que repetibilidade, no entanto não deve ser utilizado como exatidão.

RESUMO

Na usinagem de ultraprecisão, especificamente no torneamento usando ferramenta de gume único, o correto posicionamento da ferramenta é necessário para se minimizarem as falhas de geometria e de acabamento superficial da peça usinada. Sendo assim, é importante que cada ajuste da ferramenta possa ser executado dentro das tolerâncias que o processo exige. Normalmente, os principais ajustes são realizados pelo porta-ferramenta, o que demanda a necessidade de um sistema de fixação e ajustagem da ferramenta que leve em consideração as particularidades dos diferentes tornos, ferramentas e peças a serem usinadas, permitindo, com isso, o correto *set-up* da ferramenta. As diferentes configurações de porta-ferramentas apresentadas nesta dissertação levam em consideração esses pontos, que são estudados e apresentados em detalhes. Como contribuição principal dentro do projeto do porta-ferramenta, a ênfase deste trabalho está no microposicionamento da ferramenta com uso de guias flexíveis.

Palavras chaves: Porta-ferramenta, ajustagem, microposicionador, pivôs elásticos

ABSTRACT

In ultraprecision machining, especially by turning using single point diamond tools, the correct tool set-up is needed for minimizing geometric and surface errors on the work piece. In this way it is important that each adjustment of the tool has to be executed inside the required tolerances. Usually, the main set-ups are realized through the toolholder, which demands the necessity of a tool hold and a tool set system that considers each lathe, tool and work piece particularities. So, the correct tool set-up can be done. The different toolholders ideas, which are presented in this dissertation, are taking these points in account and are studied and shown in details. The main contribution to the toolholder project is the tool microposition system using flexures.

Key words: Toolholder, adjustment, micropositioning systems, flexures

Capítulo 1

Introdução

Este primeiro capítulo tem como objetivo justificar o porquê da necessidade de um sistema de fixação e ajustagem de ferramenta para usinagem (torneamento) de ultraprecisão, além de mostrar como o desenvolvimento de tal sistema pode contribuir para um melhor domínio de projeto de sistemas mecânicos voltados à ultraprecisão.

Como introdução, há um breve retrospecto sobre o que é a usinagem de ultraprecisão, mostrando onde ela é aplicada e principalmente destacando a ordem de grandeza de dimensão e forma que ela compreende, pois é justamente a necessidade de alta definição dimensional, geométrica de acabamento superficial que a difere da usinagem convencional e de precisão.

O torneamento de ultraprecisão é o processo de fabricação escolhido como plataforma de desenvolvimento do trabalho. A escolha de um torno de ultraprecisão para ser desenvolvido o sistema de fixação e ajustagem de ferramenta (o porta-ferramenta) se deve às potencialidades do torneamento em substituir determinados processos de fabricação com vantagem, principalmente no que se refere à flexibilidade de fabricação e volume de produção. Tudo isso com a mesma exatidão obtida nos processos de fabricação concorrentes.

Assim, para melhor entender os requisitos que o porta-ferramenta deve cumprir, os componentes de um torno são apresentados, servindo posteriormente para mostrar as inter-relações entre o porta-ferramenta e o restante do torno. Ainda nessa linha de pensamento, também é apresentado um estudo sobre as principais configurações de tornos comercialmente disponíveis e quais são os tipos de ferramentas utilizados na usinagem de ultraprecisão.

Por fim, este capítulo apresenta ajustes de ferramenta que são necessários para a usinagem de uma peça de ultraprecisão. Esses ajustes, na grande maioria executados no porta-ferramenta, estão relacionados com a forma da peça a ser produzida e diretamente ligados com o tipo de torno utilizado, pois as referências de posicionamento e a necessidade ou não de determinados ajustes sofrem modificações para cada configuração de torno.

Uma abordagem mais detalhada dos assuntos apontados nesta introdução é apresentada nos itens 1.1 a 1.3.

1.1 Usinagem de ultraprecisão

A usinagem de ultraprecisão pode ser definida como uma técnica de usinagem que possibilita a fabricação de componentes mecânicos, ópticos e eletrônicos com alta definição dimensional, geométrica e com ou sem a necessidade de elevada qualidade superficial.

Historicamente, a usinagem de ultraprecisão existe desde o século XIX, no entanto, utilizando processos que demandavam um longo tempo de fabricação, como retificação, brunimento, lapidação, polimento. Apesar dos bons resultados, o que faz esses processos de fabricação serem usados até hoje, a relação custo de fabricação/tempo é alta, o que motivou o estudo e utilização de processos diferentes dos utilizados até então, como por exemplo o uso de ferramentas com geometria definida.

A usinagem de ultraprecisão com ferramenta de geometria definida, da forma que é conhecida hoje, teve sua origem nos anos 60, impulsionada principalmente por áreas ligadas à defesa, energia, computação e eletrônica. Nos anos 70, trabalhos experimentais foram realizados envolvendo a fabricação de componentes ópticos de formas simples. Já nos anos 80 a necessidade de se obterem resultados ainda melhores (em termos de exatidão geométrica, dimensional e qualidade superficial) promoveu o desenvolvimento de avançadas máquinas-ferramentas com sofisticados sistemas de controle e posicionamento.

Da mesma maneira, aconteceu paralelamente o repasse dessas novas tecnologias para os meios não militares, impulsionando assim a indústria de bens de consumo. Hoje há a usinagem de ultraprecisão como forma de se produzir diversos componentes de uso comum ou industrial, tais como substratos para fotocopiadoras e discos rígidos, sistemas ópticos (lentes e espelhos), mancais aerostáticos, cabeçotes de vídeo, etc.

Uma vez que a usinagem de ultraprecisão está disponível para as indústrias de bens de consumo, é interessante demonstrar no que ela se difere da usinagem convencional.

A Tabela 1.1 fornece uma visão geral dos processos de usinagem que representam um ponto de partida para um correto entendimento sobre a usinagem de ultraprecisão e os pontos a serem abordados na dissertação.

Taniguchi (1983, 1996) apresenta a evolução da exatidão no processo de usinagem (Figura 1.1) para dividir e classificar os diversos tipos de processos de remoção de material quanto à exatidão atingível.

Tabela 1.1 – Classificação dos tipos de usinagem

Usinagem	Processo		Exatidão
Convencional	Geometria definida	Torneamento Fresamento Furação Plainamento Etc.	1 μ m a 0,01 μ m
	Geometria não definida	Retificação Brunimento Lapidação Polimento Etc.	1 μ m a 0,01 μ m
Não convencional	Eletroerosão por faísca / fio Eletroerosão química Remoção por ultra-som Remoção termofísica (laser, feixe de elétrons / íons) Etc.		10 μ m a 1nm

Como essa divisão é função dos avanços tecnológicos disponíveis para a construção de máquinas-ferramenta, as fronteiras têm sido constantemente derrubadas, como se pode observar na Tabela 1.2, gerada a partir das projeções de Taniguchi apresentadas na Figura 1.1.

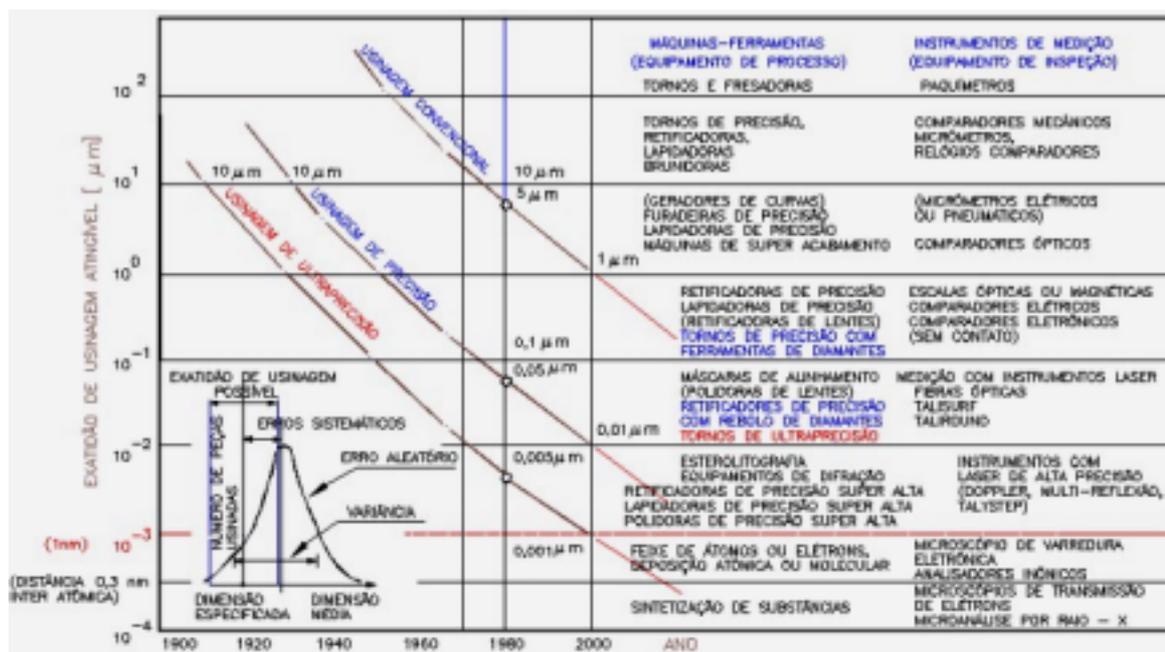


Figura 1.1 – Classificação da exatidão de usinagem - baseado em Taniguchi, (1983, 1996)

Tabela 1.2 – Divisão da usinagem segundo exatidão atingível

Usinagem	Exatidão atingível (evolução)	
	1980	2000 (Estimativa)
Normal	5 μm	1 μm
De Precisão	0,5 μm	0,1 μm
De Ultraprecisão	0,005 μm	0,001 μm

No entanto, o que já se observa é uma evolução ainda maior na exatidão atingível, sendo que, comercialmente, já existe centro de usinagem com uma resolução de 1nm ($1 \times 10^{-9}\text{m}$) para os eixos de acionamento¹. Isso, juntamente com o desenvolvido sistema de controle metrológico da máquina, permite utilizar o processo de usinagem convencional em áreas até poucos anos atrás exclusivas da usinagem não convencional.

Com base na definição de exatidão atingível de usinagem (Tabela 1.2) e da classificação dos tipos de usinagem (Tabela 1.1), se o objetivo é usinar componentes de ultraprecisão, muitos são os processos disponíveis. A escolha do melhor processo baseia-se nos critérios mais adequados, como volume de produção, capacidade de expansão da produção, custo das máquinas, flexibilidade produção, etc.. Em resumo, ela se baseia em tudo aquilo que contribui para melhorar a fabricação de um determinado componente, com um custo coerente.

No caso do presente trabalho, o processo de fabricação escolhido é o de **usinagem convencional por torneamento, usando ferramenta de geometria definida, com diamante monocristalino**. Esse processo possui vantagens e desvantagens em relação aos outros processos, além de características bem particulares. Para exemplificar, pode-se utilizar como exemplo a fabricação de elementos ópticos transmissivos (lentes), utilizando-se o método convencional e por torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante monocristalino (Tabela 1.3).

O método tradicional para a produção de lentes está sendo, em alguns casos, gradativamente substituído por torneamento, o que cria uma demanda por tornos de ultraprecisão e, conseqüentemente, por um bom porta-ferramenta.

Entre as vantagens que o torneamento de ultraprecisão possui frente ao processo tradicional de fabricação de lentes e espelhos, destacam-se:

¹ Centro de usinagem Fanuc Robonano Ui., primeira unidade entregue em março de 2000

- Maior capacidade de geração de formas complexas (ex. anesferas e formas pouco comum usando ferramenta ativa)².
- Menor agressão ao meio ambiente, por utilizar pouco fluido de corte e normalmente materiais menos poluentes que , por exemplo, as pastas usadas para polimento.

Melhor processo produtivo, devido à redução do número de etapas, flexibilidade de produção, etc., como mostrado qualitativamente na Tabela 1.4.

Tabela 1.3 – Comparação da fabricação de lentes de contato pelo processo tradicional e por torneamento de ultraprecisão

Seq.	Tradicional	Máquina	Torneamento	Máquina
1	Corte	Serra	Corte	Serra
2	Usinagem de pré-forma	Lapidadoras	Usinagem de pré-forma	Torno Ultraprecisão
3	Pré-lapidação			
4	Lapidação grosseira			
5	Pré lapidação fina			
6	Lapidação fina			
7	Pré polimento	Polidoras	Usinagem de correção	
8	Polimento			
9	Polimento fino			
10	Polimento de contato	Manual	Usinagem de ultraprecisão	
11	Polimento de correção			

Comparando os dois processos, a usinagem de ultraprecisão mantém suas características independente do tamanho do lote. Na produção de grandes lotes, o método tradicional é na maioria dos aspectos superior, pois é otimizado para operar em condições bem específicas, como uma lente de diâmetro e raio de curvatura bem definidos. Um exemplo é a taxa de remoção do material. Ao se analisar somente a produção de uma lente, o torno remove maior quantidade de material. No entanto, ele trabalha com uma lente de cada vez.

Já no método tradicional, dezenas de lentes podem ser manufaturadas ao mesmo tempo, assim a taxa de remoção de material daquele lote é muito maior que a obtida em um torno. O

² Conhecido também como *fast tool*, que pode ser aproximado como o ato de esculpir uma peça por torneamento. Um caso prático seria esculpir um rosto em uma peça instalada em um torno, através do sincronismo entre a ferramenta e a rotação da peça de trabalho.

preço desse alto volume de produção é a baixa flexibilidade de produção e, em alguns casos, a impossibilidade de se fabricarem lentes com determinadas características, pois as máquinas são demasiadamente dedicadas.

Tabela 1.4 – Comparação entre o processo tradicional e por usinagem de ultraprecisão de lentes em relação ao tamanho de lote (⊕ - lotes grandes, ⊗ - lotes pequenos)

Características	Tradicional			Usinagem Ultraprecisão		
	Alta	Média	Baixa	Alta	Média	Baixa
Produtividade	⊕		⊗		⊕ ⊗	
Investimento em tecnologia	⊗		⊕		⊕ ⊗	
Custo dos equipamentos	⊗		⊕		⊕ ⊗	
Número de etapas (1 etapa = 1 máquina)	⊕ ⊗					⊕ ⊗
Tempo de <i>set-up</i>	⊗		⊕			⊕ ⊗
Relação entre operador e máquina	⊕ ⊗				⊕ ⊗	
Taxa de remoção de material	⊕		⊗		⊕ ⊗	
Tempo secundário de fabricação (transporte/.....)	⊗		⊕			⊕ ⊗
Flexibilidade de fabricação			⊕ ⊗	⊕ ⊗		
Custo/peças	⊗		⊕		⊕ ⊗	

1.2 Componentes de um torno, tipos de tornos e tipos de ferramentas para usinagem de ultraprecisão

Visto que o porta-ferramenta é designado para operar em um torno, neste item são definidos os principais componentes do torno, com o objetivo de apresentar e ilustrar a nomenclatura adotada e facilitar, no decorrer dos capítulos, o entendimento do projeto do sistema de fixação e ajustagem da ferramenta. Pelo mesmo motivo, também são apresentados os diferentes tipos de tornos usados para usinagem de ultraprecisão e os tipos de ferramentas utilizadas com o porta-ferramenta.

1.2.1 Constituintes de um torno de ultraprecisão

A função de um torno pode ser dividida com base em três sistemas principais. Um sistema de fixação da ferramenta, um sistema de fixação da peça e, por fim, um sistema que promove um movimento relativo entre a ferramenta e a peça.

Os diversos sistemas que compõem o torno estão descritos a seguir e estão representados na Figura 1.2.

- *Sistema de acionamento e fixação da peça* – responsável pelo movimento e fixação da peça em relação à ferramenta. Esse sistema é composto pela:
 - *Árvore (ou cabeçote)* – fornece um movimento de rotação suave e preciso da peça de trabalho. Em uma das extremidades da árvore, encontra-se o sistema de fixação da peça de trabalho (placa de fixação).
 - *Acionamento do cabeçote* – Responsável pela rotação responsável por girar o conjunto árvore – fixação – peça.
- *Sistema de posicionamento* – responsável por executar uma trajetória pré determinada da ferramenta em relação à peça, com base em um referencial. Fazem parte desse sistema:
 - *Guias da máquina* – É a trajetória que a ferramenta ou a peça utilizará durante o seu posicionamento ou usinagem.
 - *Acionamento das guias* – Sistema responsável por movimentar as guias dentro de parâmetros previamente definidos, como velocidade, trajetória, aceleração, etc.
 - *Sistema de controle / sistema metrológico da máquina* – Responsável pelo posicionamento preciso da ferramenta ou da peça de trabalho, através do controle dos acionamentos das guias e monitorado pelo sistema metrológico da máquina.
- *Sistema de fixação da ferramenta* – mantém a ferramenta fixa e fornece uma plataforma para que sejam executados os ajustes necessários para um correto *set-up* da máquina. Esse sistema é composto pelo:
 - *Sistema de fixação e ajustagem da ferramenta* – Representado pelo porta-ferramenta, que é o responsável pelo correto posicionamento da ferramenta em relação à peça e ao torno, evitando-se assim erros na superfície usinada que a comprometam. Ele também é um componente crítico na usinagem por torneamento, por ser o elemento final da cadeia estrutural entre a ferramenta e a peça que está sendo usinada. Infelizmente, sua importância é normalmente ignorada no projeto de uma máquina ferramenta, devido ao seu pequeno tamanho e robustez. Entretanto, robustez não significa necessariamente alta rigidez, sendo que os requisitos e preocupação para um posicionamento conveniente e correto da ferramenta

normalmente predominam sobre a rigidez, abrindo caminho para que ruídos interfiram no resultado final de uma usinagem (Franse, 1989).

- *Estrutura da máquina* – Estrutura básica no qual os sistemas da máquina são montados, provendo uma estrutura rígida e isolando-a de vibrações externas através de suportes especiais. No torno, o **porta ferramenta é montado sobre a base (mesa)**, que também será usada pelo sistema de posicionamento como referência (ponto zero).

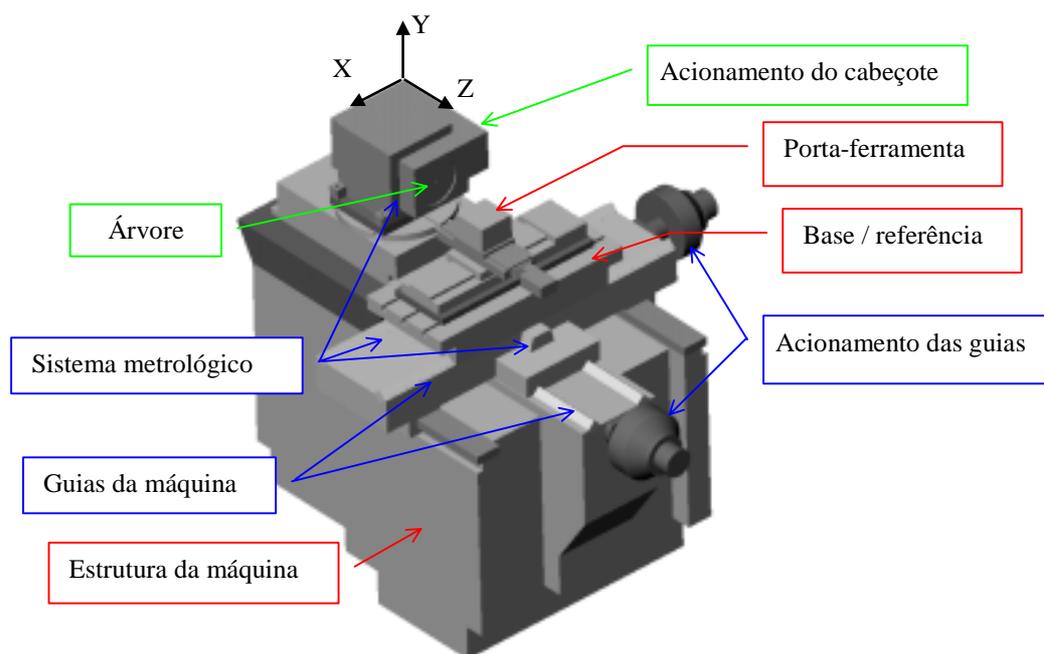


Figura 1.2 – Componentes de um torno

Apresentados os principais componentes de um torno, a próxima etapa será a apresentação das configurações mais comuns de tornos (Figura 1.3) usados para ultraprecisão. Esse prévio conhecimento será necessário, pois o porta-ferramenta será utilizado em diferentes configurações, possuindo cada uma, características próprias que devem ser levadas em consideração durante a fase de projeto.

1.2.2 Tipos de tornos

É importante destacar os principais tipos de tornos utilizados na usinagem de ultraprecisão (baseados na sua cinemática), pois não somente isso é necessário para determinar quais tipos de peças podem ser geradas (forma das peças), mas também, especificamente neste

trabalho, eles indicam que espécie de ajuste se deve fazer na ferramenta para que a peça a ser usinada saia dentro das especificações de projeto (sem erro de geometria).

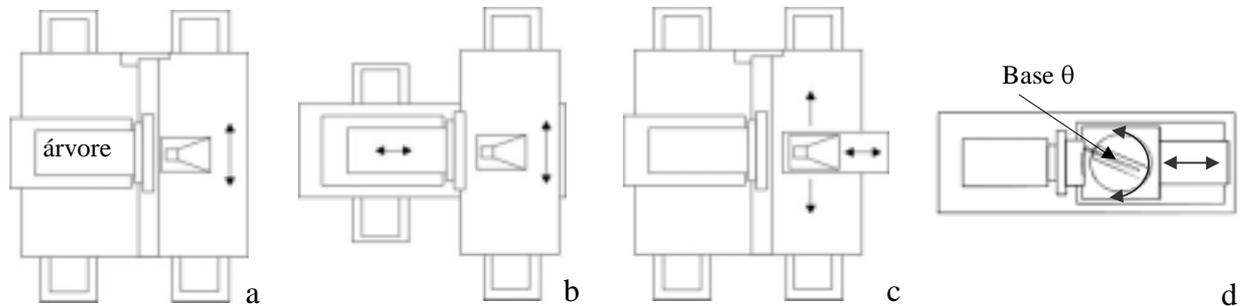


Figura 1.3 – Desenho esquemático dos tipos de tornos (Horizontal, T, Guias cruzadas, R-θ)

- Torno para faceamento horizontal (Figura 1.3a) – Caracterizado por ter a árvore montada horizontalmente, podendo gerar somente peças planas, com movimento controlado somente no eixo X. Pode ser utilizado de duas maneiras:
 - ◆ Para faceamento, no qual a peça é montada na árvore e a ferramenta se desloca sobre as guias.
 - ◆ *Fly-cutting*, onde a ferramenta é montada na árvore e a peça se desloca sobre a guia.
- Tornos com guias em T (Figura 1.3b) – Fisicamente caracterizado por ter uma base em formato T. É uma máquina também com a árvore montada horizontalmente e com capacidade de movimento controlado na direção Z. Por possuir o eixo X também controlado, pode gerar, através da interpolação dos eixos, superfícies planas, esféricas, toroidais, parabólicas, hiperbólicas, etc.
- Tornos com guias cruzadas (Figura 1.3c) – Semelhante ao tipo T, com a capacidade de gerar os mesmos tipos de superfícies. Sua principal diferença é que a árvore é fixa, sendo o porta-ferramenta montado sobre um par de guias cruzadas. Ambos os eixos são controlados.
- Torno R-θ (Figura 1.3d) – Tem seus eixos de deslocamentos nas direções R e θ do sistema de coordenadas polares. Pode gerar superfícies esféricas e anesféricas. É caracterizado por ter uma mesa rotativa controlada (chamado também de eixo B) onde o porta-ferramenta é montado. Possui o eixo Z móvel e adicionalmente uma guia instalada entre o porta-ferramenta e a base θ , que tem como função determina o raio a ser usinado na peça.

Como será posteriormente visto, em um torno R-θ é necessário realizar mais operações para realizar o correto *set-up* da ferramenta.

1.2.3 Ferramenta de Corte

Outro componente ligado diretamente ao porta-ferramenta é a própria ferramenta utilizada para usinagem de ultraprecisão. A vantagem de se usar o diamante monocristalino como ferramenta de corte é a possibilidade da criação de ferramentas de gume bem definido, exato quanto a sua geometria (devido ao uso da lapidação). Além disso, são extremamente resistentes ao desgaste (alta dureza do diamante) e com baixo coeficiente de atrito (facilita a saída do cavaco) em materiais como alumínio, cobre, prata, ouro e suas respectivas ligas.

Quando utilizado esse tipo de ferramenta com um torno de ultraprecisão, conseguem-se peças com exatidão de forma e de dimensão abaixo do micrometro e um acabamento superficial com uma rugosidade (R_a) no ordem do nanometro. Como desvantagens pode-se citar sua fragilidade aos impactos e sua afinidade química com materiais formadores de carbonetos (ferro, cromo, titânio etc.).

Dentre as características de uma ferramenta típica para usinagem de ultraprecisão, as mais ligadas ao desenvolvimento do porta-ferramenta são as dimensões e forma da haste e o raio da quina, que pode variar de alguns micrometros até milímetros, dependendo da aplicação. Além disso, o ângulo de quina (ϵ_h) pode variar de menos de 1° até 20° , o que exige uma flexibilidade de posicionamento maior ao se prender a ferramenta no porta-ferramenta. Os principais parâmetros que caracterizam uma ferramenta de diamante monocristalino são mostrados na Figura 1.4.

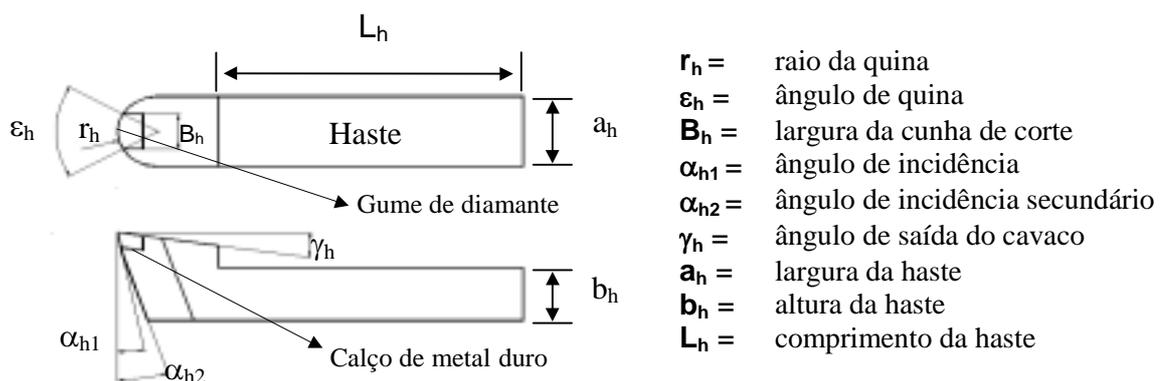


Figura 1.4 – Esquema de uma ferramenta para usinagem de ultraprecisão

A forma da haste é escolhida à parte e pode ter diferentes tipos de seção (as mais comuns são a circular e a retangular, como mostrado na Figura 1.5). Seu diâmetro ou altura, assim como seu comprimento, também podem ser especificados pelo cliente ou podem seguir um

determinado padrão do fabricante das ferramentas. Um torno para ultraprecisão pode possuir um grande número de diferentes ferramentas, que dependem diretamente da geometria da peça a ser usinada e da configuração do torno utilizado

Como resultado prático, deve-se prever a correta fixação de hastes de diversas geometrias e compensar as diversas alturas oriundas da montagem do gume de diamante na haste (montado no topo ou no meio da haste).



Figura 1.5 – Diferentes configurações de ferramentas para ultraprecisão

1.3 Ajustagem

Como apresentado, o porta-ferramenta tem como função fixar a ferramenta e permitir o ajuste da mesma em relação ao torno, ao centro de giro da árvore e à peça de trabalho. Para cada conjunto peça – tipo de torno – ferramenta, existe um conjunto de ajustes (*set-up*), que devem ser realizados para que a peça usinada fique dentro das tolerâncias desejadas (sem erro de geometria e forma). Isso é algo particularmente crítico quando se trabalha com ordem de grandezas na faixa do μm ou microradiano, que são as unidades típicas da usinagem de ultraprecisão.

Desse modo, o próximo passo é identificar os tipos de erros oriundos de uma má ajustagem e, posteriormente, disponibilizar no porta-ferramenta os meios necessários para minimizá-los.

Os erros mais comuns encontrados são: (Hannah; Rhorer, 1989, Vallejos, 1992)

- Não coincidência de centros – Esse é um erro que **não pode** ser diretamente resolvido com uma ajustagem pelo porta-ferramenta, mas sim através da correta ajustagem inicial da base. Em um torno R- θ é um erro causado pela base θ estar antes ou depois da linha de centro (LC), ou seja, a linha que passa exatamente no centro de rotação da árvore e **X**, que é o centro de rotação da base θ . Se a base estiver depois da linha de centro, a peça terá a forma

cônica. Se a base estiver antes da linha de centro, o formato será de uma cardioide. Os dois casos (que acontecem tanto em peças côncavas ou convexas) estão apresentados na Figura 1.6. Obtendo-se $X = X_o$, elimina-se essa excentricidade e , conseqüentemente, o erro de forma da peça. Esse erro é oriundo de uma má ajustagem da base θ após sua instalação sobre o torno e está colocado aqui por ser um erro comum e também classificado como um erro de posicionamento da ferramenta.

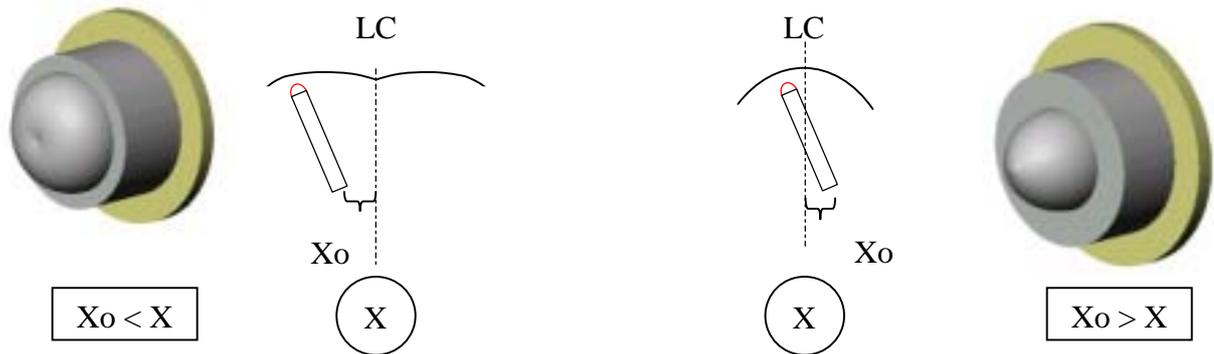


Figura 1.6 – Ferramenta fora do centro (erro amplificado)

Estando $X = X_o$, a quina da ferramenta também deve estar totalmente alinhada em relação à uma linha que passe pelo centro da base θ (coincidente com a LC), caso contrário o raio gerado será diferente ao raio planejado. Esse ajuste **pode** ser feito no porta-ferramenta ou por algum outro dispositivo que o faça mover perpendicularmente à LC.³

- Altura da ferramenta – Se a ferramenta está acima ou abaixo da linha de centro da árvore, o centro da peça não será usinado, comprometendo o acabamento da peça. Uma análise da forma física da região não usinada pode revelar se a ferramenta está acima ou abaixo do eixo de rotação da peça, como mostrado na Figura 1.7. É uma juste que deve estar disponível no porta-ferramenta

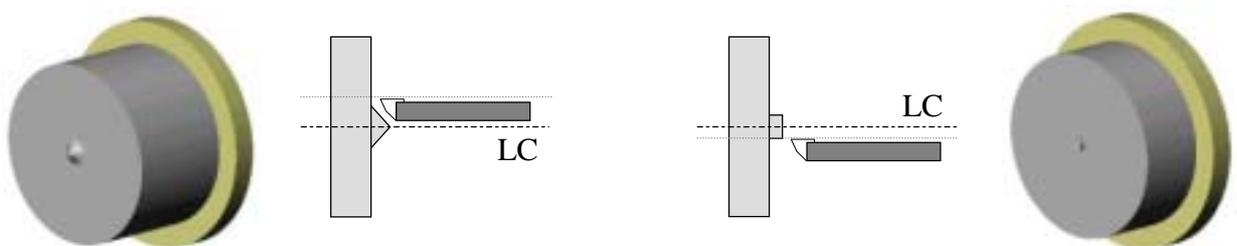


Figura 1.7 – Ferramenta não coincidente com o eixo de rotação

³ Um exemplo é uma mesa XY colocada entre o porta-ferramenta e a base θ .

- Profundidade de corte e ângulo de saída da ferramenta – Na usinagem de ultraprecisão, a menor profundidade de corte utilizada é em torno de $2\mu\text{m}$. Após uma análise das condições de usinagem a serem utilizadas, deve-se posicionar a ferramenta na profundidade de corte desejada (Figura 1.8a), evitando-se, assim, que o acabamento superficial seja comprometido (Figura 1.8b). Caso a profundidade utilizada não seja o suficiente, não há corte, acontecendo somente deformação plástica na superfície da peça. A correta profundidade de corte pode ser executada pelo porta-ferramenta, pelo eixo Z do torno (quando disponível) ou por uma base auxiliar colocada embaixo do porta-ferramenta.

O ângulo de saída de cavaco da ferramenta (inclinação positiva ou negativa), que pode ser alterado durante o *set-up* do porta-ferramenta, pode afetar o acabamento superficial da peça (Figura 1.8c e 1.8d).

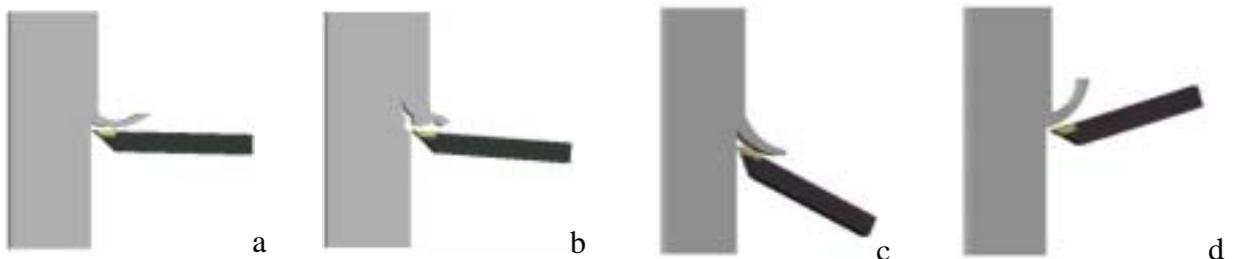


Figura 1.8 – Profundidade de corte e ângulo da ferramenta

- Defeito no gume – Por ser frágil, uma determinada região do gume de diamante monocristalino que está sendo utilizada pode se danificar, o que compromete o acabamento superficial da peça, como ilustrado na Figura 1.9. Assim, o ideal é que a região possa ser isolada e o defeito eliminado, o que aumenta a vida útil da ferramenta.

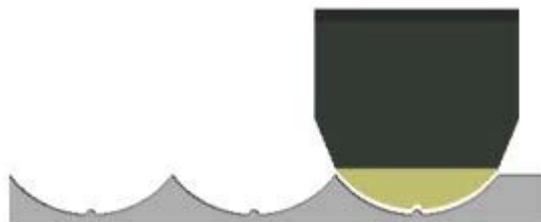


Figura 1.9 – Gume defeituoso (amplificado)

1.4 Objetivo da dissertação

Definida a usinagem de ultraprecisão e apresentados termos, componentes e características mais relevantes para um melhor entendimento da dissertação, a seqüência natural é apresentar os objetivos e contribuições deste trabalho.

Nos estudos preliminares, durante as análises de diversos porta-ferramentas em tornos de ultraprecisão e de acessórios concebidos para ajustar a ferramenta, percebeu-se que os princípios de soluções utilizados para o ajuste fino da ferramenta não eram exclusivos de projetos de máquinas-ferramenta, mas também utilizados em campos distintos, como o de instrumentos de medição ou microposicionadores.

O projeto de um sistema de fixação e posicionamento de ferramenta para a usinagem de ultraprecisão é a particularização de uma área maior, que envolve principalmente o projeto de dispositivos de precisão. Assim, uma primeira contribuição deste trabalho é o da elaboração de uma fonte de informações organizada sobre diferentes dispositivos de posicionamento e fixação.

Como será posteriormente percebido dentro do projeto do porta-ferramenta, a ênfase será no sistema de microposicionamento da ferramenta. Então, sempre que possível, mas com algumas restrições ou modificações, os estudos apresentados são ilustrados com casos de microposicionadores aplicados em um porta-ferramenta, ou em sistemas de microposicionamento para finalidades fora da usinagem. Desse modo, outra contribuição da dissertação é o projeto de microposicionadores. Um pequeno desvio do foco principal, mas de grande potencial de aplicação.

Por fim, a aplicação que direciona esta dissertação é a de auxiliar no projeto de porta-ferramentas que levem em consideração as configurações particulares de cada torno – ferramenta - peça e capazes de serem operados em conjunto com outros módulos, o que possibilita um incremento na variedade de geometrias possíveis de serem usinadas. Isso tudo sempre mantendo os erros de fabricação ocasionados por um *set-up* falho da ferramenta dentro das tolerâncias requeridas. Porta-ferramentas com essas características são particularmente uma vantagem em um ambiente de pesquisa, onde um torno pode ser modificado com o objetivo de testar novas tecnologias, parâmetros de usinagem ou simplesmente adaptado para usinar peças com características bem particulares. Sendo assim, campos de estudos poderão ser melhor explorados, entre outros, os da fabricação e desenvolvimento de elementos ópticos reflexivos (espelhos) e transmissivos (lentes) usando usinagem de ultraprecisão.

1.5 Estrutura do trabalho

Neste item, será apresentada a seqüência de desenvolvimento do trabalho baseado em uma metodologia de projeto específica.

No Capítulo 2, é apresentada a sistemática de projeto adotada, iniciando com a determinação das **‘Necessidades dos clientes’**, ou seja, com a correta identificação das características que o sistema de fixação e ajustagem deve obrigatoriamente apresentar e outras que seriam desejáveis ter. Nesse caso, as necessidades obrigatórias são definidas pela precisão de geometria, pelo grau de acabamento superficial que se deseja obter e pelas ferramentas que poderá utilizar. Estando essas necessidades organizadas e classificadas quanto à sua importância, o próximo passo é determinar as condições/tolerâncias que o sistema pode ter, sem comprometer a peça a ser torneada. Com isso, obtém-se então as **‘Especificações de projeto’**. Na seqüência, a **‘Função global’** será determinada, ou seja, a partir de uma forma abstrata e condensada, será definido o que o sistema deve executar, suas relações com outros sistemas, incluindo ambiente e usuários. Determinada a função global, é hora do **‘Desdobramento da função global’**, que é a divisão da estrutura total em estruturas menos complexas para facilitar a obtenção dos **‘Princípios de solução’**, isto é, as soluções possíveis para um determinado problema. No entanto, a divisão do sistema de fixação e ajustagem da ferramenta em sistemas menores deve ser feita sempre com o cuidado de mostrar o relacionamento/inter-relacionamento desses subsistemas, assim, essas soluções particulares podem ser aglutinadas e diferentes concepções de porta-ferramenta podem ser geradas mais facilmente.

O Capítulo 2 termina com a apresentação de diferentes concepções que representam diferentes idéias de porta-ferramentas, tendo como base os princípios de solução obtidos anteriormente e que enfocavam cada um dos sub-sistemas do porta-ferramenta (delineados com base no desdobramento da função global). Da seleção das melhores concepções define-se o porta-ferramenta utilizado nas próximas etapas do projeto – o projeto preliminar e o projeto detalhado.

O Capítulo 3 não inicia com base na melhor concepção, mas sim na apresentação e detalhamento dos princípios adotados em cada concepção e posterior desenvolvimento dos mesmos - principalmente do microposicionamento da ferramenta. Assim, ao invés de se apresentar somente uma solução, o leitor terá disponível um volume muito maior de informações para serem utilizadas não exclusivamente no projeto de um porta-ferramenta.

Nessa mesma linha de pensamento, o Capítulo 4 apresenta atuadores para serem utilizados no posicionamento da ferramenta, complementado por diferentes formas de melhorar suas características mais positivas ou driblar seus pontos negativos. Assim, é possível se selecionar uma configuração para ser utilizada em qualquer dispositivo do porta-ferramenta e, principalmente, em dispositivos para microdeslocamento.

O Capítulo 5 é uma aplicação dos conhecimentos estruturados nos capítulos 3 e 4. Nesse capítulo, uma solução para o micro-ajuste da altura da ferramenta de uma das concepções é utilizada para aplicar os estudos desenvolvidos nos capítulos anteriores. Assim, um sistema de microposicionamento da ferramenta é desenvolvido detalhadamente e finalmente dimensionado. Por fim, as características calculadas são confrontadas com os resultados obtidos através do uso de elementos finitos.

O Capítulo 6 aborda a manufatura de sistemas de microposicionamento, procurando salientar os detalhes ou problemas que ocorreriam ao se construir um dispositivo para microdeslocamento como o apresentado no Capítulo 5. O capítulo é encerrado com um pequeno estudo sobre como seria a operação ou procedimento para realizar esse micro-ajuste (operando o porta-ferramenta).

Por fim, o Capítulo 7 apresenta os comentários finais e sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Projeto conceitual do porta-ferramenta

A sistemática de projeto adotada neste trabalho é baseada na sistemática proposta por Pahl e Beitz (1988). Essa sistemática tem como objetivo organizar as fases do projeto, dividindo-as em etapas bem definidas. Essas etapas são divididas em quatro fases principais: A definição da tarefa, o projeto conceitual, o projeto preliminar e o projeto detalhado.

Este capítulo compreende as duas primeiras fases, que são:

- A correta definição da tarefa – É o estudo detalhado do problema (um porta ferramenta que atenda determinados requisitos de projeto). O resultado dessa fase é determinar exatamente o que o porta-ferramenta deve ter/fazer e quantificar essas características, chamadas aqui de especificações de projeto.
- Projeto conceitual – Estando o problema bem entendido e especificado, é apresentada a função global do porta-ferramenta, que é uma forma simplificada de apresentar o relacionamento entre as entradas e saídas, independente da solução adotada. A função global é o ponto de partida para dividir o problema em sub-funções menos complexas, com o objetivo de facilitar a obtenção de soluções, pois essas sub-funções teriam uma menor complexidade. Isso é equivalente a dividir o porta-ferramenta em diferentes sub-sistemas e achar soluções para cada um deles. Assim, o passo seguinte é a pesquisa dos princípios de soluções para cada um desses sub-sistemas do porta-ferramenta e, finalmente, a combinação dos mesmos, respeitando as inter-relações entre as sub-funções e, principalmente, que o conjunto todo satisfaça completamente a função global. Essas combinações, na forma de diferentes porta-ferramentas, são apresentados no final do capítulo.

Essas duas etapas são apresentadas mais detalhadamente a seguir.

Como principal contribuição deste capítulo, está a elaboração de tabelas contendo diversos princípios de solução, que contribuem para uma visão geral de diferentes dispositivos de fixação e de posicionamento.

Baseados nessas tabelas, conceitos de porta-ferramentas são apresentados, sendo que alguns de seus sub-sistemas serão detalhados nos próximos capítulos.

2.1 Definição da tarefa

Essa etapa envolve a aquisição das informações necessárias para um correto entendimento do problema. O ponto de partida foi determinar as necessidades dos clientes para identificar exatamente o que é necessário ter um bom porta-ferramenta. Essas informações foram complementadas com informações mais específicas da área de usinagem e, posteriormente, foram organizadas em uma linguagem mais técnica, o que facilita determinar em ordem de importância quais os requisitos que o sistema de fixação e ajustagem deve cumprir. O ponto final dessa etapa é organizar e quantificar os requisitos mais importantes.

2.1.1 Necessidades dos clientes

O primeiro estudo feito é relacionado às necessidades dos clientes. Em uma definição abrangente, o termo ‘clientes’ corresponde às pessoas que entram em contato com o produto desde a fase inicial de desenvolvimento, passando pelo seu uso, até o seu descarte. Para uma melhor caracterização, os clientes são divididos em tipos: externo, interno ou intermediário.

No caso específico de um sistema de fixação e posicionamento de ferramenta, há as seguintes classificações dos clientes, assim como suas necessidades.

- Clientes externos – Conjunto de pessoas ou organizações que irão usar ou consumir o produto.
Necessidades - Baixo preço, facilidade de uso, facilidade de instalação, flexibilidade para ser usado em diferentes configurações de tornos, capacidade de se ajustar a fabricação de diversas geometrias, baixa manutenção, alta rigidez, boa resolução de posicionamento, manutenção da regulagem, compatibilidade com o torno a ser utilizado, peças dentro dos padrões de projeto, etc.
- Clientes intermediários – São os responsáveis pela distribuição vendas e marketing do produto. No caso do presente estudo, não foram consideradas as necessidades desses, uma vez que a preocupação original do trabalho não é a criação de um porta-ferramenta comercial.
- Clientes Internos – fabricantes e pessoal envolvido no projeto e na produção dos produtos.
Necessidades - Peças fabricáveis preferencialmente dentro da UFSC, tolerâncias de fabricação compatíveis, materiais para construção facilmente disponíveis, atuadores de custo

compatível, utilização de sistemas de medição e monitoração compatíveis com objetivo e custo, força necessária dos atuadores/acionadores, tipos de tornos utilizáveis, tipos de peças a serem produzidas, peso máximo, tamanho máximo, forças envolvidas, rigidez desejável, tipos de ferramentas que serão utilizadas.

No presente caso, a posição de cliente externo e interno é compartilhada entre Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) e o Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP). A máquina ferramenta escolhida para receber um novo porta-ferramenta foi uma base *Moore Tools* e configurada em um torno de ultraprecisão pelo LMP. Para se determinarem as necessidades dos clientes em relação ao porta-ferramenta, foi utilizado o método de comunicação direta, através de perguntas ou assumindo o lugar do cliente durante o *set-up* da ferramenta.

Muitas vezes, é difícil determinar exatamente a que grupo pertence cada cliente, no entanto, de uma maneira, ou de outra, o projeto final deve suprir suas necessidades. Exemplificando, há casos em que um dos clientes é o consumidor final da peça usinada (cliente externo). Esse cliente está interessado em receber uma peça com tamanho, forma e acabamento superficial dentro das suas especificações, tendo então contratado os serviços de um torneamento de ultraprecisão. De uma forma indireta, essas necessidades irão influenciar um segundo cliente, que é o operador do torno de ultraprecisão ou encarregado do processo de produção (classificado também como cliente externo). Para isso, uma das necessidades desse operador é realizar um correto *set-up* do torno, ajustando os parâmetros para que uma peça possa ser gerada segundo uma especificação recebida. Por fim, para o operador realizar esses ajustes, ele deve ter acesso a esses parâmetros e condições de introduzi-lo na máquina, através dos meios disponibilizados pela equipe de projeto (considerado como cliente interno).

Tabela 2.1 - Requisitos do consumidor

Baixo preço	Fácil operação
Fácil instalação	Compatível com diferentes tornos
Baixa manutenção	Alta rigidez
Precisão no posicionamento	Compatível com o torno Moore de ultraprecisão do LMP
Fabricável dentro da UFSC	Peso restrito
Tamanho restrito	Compatível com diferentes ferramentas
Utilizável com diferentes acessórios	Automático/Automatizável
Possibilidade de ajustar os diversos parâmetros da ferramenta	Manutenção da posição da ferramenta
Permitir o Isolamento de defeito no gume	Utilizável na usinagem de diferentes geometrias

Foi da observação das necessidades das pessoas que contratam os serviços, das que operam a máquina e das que produzem os dispositivos de fixação e ajustagem que se deu o ponto de partida para a elaboração dos requisitos do consumidor, apresentados na Tabela 2.1.

Geração de forma

Uma fonte complementar de informação para um melhor levantamento das necessidades dos clientes foram os estudos das causas mais comuns de erros na geometria e no acabamento de peças, como foi demonstrado no item 1.3 – Ajustagem –, e das diferentes configurações de tornos (ANEXO A). Essas informações visaram determinar quais formas são normalmente geradas por cada uma dos diferentes tipos de tornos e quais os principais parâmetros geométricos seriam necessários para definir corretamente a forma desejada, ou seja, os ajustes necessários para se obter uma peça dentro das especificações.

Com isso, os requisitos da qualidade (Tabela 2.2) puderam ser determinados de forma a cercar mais o problema de posicionamento da ferramenta.

Tabela 2.2 - Requisitos da qualidade

	Requisito da Qualidade	Definição
Requisitos específicos (torno Moore/LMP)	Quantidade de peças para adaptar no torno Moore/LMP	Quantas adaptações são necessárias para adaptar o porta-ferramenta nas diversas configurações que o torno Moore/LMP pode assumir.
	Tamanho limitado	Algumas configurações de tornos (especialmente o torno Moore/LMP possuem limitação de espaço onde o porta-ferramenta pode ser instalado.
	Peso limitado	Algumas configurações de tornos (especialmente o torno Moore/LMP) possuem limitação de peso onde o porta-ferramenta é instalado.
	Número de peças para adaptar acessórios existentes	Quantas peças/alterações são necessárias para adaptar acessórios/módulos no porta-ferramenta.
	Número de etapas automatizadas	Quais sistemas de ajustagem podem ser automáticos/automatizáveis.

Tabela 2.2 (continuação)

	Requisito da Qualidade	Definição
Requisitos genéricos (obrigatórios)	Custo	Custo de fabricação e implementação de um sistema de fixação e ajustagem de ferramenta.
	Número de passos para instalar	Passos necessários para instalar o porta-ferramenta no torno ou em uma configuração específica (base R- θ , X-Y, etc.).
	Tempo para finalizar o <i>set-up</i>	Tempo para ajustar o sistema até estar totalmente pronto para usinar a peça encomendada (peça de trabalho).
	Número de geometrias usináveis	Capacidade do porta-ferramenta, em conjunto com ferramenta específica e torno, de gerar diferentes geometrias (peças côncavas, convexas, anesferas, etc.).
	Tempo entre manutenções	Tempo em que os componentes do porta-ferramenta necessitam de algum tipo de manutenção (incluindo algum tipo de calibração, se necessário).
	Exatidão do posicionamento	Depende do tipo de sistema de medição utilizado nos diversos ajustes da ferramenta. Influencia se as peças a serem usinadas estarão dentro das tolerâncias requeridas pelo cliente.
	Número de diferentes ferramentas utilizáveis	Que tipo de geometria e quais tamanhos de ferramentas podem ser usadas no sistema de fixação de ferramenta.
	Ajustagem da altura	Deslocamento da quina da ferramenta em relação ao centro de giro da árvore.
	Ajustagem da profundidade de corte	Avanço da quina da ferramenta na peça de trabalho.
	Ajustagem do ângulo de saída do cavaco	Alteração do ângulo de saída do cavaco.
	Ajustagem do ângulo da quina da ferramenta em relação à da base	Deslocamento da quina da ferramenta usando como referência um eixo perpendicular ao eixo de giro da base R- θ . – Capacidade de isolar defeitos do gume.
	Ajustagem do raio em uma base R- θ	Deslocamento da ferramenta usando como referência o centro de giro da base R- θ . Gera o raio da peça usinada.
	Número de configurações (tornos) compatíveis	Em quantas configurações de tornos (descritos no item 1.2.2) o porta-ferramenta pode ser instalado.
	Estabilidade dinâmica da ferramenta	O quanto é permitido para ferramenta sair da sua posição, em cada um dos parâmetros de ajustagem, durante a operação de usinagem.
	Estabilidade de posicionamento	O quanto é permitido para ferramenta sair da sua posição, em cada um dos parâmetros de ajustagem, fora da operação de usinagem. Imunidade do <i>set-up</i> em relação aos ruídos do ambiente.
Rigidez admissível	Rigidez mínima do sistema de fixação e ajustagem em relação às forças de usinagem sobre a ferramenta no torneamento. Ligado à estabilidade dinâmica da ferramenta.	

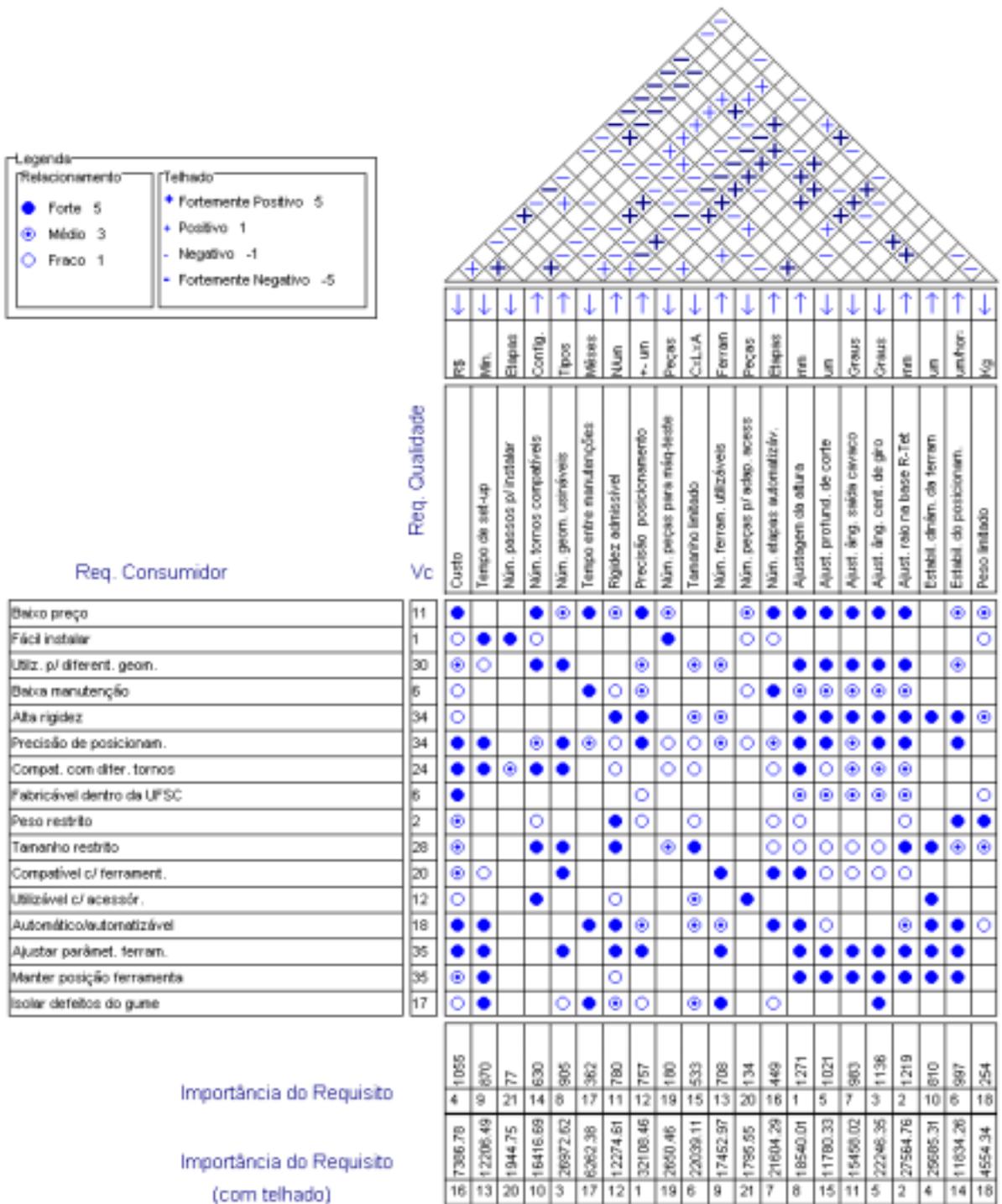
2.1.2 Desdobramento da função qualidade

Obtidos os requisitos do consumidor e da qualidade, foi montada a primeira matriz do QFD para relacionar esses requisitos. Com isso, diversas informações complementares puderam ser obtidas, como por exemplo as inter-relações entre os requisitos de qualidade e a classificação por ordem de importância dos requisitos, conforme mostrado na Figura 2.1.

Observações

O ponto de partida para a elaboração de um sistema de fixação e posicionamento de ferramenta que atenda plenamente às necessidades dos clientes é a constatação de que o mesmo é dependente da geometria a ser usinada, do tipo de torno onde ele é montado e da ferramenta escolhida. No ANEXO A, é apresentada uma tabela com a relação entre posicionamento necessário da ferramenta – geometria – tipo de torno. Essa mesma tabela, ao comparar diferentes configurações de tornos, apresenta características interessantes relacionadas ao torno de ultraprecisão Moore/LMP. Suas características de projeto e suas adaptações para uso em pesquisa o fazem possuir características normalmente encontradas nos outros tornos de ultraprecisão observados, ou seja, as necessidades dos clientes que operam esse torno tendem a englobar as necessidades dos clientes que operam os outros tornos pesquisados.

Analisando os resultados apresentados pelo QFD, verifica-se que o requisito mais importante é a ajustagem da altura da ferramenta. Esse resultado é compatível com a situação encontrada atualmente no torno Moore/LMP, pois o mesmo não possui um bom dispositivo de ajuste da altura da ferramenta, o que, atualmente, vem limitando seu uso com determinadas geometrias, como usinagem completa de discos e semi-esferas. Na sequência, os itens de mais importância foram o ajuste do raio em uma base R- θ seguido pelo ajuste do ângulo de posição da ferramenta – importante em uma configuração R- θ ou para isolar uma parte defeituosa do gume. A principal surpresa foi o fato de o requisito ‘Precisão de Posicionamento’ ter aparecido somente na 12^a posição, enquanto que, nas entrevistas, ele era sempre lembrado com preocupação, muitas vezes considerado mais importante que o ‘Custo’. No geral, a matriz refletiu bem as necessidades dos clientes, uma vez que os requisitos com maior valor eram relacionados com ajustagem e com a preocupação em manter a qualidade da peça durante a usinagem.



2.1.3 Especificações de projeto

Com base nos requisitos da qualidade obtidos e classificados pelo QFD, foram elaboradas as especificações de projetos. Nessa etapa, as especificações são quantificadas (valor meta), o que influencia diretamente as etapas posteriores, uma vez que subsistemas devem ser desenvolvidos para garantir as especificações.

Tabela 2.3 – Especificações de projeto

	Requisitos	Meta	Observação
Requisitos obrigatórios / desejáveis	Ajustagem de altura	10 mm \pm 1 μ m	Para eliminar erro de forma. (Figura 1.7)
	Ajustagem da profundidade de corte	1 mm \pm 10 μ m	Influencia o acabamento e a geometria da peça usinada. (Figura 1.8)
	Ajustagem no ângulo de saída do cavaco	0° \pm 0,01 rad	Influencia o acabamento da peça usinada. (Figura 1.8)
	Ajustagem do raio em uma base R- θ	15 mm \pm 0,01 mm	Influencia na geometria da peça usinada.
	Ajustagem de ângulo em relação ao centro de giro	\pm 10° 0,005 rad	Influencia no ajuste correto do raio em uma base R- θ
	Número de geometria usináveis	4	Planos, cones, cilindros e esferas
	Número de diferentes ferramentas utilizáveis	2	Influencia no sistema de fixação da ferramenta e na ajustagem da altura.
	Número de configurações (tornos) compatíveis	2	Torno Moore/LMP operando em conf. Original e R- θ .
	Exatidão de posicionamento de cada ajuste	Já discriminados	Possibilita a realização de usinagens dentro das incertezas determinadas pelo cliente.
	Estabilidade de posicionamento	< 25% da incerteza / h	Influencia no tipo de sistema de posicionamento.
	Rigidez admissível	20 N/ μ m \pm 5 N/ μ m	Medido na ponta da ferramenta. Ligado ao dimensionamento do porta-ferramenta.
	Custo	US\$ 5000 \pm 1500 US\$	Custo meta
	Tempo entre manutenções	1 parada / mês	
	Tempo para finalizar <i>set-up</i>	3 h \pm 1h	
	Tamanho limitado	Depende da configuração adotada	Restrito pela configuração atual do torno Moore/LMP.
	Peso	Max. 150 Kg.	Restrito pelo uso de módulos/acessórios do torno Moore/LMP.
Etapas automatizada/automatizáveis	Inicialmente nenhuma	Princípios de solução podem prever facilidade para automação.	

2.2 Projeto conceitual

Conforme apresentado na introdução do capítulo, a seqüência necessária é determinar a função global do problema, que é o ponto de partida, até a apresentação de diferentes concepções de porta-ferramentas.

2.2.1 Função global

Ao se estruturarem as funções do sistema de fixação e posicionamento de ferramenta, pode-se observar mais facilmente como os diversos subsistemas estão divididos e de que maneira eles estão interligados. Isso facilita a busca de soluções, pois cada subsistema pode ser projetado mais facilmente, além de um melhor controle dos sinais de entrada e saída.

Para isso, a primeira etapa é definir a função global do sistema de fixação e ajustagem de ferramenta para usinagem de ultraprecisão, como mostrado na Figura 2.2.



Figura 2.2 – Função global do sistema

Na seqüência, a função principal é desdobrada em funções parciais ou sub-funções. Nesse caso, essa divisão foi feita com base na seqüência de utilização de um porta-ferramenta, ou seja, sua instalação no torno, a instalação da ferramenta e, finalmente, o posicionamento da ferramenta. Desse modo, as três funções parciais do sistema de fixação e ajuste da ferramenta são:

- Fixar porta ferramenta.
- Fixar ferramenta.
- Ajustar ferramenta.

Cada uma dessas sub-funções foram associadas a um sub-sistema do porta-ferramenta, conforme a Figura 2.3.

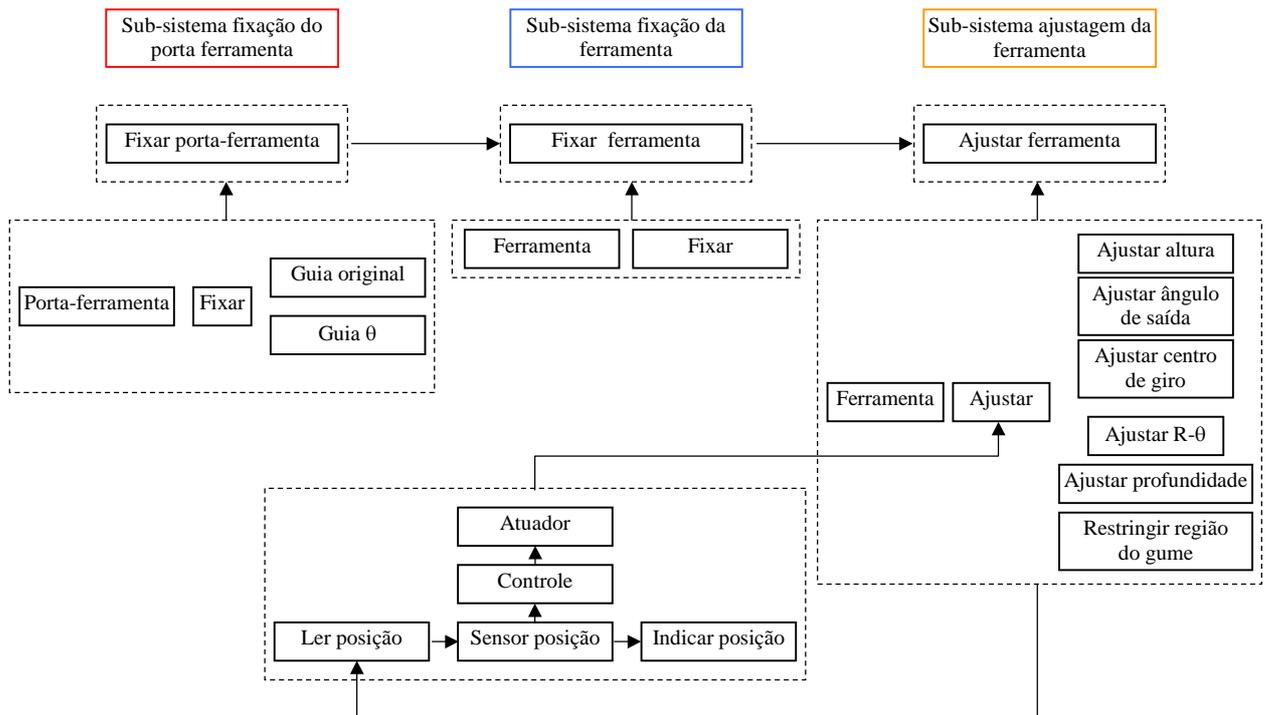


Figura 2.3 – Funções parciais do porta-ferramenta

Das funções parciais do porta-ferramenta e considerando os estudos das diferentes configurações de tornos, os três sub-sistemas principais foram então definidos:

- Sub-sistema fixação do porta-ferramenta – é o modo como o porta-ferramenta é fixado no torno ou qualquer outro tipo de base, dependente diretamente da configuração do torno a ser utilizado.
- Sub-sistema fixação da ferramenta – é a maneira como a ferramenta é fixada no porta-ferramenta, dependente dos aspectos de geometria e de forma da ferramenta de diamante monocristalino a ser utilizada.
- Sub-sistema ajuste da ferramenta – são os dispositivos de ajustes disponíveis e necessários para uma correta geração de uma peça, dependentes da geometria da peça de trabalho, da ferramenta utilizada e da configuração do torno.

Para um melhor entendimento, a Figura 2.4 apresenta esses três sub-sistemas, onde o porta-ferramenta está instalado sobre uma base θ , ou seja, a configuração do torno é do tipo R- θ .

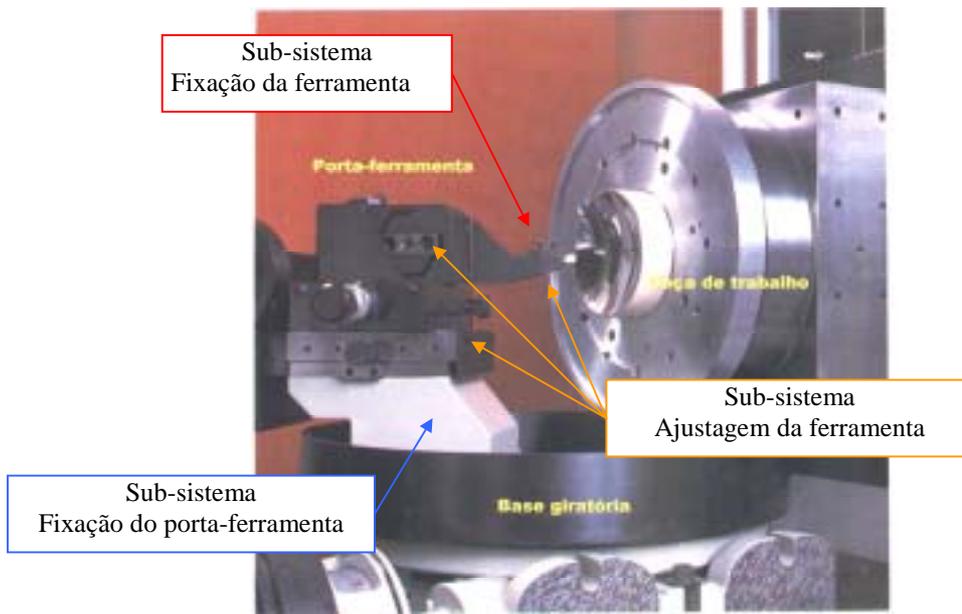


Figura 2.4 – Ilustração dos sub-sistemas do porta-ferramenta

Um nível de detalhamento ainda maior do sub-sistema ajustagem da ferramenta é encontrado no ANEXO B

2.2.2 Obtenção de soluções para cada sub-sistema.

Dividido o porta-ferramenta em sub-sistemas de menor complexidade e observadas as suas inter-relações, optou-se por utilizar um método sistemático para auxiliar a obtenção de soluções alternativas para cada um desses sub-sistemas.

Verificou-se que um método baseado na idéia da matriz morfológica facilita a obtenção de diversas soluções, principalmente quando já se tem uma linha bem definida do que é o produto (não se trata de um produto inédito). Com isso, o uso de componentes já prontos podem ser facilmente adaptados aos novos requisitos. Estruturar e organizar visualmente esses componentes, ou princípios de solução, é um grande facilitador na geração de novas configurações. Para cada particularidade de cada sub-sistema, é apresentada genericamente uma série de princípios de soluções (Tabela 2.4). As particularidades aqui apresentadas são as normalmente encontradas em diferentes tipos de tornos e não somente no torno Moore/LMP.

Tabela 2.4 – Princípios genéricos de solução

Sub-sistema	Particularidade		Princípio de solução
Fixação do Porta-ferramenta	Tipo de base	Base com ranhuras <i>T</i> (<i>T grooved</i>)	Presilha (<i>clamping</i>) Magnético Encaixe Elemento de fixação Pressão
		Base com furação	Presilha (<i>clamping</i>) Elemento de fixação Magnético Pressão
		Guia θ (base rotativa)	Guia de escorregamento Guia de rolamento Guia flexível
		Base granito	Adesivo Baixa pressão
Fixação da ferramenta	Geometria da ferramenta	Longas	Presilha (<i>clamping</i>) Elemento de fixação Adesivo Magnético Pressão
		Curtas	Encaixe Presilha (<i>clamping</i>) Adesivo
		Quadradas	Restrição geométrica
		Circulares	Eliminação dos graus de liberdade
Ajuste da ferramenta	Comum a qualquer configuração de torno	Ajuste altura	Guia deslocamento angular Guia de escorregamento Guia de rolamento Guia flexível Guia sem contato Deslocamento direto pelo atuador
		Ajuste ângulo de saída de cavaco da ferramenta	Guia angular
		Ajuste profundidade de corte	Guia escorregamento Guia de rolamento Guia flexível Guia sem contato Deslocamento direto pelo atuador
		Ajuste da região do gume	Rotação
	Configuração R- θ	Ajuste da ferramenta em relação ao centro de giro da base. (linha)	Guia de escorregamento Guia de rolamento Guia flexível Guia sem contato Deslocamento direto pelo atuador
		Ajuste da distância da ferramenta ao centro de giro da base (Raio)	Guia de escorregamento Guia de rolamento Guia flexível Guia sem contato Deslocamento direto pelo atuador

Ao se relacionarem os sub-sistemas com as particularidades de cada base, ferramenta, torno, etc. e depois listar os princípios de solução, consegue-se não apenas gerar uma grande

quantidade de idéias, mas também visualizar que um mesmo princípio pode ser utilizado em diversas particularidades e em diferentes sub-sistemas. Para exemplificar, há o caso do princípio de solução ‘Guia de escorregamento’, que é citado tanto no sub-sistema ‘Fixação do porta-ferramenta’ quanto ‘Ajuste da ferramenta’ e que, nessas condições, pode ser montada tanto verticalmente quanto horizontalmente. Com isso procura-se, por exemplo, em livros ou catálogos, uma guia que possa ser utilizada em qualquer posição sem perda da sua eficiência.

Baseado na Tabela 2.4, os princípios de solução são agora ilustrados com dispositivos encontrados em catálogos, diferentes porta-ferramentas ou sistemas de posicionamento diversos. Posteriormente, no Capítulo 3, serão apresentados mais princípios de soluções com um enfoque mais voltado a dispositivos de precisão, além de detalhados alguns dos apresentados agora.

A Figura 2.5 é referente ao sub-sistema fixação do porta-ferramenta e os princípios aqui ilustrados foram baseados em diferentes métodos de fixação de peças em máquinas ferramentas.

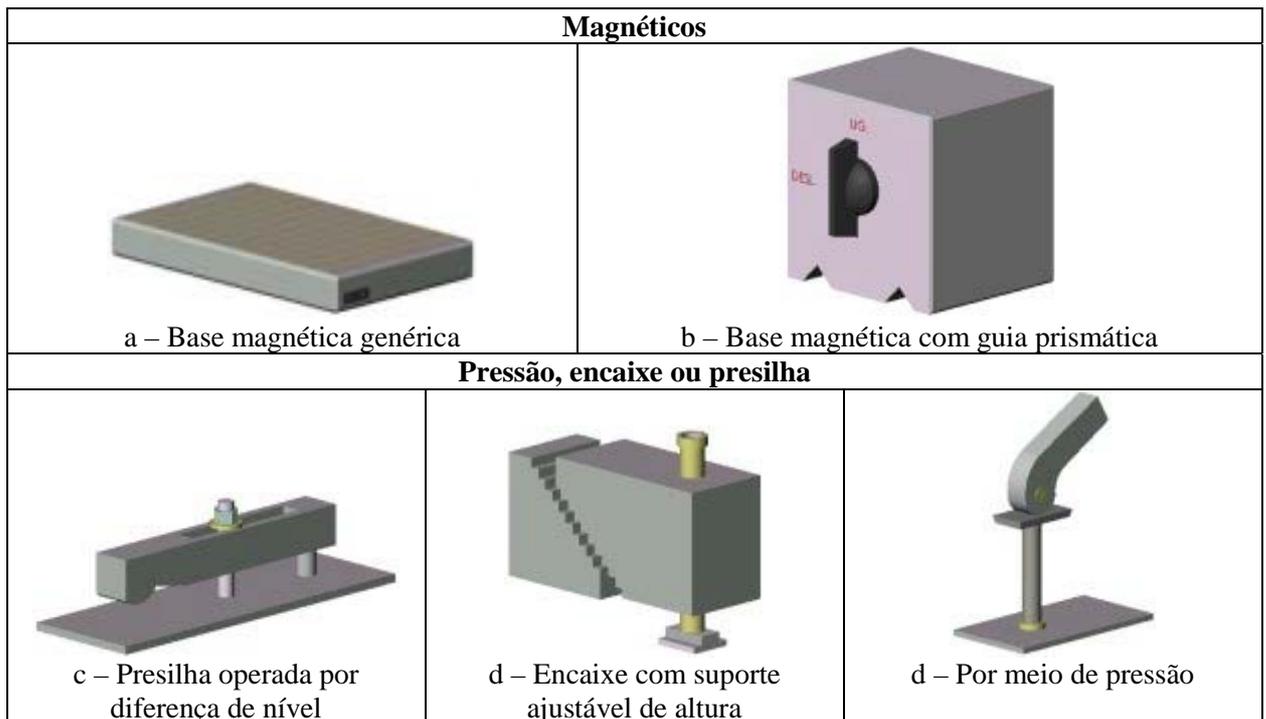


Figura 2.5 – Princípios de solução para o sub-sistema fixação do porta-ferramenta

A Figura 2.6 ilustra diferentes princípios para fixar as ferramentas de diversos tamanhos e formas, sendo que as idéias aqui mostradas são as normalmente encontrados em máquinas-ferramenta, como tornos e furadeiras.

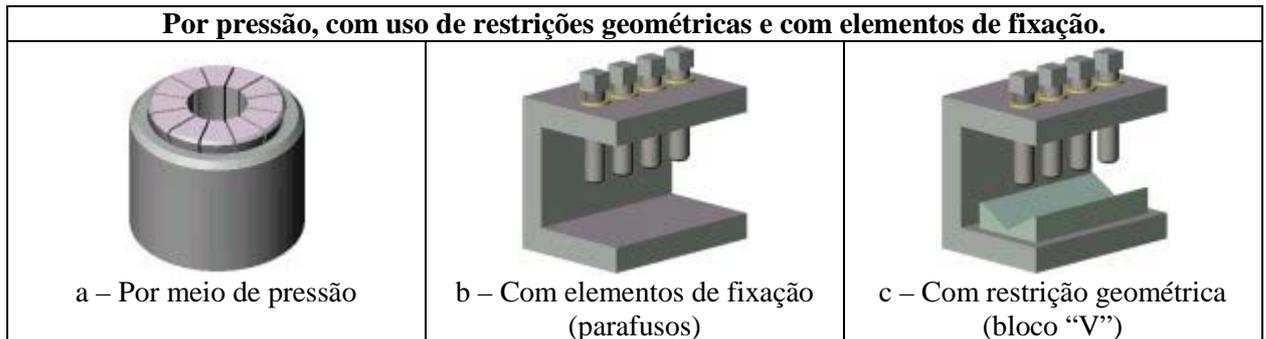
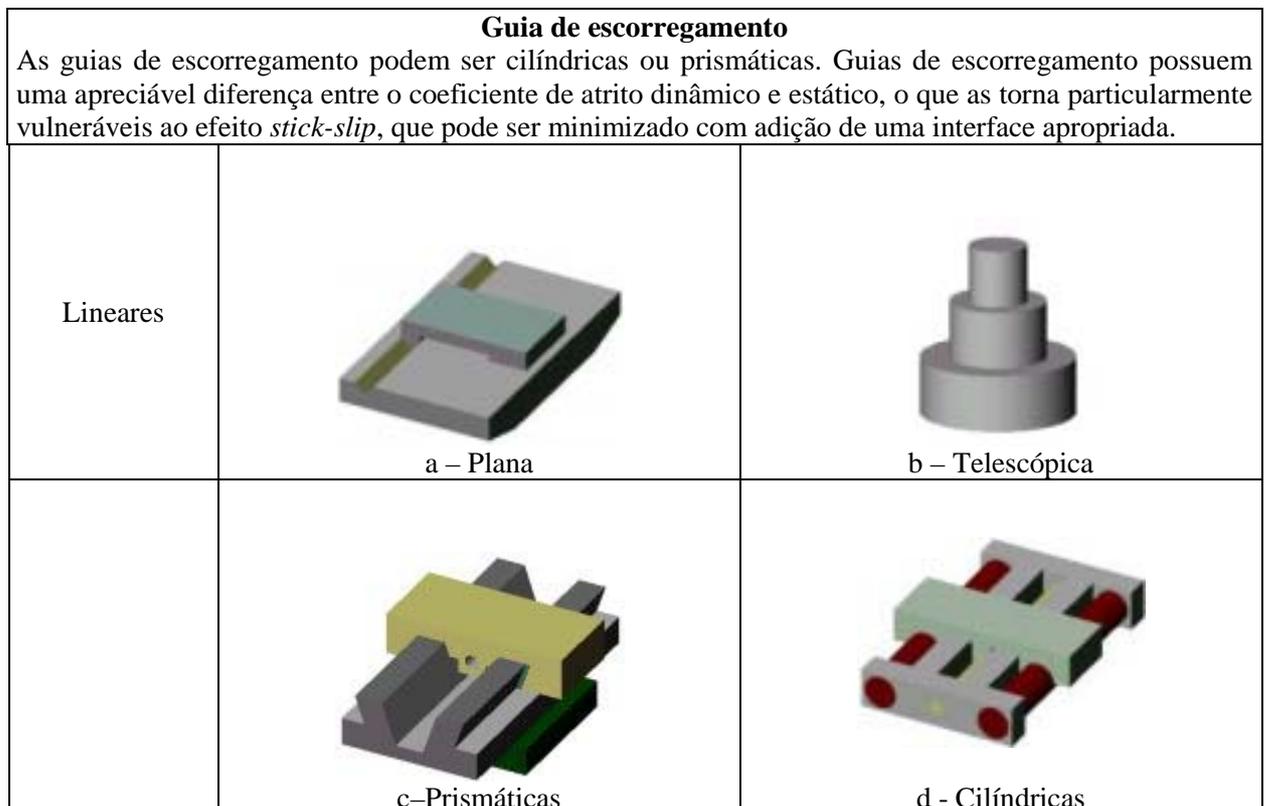
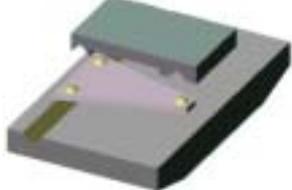
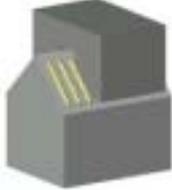
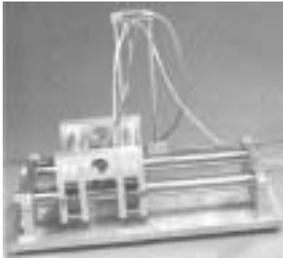


Figura 2.6 – Princípios de solução para o sub-sistema fixação da ferramenta

Por fim, a Figura 2.7 ilustra as diferentes soluções para posicionar a ferramenta. Ajustar a ferramenta implica executar um correto movimento da ferramenta até a posição desejada e com a tolerância desejada. Essa operação pode ser executada pelo porta-ferramenta ou no porta-ferramenta (deslocando-se todo o porta-ferramenta). Adicionalmente, conforme apresentado no ANEXO B – Detalhe do sub-sistema ajustagem da ferramenta, o procedimento normalmente é composto por um ajuste grosseiro e depois por um ajuste fino, o que justifica a grande variedade de guias apresentadas na Figura 2.7, pois as mesmas devem combinar grandes deslocamentos com boas características de posicionamento (boa repetitividade, exatidão, etc.).



(continuação)

Angulares	 <p data-bbox="611 622 770 656">e – Plataforma</p>	 <p data-bbox="1161 622 1275 656">f – Disco</p>
<p data-bbox="735 663 971 689">Guia de rolamento</p> <p data-bbox="234 696 1476 757">Basicamente qualquer guia de deslizamento pode ser transformada em uma guia de rolamento ao se adicionar uma interface de elementos rolantes.</p> <p data-bbox="234 763 1476 860">Tal qual as guias de escorregamentos, as guias de elementos rolantes podem ser cilíndricas ou prismáticas. Seu coeficiente de atrito é muito baixo (em torno de um décimo da guia de deslizamento), e permanece constante quando sob a ação de diferentes carregamentos.</p>		
 <p data-bbox="448 1070 635 1099">g – Com esferas</p>		 <p data-bbox="1098 1070 1233 1099">h - Roletes</p>
<p data-bbox="743 1122 963 1149">Guia sem contato</p>		
 <p data-bbox="357 1346 536 1375">i – Aerostática</p>	<p data-bbox="668 1178 1476 1375">Guias aerostáticas podem ser cilíndricas ou prismáticas. São livres de <i>stick-slip</i>, o que as torna uma boa escolha para serem usadas em máquinas que necessitem de deslocamento rápido e suave com elevada precisão de movimento em cursos longos. Em termos práticos, são uma opção em relação às guias de elementos rolantes, no entanto sua capacidade de carga é limitada.</p>	
<p data-bbox="309 1496 580 1525">j – Guias hidrostáticas</p>	<p data-bbox="668 1382 1476 1644">Com construção e características semelhante às guias aerostáticas, usando ao invés do ar, fluido (óleo ou água) como elemento de separação entre a guia e o elemento que se move. Mesmo possuindo um coeficiente de atrito maior que o do ar (depende da viscosidade do fluido utilizado), ainda assim pode ser considerado um sistema virtualmente sem atrito. Como característica, a guia possui rigidez maior; deve ficar fechada, pois o fluido é recuperado filtrado e reutilizado.</p>	
 <p data-bbox="357 1917 536 1944">k – Magnética</p>	<p data-bbox="668 1650 1476 1944">Através de forças magnéticas controladas, um núcleo ferromagnético é atraído por todos os lados, sendo que sensores de proximidade se encarregam de evitar o contato entre o núcleo e as bobinas magnéticas através da variação dos campos magnéticos. Assim, a distância que divide o núcleo e a carcaça permanece constante, fazendo o eixo flutuar em um campo magnético. Guias lineares magnéticas não são facilmente encontradas, ao contrário de mancais rotativos magnéticos. (foto – Protótipo de guia magnética – ETH – Zurique.)</p>	

(Continuação)

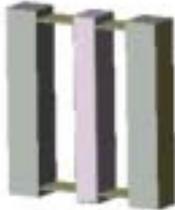
Guia flexível			
Trabalham dentro do limite elástico do material, são livre de folgas ou de <i>stick-slip</i> e podem assumir dezenas de configurações. Por essa e por outras características é muito utilizada para microposicionamento, no entanto, somente para deslocamento muito restrito.			
Linear	 l – Guia paralela	 m – Guia central	 n – Mola membrana/prato
	 o – Mola com acionamento central		
Angular	 p – Cruciforme	 q – Haste em balanço	 r – Dupla viga em balanço

Figura 2.7 – Princípios de solução para o sub-sistema ajuste da ferramenta

Relacionado ao sub-sistema ajuste da ferramenta, deve-se também optar por um tipo de acionamento. Combinações entre guias e diferentes tipos de acionamentos podem criar sistemas de posicionamento com capacidades de incrementos sub-micrométricos e com alta resolução, repetibilidade e exatidão, o que é desejável para o posicionamento fino da ferramenta.

Ainda nesse método morfológico de apresentação, foi elaborado a Tabela 2.5 com diversos tipos de acionamentos, enfocando suas principais características.

Tabela 2.5 – Tipos de acionamentos (Slocum, 1992, Smith; Chetwynd, 1992, Smith 2000)

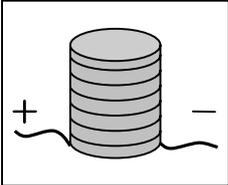
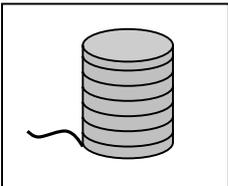
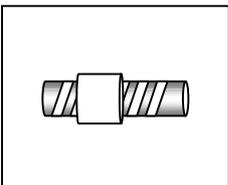
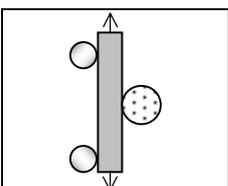
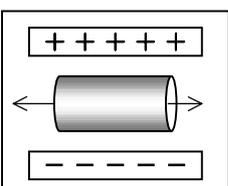
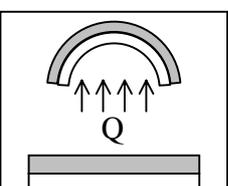
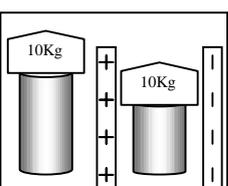
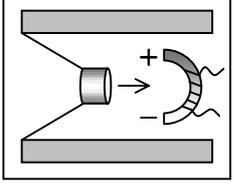
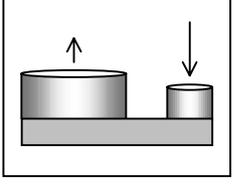
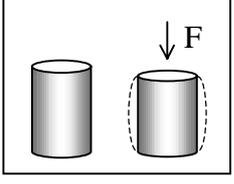
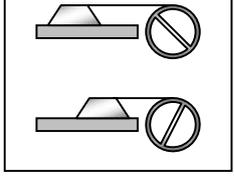
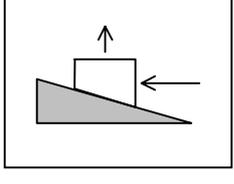
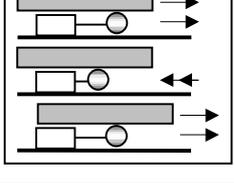
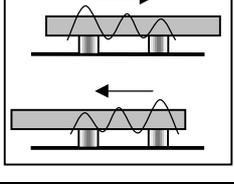
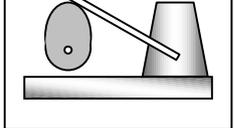
		Vantagens	Desvantagens
Atuador piezelétrico		<ul style="list-style-type: none"> • Custo médio • Alta rigidez • Alta força de deslocamento • Sensibilidade < 0,1 μm • Pequenas dimensões 	<ul style="list-style-type: none"> • Alta histerese • Pequeno deslocamento • <i>Creep</i>
Eletrostrictivos		<ul style="list-style-type: none"> • Semelhantes aos atuador piezelétricos • Baixa histerese • Baixo <i>creep</i> 	<ul style="list-style-type: none"> • Perda acentuada das suas propriedades quando utilizado em temperaturas fora da faixa de trabalho
Parafusos micrométricos Fusos Parafusos diferenciais		<ul style="list-style-type: none"> • Grande deslocamento • Baixo custo • Operação simples • Sensibilidade 100 nm 	<ul style="list-style-type: none"> • Baixa linearidade e rigidez quando usados para deslocamento submicrométrico
Roda de atrito		<ul style="list-style-type: none"> • Rigidez média/alta • Grande deslocamento • Sensibilidade < 100 nm • Capacidade de alcançar resolução submicrométrica 	<ul style="list-style-type: none"> • Problemas semelhantes aos parafusos micrométricos, fusos e parafusos diferenciais.
Magnetostrictivos		<ul style="list-style-type: none"> • Alta rigidez • Custo médio/alto 	<ul style="list-style-type: none"> • Pequeno deslocamento • Baixa linearidade • Versões comerciais difíceis de serem encontradas. • Em estudo
Efeito memória Ligas bimetálicas		<ul style="list-style-type: none"> • Grande deslocamento • Rigidez média/alta • Baixo custo 	<ul style="list-style-type: none"> • Resolução 0,1 mm • Linearidade baixa • Necessidade de aquecer/resfriar para ocorrer o movimento.
Magnetoelásticos (efeito ΔE)		<ul style="list-style-type: none"> • Custo médio • Alta rigidez • Resolução 100 nm • Alta força de deslocamento 	<ul style="list-style-type: none"> • Histerese e <i>creep</i> médio/alto • Pequeno deslocamento

Tabela 2.5(continuação)

<p>Eletromagnéticos Eletrostáticos</p>		<ul style="list-style-type: none"> • Rigidez regulável • Boa linearidade • Fácil implementação • Custo baixo/médio 	<ul style="list-style-type: none"> • Pequeno deslocamento • Necessidade de sistema ativo de controle • Forças deslocamento baixas/médias
<p>Hidráulicos</p>		<ul style="list-style-type: none"> • Alta força de deslocamento • Alta rigidez • Alta resolução • Boa linearidade • Exatidão 1 nm 	<ul style="list-style-type: none"> • Custo médio/alto • Deslocamento baixo/médio
<p>Por Poisson</p>		<ul style="list-style-type: none"> • Atributos semelhantes aos atuadores hidráulicos 	<ul style="list-style-type: none"> • Alto custo • Deslocamento baixo
<p>Cintos Correias</p>		<ul style="list-style-type: none"> • Fácil implementação • Baixo custo • Alta flexibilidade 	<ul style="list-style-type: none"> • Baixa força de atuação • Baixa rigidez • Controle de posição
<p>Planos inclinados</p>		<ul style="list-style-type: none"> • Alta rigidez • Fácil implementação • Custo reduzido • Grande deslocamento 	<ul style="list-style-type: none"> • Histerese (contato plano / plano) • Linearidade prejudicada e dependente do sistema de acionamento conjugado.
<p>Impact drivers/Stick-slip</p>		<ul style="list-style-type: none"> • Grande deslocamento • Alta resolução • Alta rigidez (perpendicular ao movimento) 	<ul style="list-style-type: none"> • Baixa rigidez (direção do movimento) • Baixa força de deslocamento
<p>Ultrasônico</p>		<ul style="list-style-type: none"> • Grande deslocamento • Alta resolução • Alta rigidez 	<ul style="list-style-type: none"> • Força de deslocamento moderada • Controle complexo
<p>Cames</p>		<ul style="list-style-type: none"> • Possibilidade de aplicar deslocamentos com trajetórias complexas (não lineares). 	<ul style="list-style-type: none"> • Pode exigir uma manufatura complexa

2.2.3 Concepções

Uma das últimas etapas do projeto conceitual é a criação das concepções. Com base nessas tabelas e figuras apresentadas, para cada sub-sistema, diversos princípios de solução foram combinados dando origem a diferentes concepções de porta-ferramentas, sendo que cada concepção deve satisfazer a função global. As concepções são apresentadas da Figura 2.8 à Figura 2.15.

Análise das concepções

Cada concepção apresenta diferentes configurações para cada sub-sistema⁴, sendo que os princípios de solução utilizados podem ser facilmente intercambiados entre uma proposta e outra. Do mesmo modo, o tipo de acionamento foi omitido em algumas propostas, pois muitas das possibilidades descritas na Tabela 2.5 (para uma mesma faixa de operação), podem ser utilizadas para acionar o sub-sistema ajustagem da ferramenta. Um estudo dos acionadores mais utilizados e a aplicação dos mesmos no sub-sistema ajustagem da ferramenta serão apresentados nos Capítulos 4 e 5.

As concepções apresentadas a seguir possuem o objetivo principal de demonstrar os princípios e conceitos em aplicações práticas e didáticas para posteriormente se selecionarem os melhores candidatos. Sendo assim, nesse estágio, as mesmas carecem de muitos detalhes construtivos.

A **concepção 1** (Figura 2.8), devido ao seu tamanho é uma concepção para ser utilizada diretamente sobre a base original do torno (rasgos T).

A ajustagem macrométrica da altura da ferramenta é feita através de uma cunha deslizante, sendo que a parte superior do porta-ferramenta se deslocaria em uma guia (não definida no desenho). O interessante dessa proposta é mostrar que uma mesma idéia foi utilizada para duas funções distintas dentro de um mesmo sub-sistema. Nesse caso, guias flexíveis lineares foram usadas para fazer o posicionamento micrométrico da altura e também possibilitar o ajuste da profundidade de corte diretamente na ferramenta.

⁴ Na configuração do torno Moore/LMP com base θ o sub-sistema fixação do porta-ferramenta apresenta características e princípios bem específicos, sendo que serão abordado em detalhes no Capítulo 3

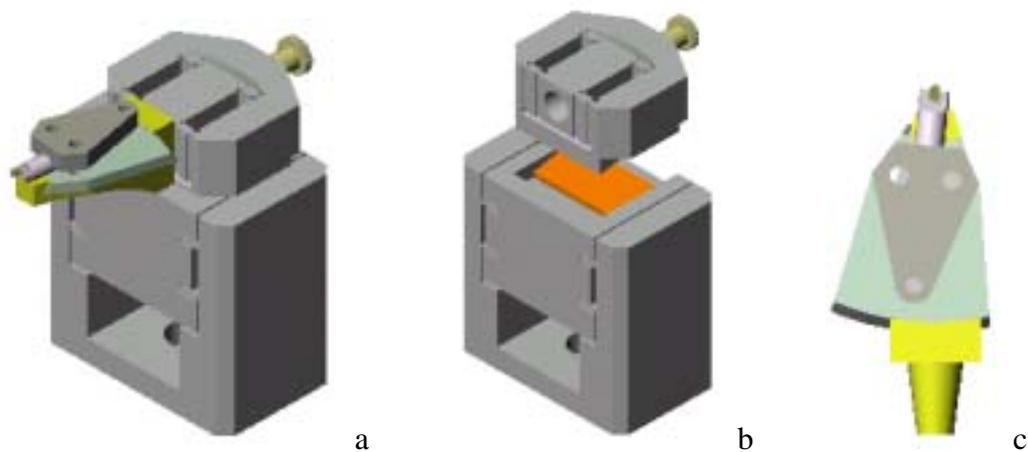


Figura 2.8 – Concepção 1

O sub-sistema fixação da ferramenta usa restrições geométrica para fixar uma ferramenta de seção circular e ainda possui guias de deslizamento que permitem que a quina da ferramenta seja rotacionada, isolando um defeito no gume ou permitindo procurar uma região de maior dureza no diamante. Sendo assim, uma única peça realiza duas funções.

A **concepção 2** (Figura 2.9) também é para ser instalada na base original do torno e possui algumas características comuns a diversos porta-ferramentas comerciais. Como destaque, o ajuste grosseiro da altura da ferramenta é feito através de uma guia de deslizamento e o ajuste fino através de uma guia flexível angular.

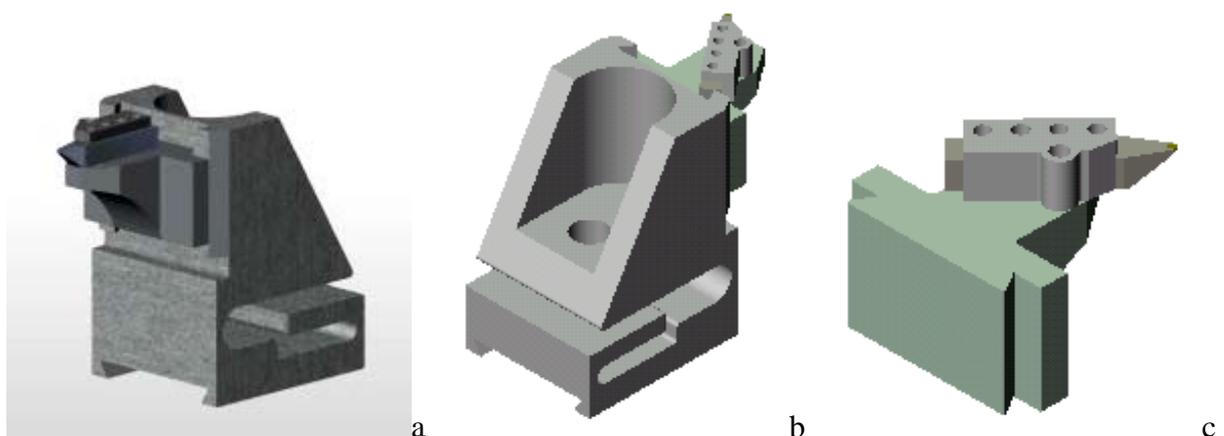


Figura 2.9 – Concepção 2

A ferramenta, fixada através de parafusos, está conectada a um dispositivo que permite que a mesma tenha mais liberdade de deslocamento, o que ajuda a isolar uma região do gume.

Essa concepção incorpora uma idéia de redução de movimento tipo atuador-mola e alavanca⁵. O ajuste grosseiro da altura da ferramenta (através de guias de deslizamento) foi concebido para ser operado com alguma espécie de batente (bloco padrão, parafuso micrométrico) com o objetivo de colocá-la próxima à altura correta. A Figura 2.10 apresenta a concepção montada sobre o torno Moore/LMP

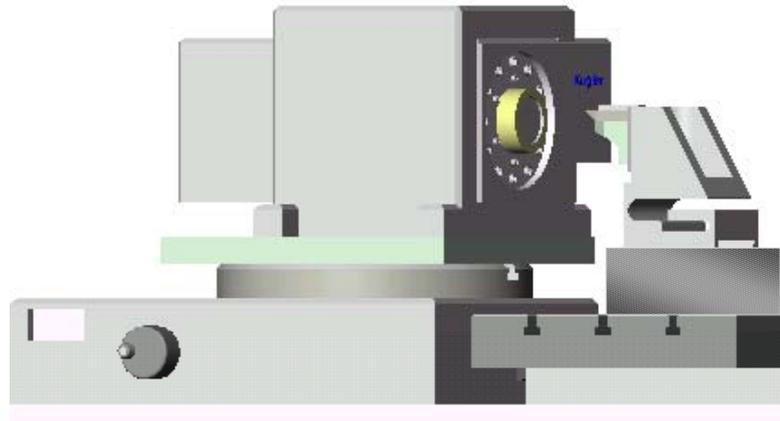


Figura 2.10 – Concepção 2 sobre torno Moore/Lmp

A **concepção 3** (Figura 2.11) é uma opção compacta, própria para ser operada por exemplo sobre uma base θ . Como características dessa concepção, há o uso novamente de guias de deslizamento para executar o ajuste macrométrico da altura da ferramenta. A diferença nessa concepção é que o atuador (parafuso micrométrico/diferencial) é integrado com o macroposicionamento da altura. Por sua vez, o sistema de ajuste fino, usando guias flexíveis lineares e concebido para operar com um atuador piezelétrico, faz parte da mesma peça (Figura 2.11c). O sistema de fixação da ferramenta (diretamente por parafusos) é simples e do tipo normalmente utilizado em tornos. Apesar de não permitir isolar uma determinada região do gume, pois não rotaciona a ferramenta, o ângulo de saída do cavaco pode ser modificado, pois todo o conjunto de fixação da ferramenta pode ser deslocado angularmente para cima ou para baixo (arfagem).

O inconveniente dessa concepção é que a ferramenta não é instalada simetricamente em relação ao porta-ferramenta, sendo necessário um dispositivo auxiliar para o correto posicionamento da mesma sobre uma base θ .

⁵ Diferentes atuadores com ampliadores/redutores de movimento serão detalhados no Capítulo 4.

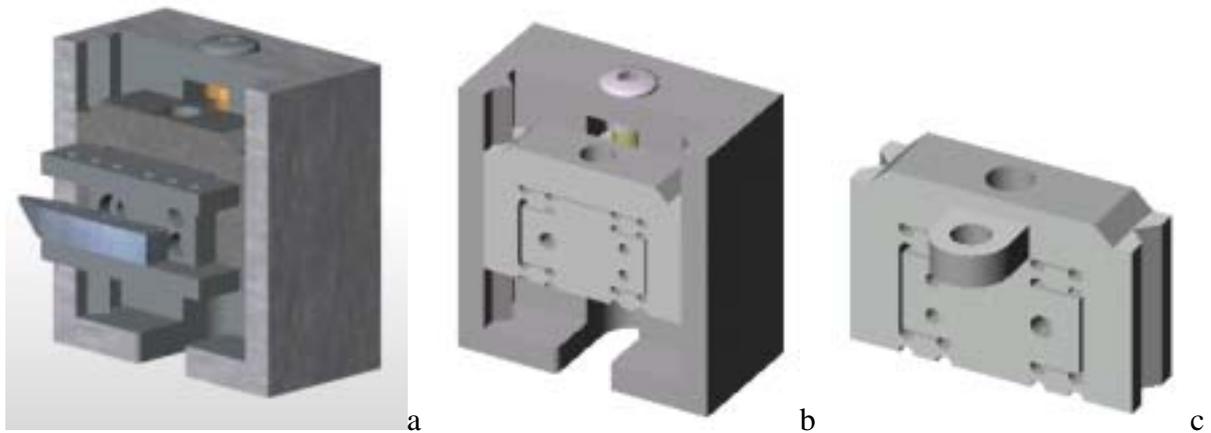


Figura 2.11 – Conceção 3

A Figura 2.12 apresenta a concepção instalada sobre o torno Moore/LMP operando com uma base θ .

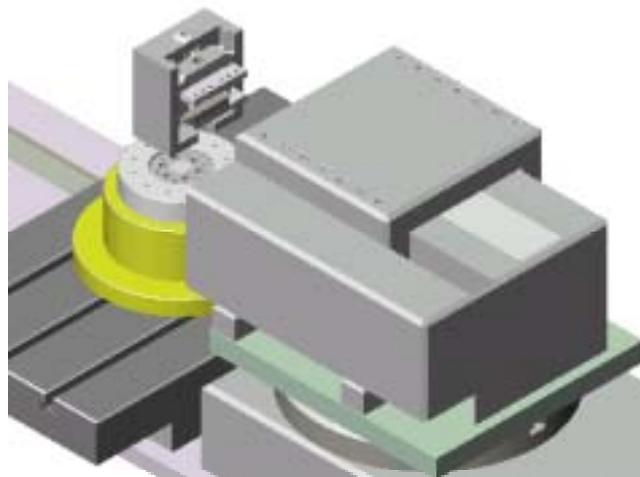


Figura 2.12 – Conceção 3 sobre torno Moore/LMP com base θ

A **concepção 4** (Figura 2.13) também é um modelo compacto, bom para a configuração R- θ do torno Moore/LMP (Figura 2.14). O ajuste macrométrico da altura é executado por guias de escorregamento e integrado com o atuador. O ajuste micrométrico é feito por uma guia flexível angular e acionado por um atuador piezelétrico. A ferramenta é fixada por meio de restrição geométrica e parafusos e não possui qualquer outro dispositivo de ajustagem.

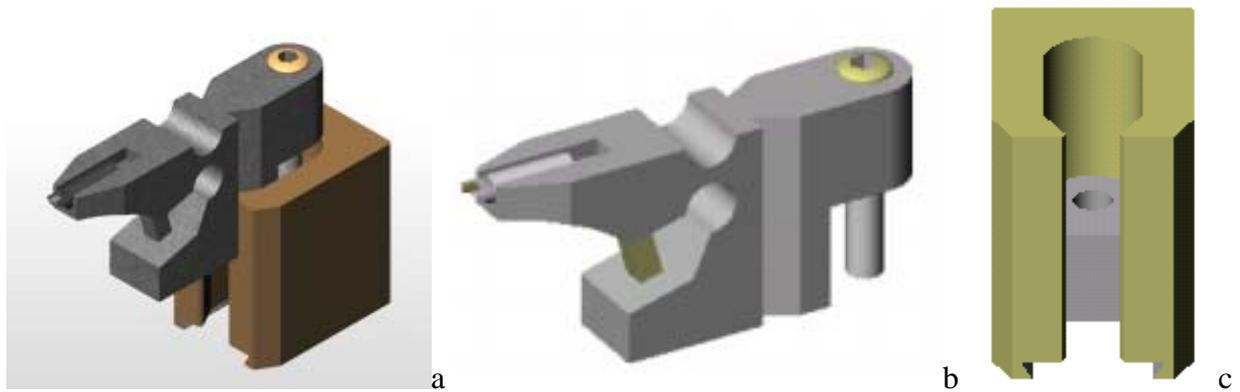


Figura 2.13 – Concepção 4

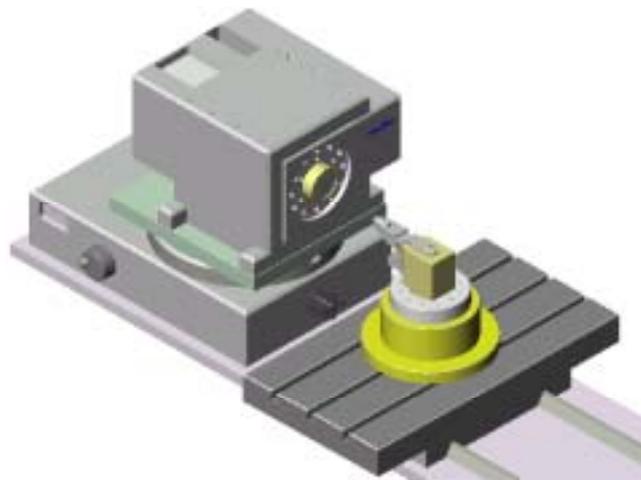


Figura 2.14 – Concepção 4 sobre torno Moore/Lmp com base θ

Por fim, a **concepção 5** (Figura 2.15), devido as suas dimensões, é mais apropriada para a base original do torno (ranhuras T).

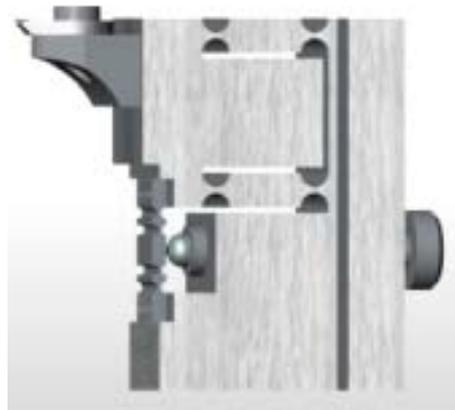


Figura 2.15 – Concepção 5

O ajuste macrométrico da altura é feito através de guias de deslizamento, posicionadas através do uso de parafuso micrométricos ou bloco-padrão. O ajuste micrométrico da altura é realizado por elementos flexíveis lineares (mancal de mola) e acionado por um fuso em contato com um sistema de redução de movimento, que também se encarrega de transformar um movimento horizontal em vertical. O sistema de fixação da ferramenta permite rotação do gume. Essa concepção foi baseada em um modelo comercial de porta-ferramenta projetado para operar em tornos de ultraprecisão (concepção original da Nanotechnology/Moore).

2.2.4 Seleção das melhores concepções e suas variantes

A última etapa do projeto conceitual consiste em fazer uma pré-análise das concepções, descartando as combinações mais inadequadas e detalhando ainda mais as restantes. Por fim, escolher a melhor concepção será então a base das próximas etapas – a do ‘Projeto preliminar’ e a do ‘Projeto detalhado’. A escolha das melhores concepções é uma tarefa complicada, pois sua avaliação depende de muitos aspectos técnicos que por sua vez não são compartilhados por todos que estão participando da avaliação ou em um caso extremo é realizada somente por uma pessoa, o que torna o processo de seleção lento e nem sempre eficiente.

Sendo um dos objetivos dessa dissertação o de estruturar o conhecimento, optou-se por organizá-lo de modo a facilitar futuras avaliações dos princípios de solução ao invés de somente escolher as melhores soluções. Assim, os princípios de solução usados nas concepções serão detalhados nos próximos capítulos. Desse modo, as soluções empregadas em cada sub-sistema podem ser usadas para outros projetos de porta-ferramentas e, principalmente, para projeto de sistemas de posicionamento.

Como previamente comentado nos objetivos da dissertação (item 1.4), a ênfase será no sub-sistema ajuste da ferramenta, mais especificamente no ajuste micrométrico da ferramenta, pois os princípios de solução apresentados para o porta-ferramenta são aplicados também em diferentes sistemas de microposicionamento ou micromanipulação. Isso justifica o porquê dessas soluções serem ilustradas, nos próximos capítulos, com o uso de microposicionadores comerciais ou baseados em publicações científicas sobre o estudo de microposicionadores.

Os estudos mais detalhados dos sub-sistemas e das soluções utilizadas são apresentados no próximo capítulo.

Capítulo 3

Análise dos sub-sistemas de fixação e posicionamento da ferramenta

No capítulo anterior, uma série de figuras e tabelas contendo diferentes princípios de solução para fixação (porta-ferramenta e ferramenta) e posicionamento foram apresentadas. Esses princípios genéricos foram combinados e deram origem a diferentes concepções de porta-ferramentas, como demonstrado no item 2.2.3 – Concepções.

Com base nas concepções, uma série de sistemas de fixação e posicionamento serão agora apresentados e detalhados.

3.1 Sub-sistema ajuste da ferramenta

3.1.1 Características de posicionamento

Dentro do sub-sistema de ajuste da ferramenta, um dos itens mais importantes é o sistema de posicionamento da ferramenta (Guia + Atuador).

Para se projetar ou selecionar um sistema de posicionamento, é necessário ter em mente alguns parâmetros a serem usados como orientação na hora de se selecionarem as melhores opções, como:

- Curso total de movimento – Faixa total de operação.
- Cargas que podem ser aplicadas – Forças que o sistema de posicionamento pode suportar sem nenhum dano a ele.
- Exatidão do posicionamento – Com que exatidão o sistema pode posicionar no ponto desejado.
- Resolução – O menor deslocamento que se pode inferir ao sistema de posicionamento.
- Rigidez do sistema – Quanto o sistema deforma quando se aplica uma força.
- Sensibilidade ao ambiente – Como o sistema se comportará em um ambiente sujo, corrosivo, etc..
- Características de projeto, manufatura – Dificuldades em se projetar e construir esse sistema.
- Características físicas – Peso, restrições de tamanho, restrições de forma, etc.

➤ Custo – Custo de se projetar, construir, instalar e operar o sistema.

Assim, para cada ajuste da ferramenta (altura, ângulo, região do gume, etc.), é necessário verificar para cada característica apresentada acima se o sistema de posicionamento pode atender as **especificações de projeto**. Por isso, existe a necessidade de se obter mais conhecimento sobre ele.

3.1.2 Sistema de posicionamento através de guias lineares abertas ou fechadas

Dando continuidade à análise das concepções, o sub-sistema abordado agora (independente se para ajustar altura, profundidade de corte, etc.) é o responsável pelo posicionamento macrométrico da ferramenta – ou posicionamento grosseiro.

Se a guia for montada na horizontal e sobre uma base θ , o deslocamento da quina da ferramenta determina o raio a ser gerado na peça de trabalho. Caso montadas verticalmente, o deslocamento da quina da ferramenta serve para compensar diferentes alturas de ferramentas e o tipo de base em que o porta ferramentas está instalado, promovendo o deslocamento da quina da ferramenta até a faixa de operação do ajuste fino. Em ambos os casos, o deslocamento ocorre com acelerações baixas e com um posicionamento final suave e preciso.

Sendo assim, o ideal é se utilizar de uma configuração que permita um movimento preciso e exato. No entanto, esse resultado se dá em função do tipo de guia, do atuador utilizado e do sistema de medição escolhido.

Atualmente, a seleção da guia mais apropriada é feita com a ajuda de catálogos, cabendo ao projetista comparar suas necessidades com os dados apresentados pelos fabricantes para que a melhor guia seja selecionada. Adicionalmente, muitas dessas guias já vêm com os pontos de acoplamento dos atuadores determinados, evitando travamentos e movimentos indesejáveis.

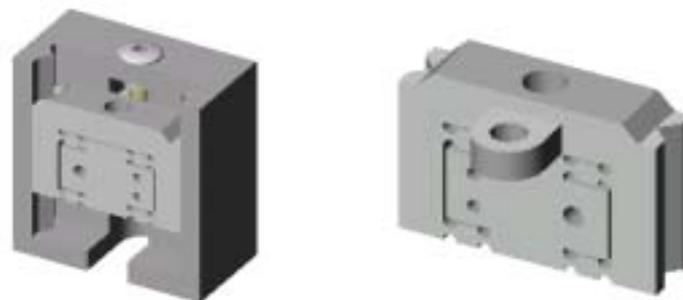


Figura 3.1 – Guia duplo V

Muitas vezes, não é possível encontrar uma guia adequada, sendo então necessário adaptar uma configuração comercial ou construí-la.

Como exemplo, a concepção da Figura 3.1 utiliza a configuração do ‘duplo V’ para prover um deslocamento vertical da ferramenta. Essa configuração permite o contato entre quatro planos, caracterizando um acoplamento quase-cinemático.

3.1.3 Determinação e superdeterminação (*exact constrain*)

Uma maneira de selecionar ou projetar uma guia baseado em um movimento preciso e exato é o estudo dos seus **graus de liberdade** (GL). Melhorando o movimento da guia, melhor será o posicionamento da ferramenta, pois poderá ficar mais perto das tolerâncias exigidas.

Um corpo rígido possui 6 graus de liberdade no espaço (3 lineares e 3 rotacionais em X, Y e Z). Então, um grupo de n corpos possui $6n$ GL. Cada vez que uma restrição é colocada, o total de GL desse grupo é reduzido em 1. Guias de escorregamento e rolamento usam combinações de superfícies geométricas para restringirem os GL não desejados.

Uma maneira de se determinar a mobilidade de uma guia é fazer uma análise com base no critério de Kutzbach.

$$M = 6 \cdot (n_l - 1) - \sum_{i=1}^j c_i \quad \text{Equação 3.1}$$

M é a mobilidade do conjunto, n_l é o número de elementos que compõe o conjunto e c_i é o número de restrições de cada vínculo.

No entanto, a identificação correta de cada c e do n nem sempre é uma tarefa fácil, sendo necessária uma percepção apurada adquirida com a experiência e/ou uma boa ‘intuição’. Uma mobilidade com valor negativo indica que o conjunto é superdeterminado.

O uso de restrições redundantes (superdeterminação) necessita de uma série de cuidados adicionais na fabricação das guias, como um cuidado maior na manufatura, no acabamento e na montagem.

A Figura 3.2a exemplifica um caso de uma guia de deslizamento cilíndrica fechada com restrições redundantes. Neste caso, apesar das guias estarem montadas paralelamente, a folga entre a guia e o mancal não ficou uniforme devido, por exemplo, a estarem fora da tolerância de montagem. Isso dificulta um movimento suave, facilitando a ocorrência de travamentos.

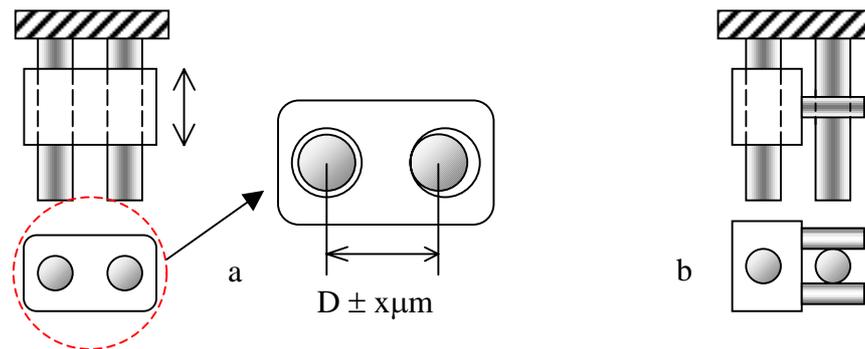


Figura 3.2 – Construção com excesso (a) e sem excesso (b) de restrições.

Já a Figura 3.2b mostra uma opção sem excesso de restrições, onde se pode observar que a coordenada D já não exerce uma grande influência para um correto funcionamento da guia, podendo até ser montada sem uma preocupação quanto ao seu paralelismo. Apesar disso, ainda é necessário que os centros das guias cilíndricas estejam alinhados horizontalmente.

Com isso, há o seguinte princípio que, quando possível, deve ser levado em consideração na hora de se projetar uma guia.

- ◆ Para se atingir deslocamentos altamente precisos e exatos e que requerem uma mínima força para operar, evite o uso de restrições redundantes. (Nakazawa, 1994)

Complementando a idéia acima:

- ◆ O afastamento de um projeto cinemático puro resulta em um incremento dos custos de manufatura. (Smith; Chetwynd, 1992).

A Figura 3.3a apresenta uma guia de deslizamento aberta, de montagem horizontal, que respeita um projeto sem excesso de restrições. Já a Figura 3.3b apresenta uma alteração de projeto para reduzir as tolerâncias e consequentemente os custos de manufatura, pois:

- ◆ O uso de elementos de ajustagem em conjunto com um projeto cinemático puro ajuda a diminuir as tolerâncias de fabricação.



Figura 3.3 – Com necessidade (a) e sem necessidade (b) de paralelismo durante a manufatura

Os exemplos acima não representam todas as opções de projetos para se atingir um movimento exato e preciso. Em uma análise simples da Figura 3.3, pode-se notar que a base fixa intercepta a base móvel através de duas linhas (dois planos e um cilindro) e um ponto (cilindro e cilindro perpendiculares). No entanto uma linha perfeita apenas é possível se forem utilizados planos e cilindros perfeitos.

Substituindo uma linha por pontos de contatos, pode-se evitar um outro tipo de excesso de restrições e se obterem movimentos altamente precisos. Baseado nisso, há outro princípio de grande valia para o projeto de guias:

- ◆ Para criar um projeto sem excesso de restrições (determinado estaticamente), substitua restrições baseadas em linhas e superfícies por restrições baseadas em pontos. (Nakazawa, 1994)

A Figura 3.4 apresenta a implementação mais básica desse princípio, ao utilizar pontos de contato para definir um plano móvel somente em uma direção. A função da placa central é somente de manter as esferas na posição (gaiola).

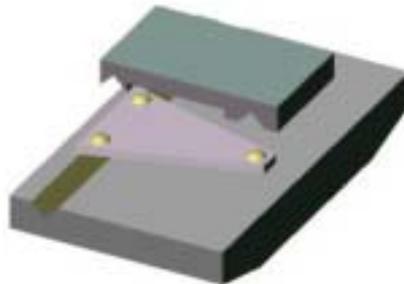


Figura 3.4 – Exemplo de guia com contato pontual

Um ponto negativo de uma guia determinada é sua baixa rigidez quando sob a ação de forças sobre seus pontos de restrições de movimento, o que é acentuado em um dispositivo de ultraprecisão, devido a escala normalmente usada - na ordem do μm .

Como para se atingir alta precisão de posicionamento é necessário aumentar a rigidez do conjunto, então:

- Eixos com excesso de restrição para um determinado GL absorvem melhor as forças que agem no sentido do GL restrito, ou seja, a força é absorvida também pelas restrições redundantes.
- Uma linha de contato possui maior rigidez que um ponto de contato.
- Por fim, o uso de pré cargas nas guias aumenta a rigidez na direção na qual a carga está sendo aplicada, além de eliminar qualquer tipo de folga.

A Figura 3.5 apresenta uma solução comercial de um posicionador vertical, que utiliza rolamentos de esferas agindo sobre dois trilhos em V, criando uma linha baseada em pontos, que é uma solução que possui um bom compromisso entre rigidez e os princípios apresentados. Também pode-se notar o uso de uma mola entre a base fixa e a móvel, com o objetivo de introduzir uma pré carga nas guias. No entanto, não se trata de um projeto puramente cinemático (sem excesso de restrições.)

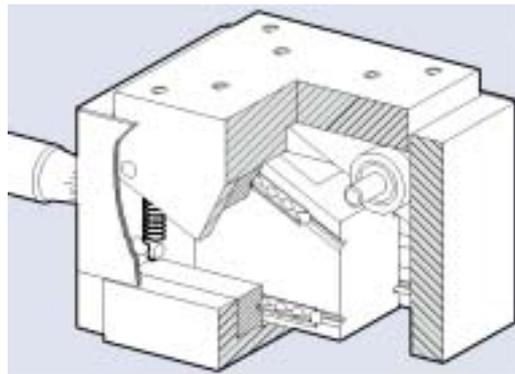


Figura 3.5 – Posicionador vertical (Newport, 2000)

3.1.4 Análise das concepções

Apresentadas com mais detalhes as guias para o ajuste macrométrico da ferramenta, as concepções são agora avaliadas quanto ao tipo de posicionamento da ferramenta, sendo que o primeiro ajuste analisado é o da altura da ferramenta, conforme apresentado na Figura 3.6.

As três concepções utilizam guias prismáticas fechadas. A opção *a* utiliza uma guia tipo ‘cauda de andorinha’ e é acionada por um parafuso micrométrico ou um parafuso diferencial acoplado na parte móvel.

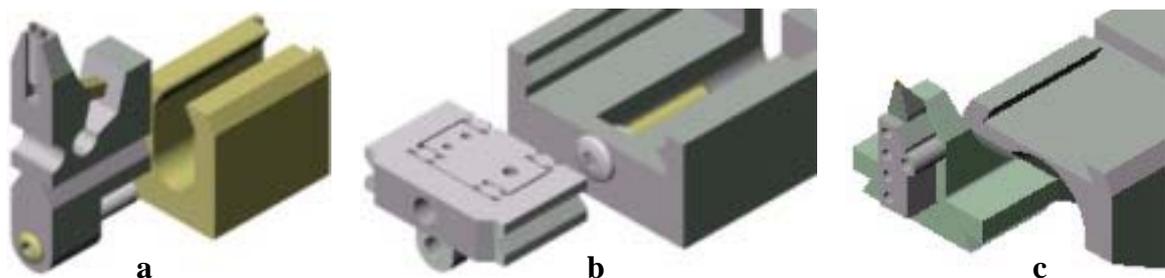


Figura 3.6 – Opções para ajuste da altura

A opção *b* utiliza duas guias duplo “V” e também é acionada por um parafuso micrométrico ou diferencial acoplado na base fixa. Por fim, a opção *c* utiliza uma guia tipo ‘cauda de andorinha’ e é colocada na posição com o uso de, por exemplo, um batente feito com blocos-padrão colocado entre a base fixa e móvel. Nesse caso, a guia é mantida na posição através do seu *gib*. Como se pôde observar, nenhuma das guias acima pode ser considerada como sendo uma guia determinada.

Guia do tipo ‘cauda de andorinha’ é uma boa aproximação de uma configuração sem excesso de restrições. No entanto sua configuração mais comum envolve o contato entre quatro pares de planos (os dois laterais e dois superiores). Uma configuração sem restrições é obtida com um par de plano superior e dois pares laterais.

Para o objetivo proposto, de prover uma ajustagem grosseira da altura, sem necessidade de um posicionamento rápido e muito preciso, as guias de deslizamento são uma opção de simples manufatura, baixo custo e alta rigidez.

Ainda baseadas nas concepções da Figura 3.6, as guias foram projetadas integradas nos dispositivos de posicionamento, proporcionando uma solução compacta e uma rigidez maior do conjunto, uma vez que a junção entre componentes atua como uma série de molas em série.⁶

Um ponto desfavorável essa concepção é que se o conjunto for projetado em peça única, será necessário levar em conta geometrias e formas que sejam fáceis de se fabricar. Isso evita o uso de máquinas específicas ou de um ferramental próprio, o que encarece a fabricação, ainda mais por se tratar de uma produção de um único exemplar.

Sendo assim, a opção mais simples é baseada na concepção *c*. Tanto a concepção *a* quanto a *b* seriam mais facilmente produzidas se fossem confeccionadas em partes e depois unidas, sacrificando um pouco a rigidez em prol da facilidade de manufatura.

Ajuste da distância da quina da ferramenta ao centro de giro da base

Não detalhadas até o momento nem ilustradas nas concepções, as guias instaladas entre o porta-ferramenta e a base possuem uma função importante na ajustagem da ferramenta.

⁶ $\frac{1}{K_{equivalente}} = \sum_{1}^n \frac{1}{K_n}$, onde K é a rigidez de cada uma das *n* interfaces. Logo a rigidez do sistema é regida pela interface com menor rigidez.

Se instalado sobre uma base θ , o deslocamento horizontal da ferramenta, paralelamente à linha de centro que passa pela árvore, delimita o raio da peça gerada. Para se determinar a correta **guia horizontal** do porta-ferramenta, é necessário levar em consideração as dimensões da base θ em que a guia será instalada, o raio que se deseja gerar, as forças envolvidas e, por fim, os ajustes necessários que a ferramenta deve sofrer.

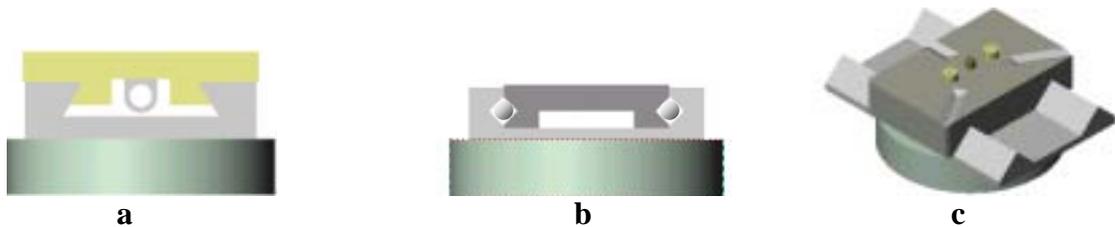


Figura 3.7 – Guias para grandes deslocamentos

A Figura 3.7a mostra uma combinação entre uma guia do tipo ‘cauda de andorinha’ acionada por um fuso (não mostrado), montado sobre a base θ , conforme a Figura 3.8.

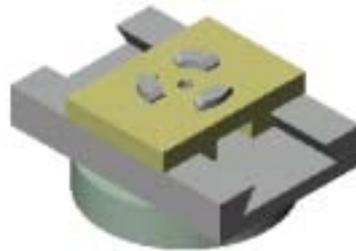


Figura 3.8 – Montagem da opção a sobre uma base θ .

No conjunto mostrado na Figura 3.7b a guia de deslizamento é substituída por uma guia de rolamento, podendo ser posicionada com o uso de blocos padrão ou um parafuso micrométrico, e travada por um elemento que mantenha o carro posicionado.

O conjunto mostrado na Figura 3.7c utiliza duplas guias em V com o acionamento por meio de, por exemplo, rodas de atrito. Neste caso, o acionamento poderá estar na guia ou embutido no corpo do porta-ferramenta.

O maior problema dessas concepções são suas dimensões máximas, uma vez que especificamente para o torno Moore/LMP a base θ que se deseja usar possui um diâmetro de 120mm e uma altura que, na configuração atual do torno, está próxima de bloquear o movimento em Z (profundidade de corte) que a árvore do torno de ultraprecisão é capaz de executar. Esse problema é facilmente solucionado aumentando-se a altura do cabeçote em relação à base original do torno (ranhuras em T) onde é instalada a base θ . Deve-se lembrar, no entanto, que

quanto menor o comprimento da linha de força entre a quina da ferramenta e a peça de trabalho, maior será a rigidez da máquina quando estiver usinando, melhorando assim o resultado final da peça de trabalho.⁷

Como em todas as três opções é necessário o uso da guia horizontal acoplada à base θ , o comprimento total da guia será função dos maiores raios côncavos e convexos que se deseja fabricar e do tamanho do porta-ferramenta.

Para peças convexas de raio (R_{cx}) muito grande, maior terá que ser a guia, maior será o momento ocasionado pela força peso sobre o mancal aerostático e, dependendo do perfil utilizado, maior será a deflexão da guia. (Figura 3.9)

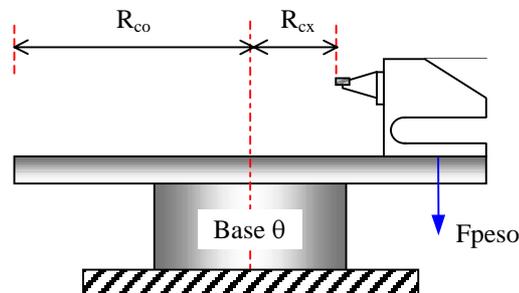


Figura 3.9 – Comprimento total da guia horizontal em função dos raios e do tamanho do porta-ferramenta

O maior problema, para qualquer guia a ser escolhida, é a pouca área disponível para fixá-las, devido à forma e dimensões da base R- θ existente no torno Moore/LMP.

Com isso, **uma guia prismática de deslizamento tipo cauda de andorinha** é um bom ponto de partida, pela facilidade e custo de fabricação e pela rigidez que oferece.

Adicionalmente, o ANEXO C apresenta uma tabela comparativa entre os diversos tipos de guias, o que auxilia na busca de soluções alternativas, caso se estejam buscando propriedades mecânicas mais específicas.

O sistema de **microposicionamento da ferramenta** será apresentado em detalhes no final do Capítulo 3.

⁷ Quanto maior a linha de força – linha imaginária que vai da ponta da ferramenta, passando pelo torno até atingir a peça de trabalho - maior será o momento gerado pelas reações às forças de usinagem, causando um erro de posicionamento entre a ferramenta e a peça. No entanto, as forças de usinagem na ultraprecisão geralmente estão na ordem do mN.

3.2 Sub-sistema fixação do porta ferramenta

Conforme o item anterior, o projeto ou escolha da guia a ser instalada sobre a base R- θ é relativamente dependente das dimensões do porta-ferramenta, o que torna necessário que o projeto ou escolha da guia ocorra paralelamente ao desenvolvimento do porta-ferramenta. No entanto, a união da base do porta-ferramenta com a parte móvel da guia localizada sobre a base R- θ (guia horizontal) ou sobre a base original do torno Moore/LMP, pode ser projetada de uma forma mais independente, ao se optar por uma peça intermediária, com um dos lados compatível com a base do torno ou a base R- θ e o outro lado compatível com a base do porta-ferramenta.

Caso se opte por uma solução mais integrada, o projeto do acoplamento deve ser executado juntamente com os projetos das guias e do porta-ferramenta.

Característica das bases

Base R- θ . Para minimizar os erros de geometria descritos no item 1.3 - Ajustagem, a quina da ferramenta deve coincidir sempre com uma linha que passe pelo centro da base θ , conforme a Figura 3.10a, evitando assim que o raio gerado esteja fora do especificado.

Para que isso aconteça, pode-se usar um dispositivo de ajustagem entre o porta-ferramenta e a base θ ⁸ (Figura 3.10b), na própria ferramenta ou **projetar um dispositivo de acoplamento de alta repetitividade** que garanta um correto posicionamento do porta-ferramenta sobre a guia horizontal instalada e ajustada sobre a base R- θ .



Figura 3.10 – **a)** Guia montada e alinhada sobre base θ , **b)** Fixação do porta-ferramenta sobre um dispositivo intermediário para ajustagem (Base X-Y)

⁸ Tipo uma base X-Y, usado não somente para o alinhamento da ferramenta mas também para ajuste do raio.

Base original do torno. Nesse caso o porta-ferramenta é instalado sobre uma mesa plana retificada que possui uma série de rasgos (*T groove*) usados para a fixação dos dispositivos. Ao contrário da base R- θ , as ajustagens para (ou após) a fixação do porta-ferramenta são pequenas, sendo que na maioria das vezes são executadas pelas guias originais do torno (mesa e acionamentos originais).

3.2.1 Acoplamento estaticamente determinados (*kinematic coupling*)

Independente da base a ser utilizada, as opções de acoplamento entre o porta-ferramenta e a base deve possuir um projeto que tenha como meta um acoplamento o mais determinado possível.

O acoplamento **estaticamente determinado (ED)** É uma particularização do projeto sem excesso de restrições, apresentada no item 3.1.3, ou seja, seu objetivo é que ocorra contato em um número de pontos igual ao número de GL que se deseja restringir (nesse caso, todos os GLs).

Como consequência, esse tipo de acoplamento permite uma fixação perfeita e a possibilidade de um determinado componente ser removido e remontado inúmeras vezes, sem a necessidade de ajustes posteriores devido a sua alta repetibilidade de posicionamento.

Adicionalmente: (Nakazawa, 1994)

- ◆ Projetos ED reduzem elementos e áreas que requerem um acabamento de alta precisão. Conseqüentemente, o custo de manufatura é reduzido.
- ◆ Quando usados em conexões e montagens, esse tipo de projeto diminui os efeitos dos erros de fabricação nas superfícies a serem unidas, possibilitando alta precisão de acoplamento.
- ◆ Apesar das restrições por pontos de contato serem ideais do ponto de vista de um projeto ED, a pequena área de contato é uma desvantagem do ponto de vista de rigidez e durabilidade quando grandes cargas têm que ser suportadas.

Assim, a Figura 3.11 representa uma série de acoplamentos ED.

A Figura 3.11a apresenta uma forma tradicional de construção de um acoplamento cinemático, a de 3 esferas (não mostradas) acoplados em 3 sulcos em usinados na forma de V.

Essa configuração possui algumas vantagens em relação a outras formas de arranjo desse tipo de acoplamento, como uma melhor distribuição das forças de contato, melhor habilidade de centragem, expansão térmica simétrica em torno do centro de acoplamento e menores custos de manufatura.

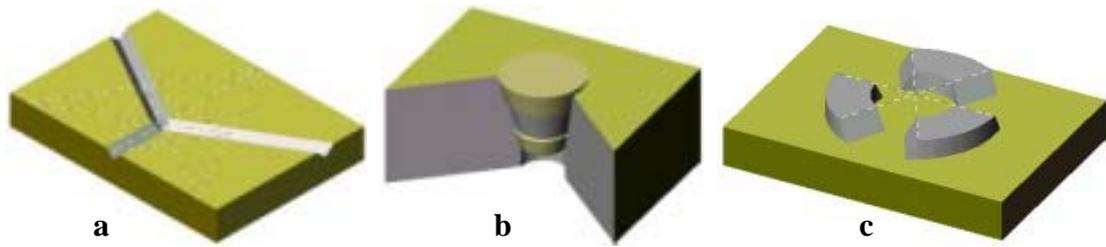


Figura 3.11 – Acoplamentos estaticamente determinados

Dependendo da orientação escolhida para o posicionamento de cada sulco (os V) e seus respectivos ângulos de abertura, pode-se maximizar a rigidez do acoplamento em uma determinada direção ou distribuí-la igualmente. A construção utilizada na Figura 3.11a, baseada em um triângulo equilátero e com as forças de contato a um ângulo de 45° ⁹, é uma configuração que permite uma boa estabilidade e uma boa rigidez em todas as direções.

Apesar da idéia simples, deve-se lembrar que toda a força de acoplamento está dividida em 6 pontos de contato (3 esferas e 6 planos). Sendo assim, uma análise mais completa deve ser feita nas forças de contato, nas tensões de contato e nas deflexões que cada ponto de contato irá sofrer (não incluindo qualquer erro de acoplamento oriundo, por exemplo, de problemas de manufatura). Uma avaliação dessas forças de contato e das tensões resultantes pode ser obtida a partir das equações de Hertz. Slocum (1992) e Hale (1999) apresentam uma excelente visão e aplicação dessas equações.

Uma das principais desvantagens de um sistema de posicionamento ou acoplamento baseados em contato pontual é sua baixa rigidez. A solução desse problema está na escolha dos materiais a serem utilizados e na escolha de diferentes geometrias e formas que não se afastem muito de um projeto ED (projetos quase-ED).

Contatos pontuais, linhas de contato e, finalmente, planos de contato oferecem respectivamente um incremento na capacidade de carga e na rigidez do sistema de posicionamento ou acoplamento. Usando novamente como exemplo a Figura 3.11a, pode-se aumentar a rigidez, melhorando o acoplamento das curvaturas entre as curvaturas de contato ou alterando a concepção, como demonstrado na Figura 3.12.

⁹ O vetor da força de contato entre a esfera e o sulco V deve interceptar o plano em que ocorre a ação de acoplamento a um ângulo de 45° . Por isso, o ângulo efetivo (de usinagem) dos sulcos é função do raio das esferas a serem usadas no acoplamento. Como indicação, um ângulo de 45° privilegia um balanceamento da rigidez, enquanto 60° possui uma habilidade maior de centragem. (Slocum, 1992)

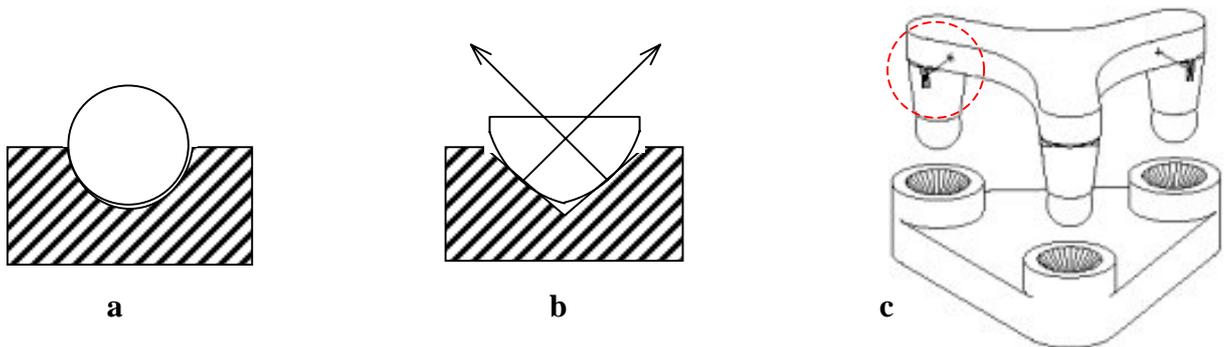


Figura 3.12 – Modificações para aumento da rigidez (Hale, 1999)

A Figura 3.12c apresenta uma forma de acrescentar rigidez ao utilizar uma linha de contato (esfera – cone) em cada acoplamento. Por ser uma concepção superdeterminada, o acoplamento deve ser perfeito. Para acomodar pequenas falhas de manufatura, sem comprometer a rigidez do conjunto ou adicionar GL no sistema, pode-se notar o uso de elementos de flexão em cada uma das pernas (representado dentro do círculo pontilhado).

A mesma solução é utilizada na concepção mostrada na Figura 3.11c, ao se utilizar o contato entre cilindros e planos. O contato entre os dentes inferiores (planos) e superiores (cilíndricos - Figura 3.13), fornecem 3 linhas de contato.

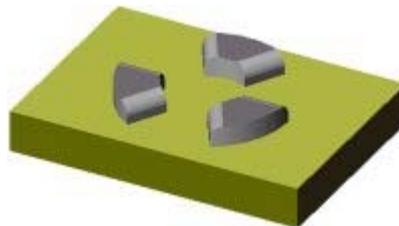


Figura 3.13 – Parte superior do acoplamento da Figura 3.11c. (Hale, 1999, Hale; Slocum, 2001)

Por fim, a Figura 3.11b apresenta a opção do acoplamento cônico, onde a maioria das restrições dos GLs é função do contato plano – plano. Dependendo as opções de ângulos utilizados no seu projeto, o sistema é auto-centrante e auto-travante, além de possuir alta rigidez. Possui ainda a possibilidade de rotacionar em torno do próprio eixo. Seu projeto e manufatura são relativamente simples e os cálculos necessários para seu correto dimensionamento podem ser encontrados em livros de elementos de máquinas, porém, não com um enfoque voltado para acoplamentos de precisão.

3.2.2 Aplicações no acoplamento do porta-ferramenta e os diferentes tipos de bases.

Apresentados com mais detalhes, os diferentes tipos de acoplamento, a idéia agora é sua implementação no porta-ferramenta. Para uma base R- θ , o uso de um acoplamento que permita uma remontagem precisa e livre de ajustes é mais uma vantagem durante o *set-up* do torno. Uma vez ajustada a base R- θ , o porta-ferramenta poderia ser desmontado e instalado em uma outra base e posteriormente remontado, sem a necessidade de ajustes posteriores.

A concepção da Figura 3.11c apresenta uma solução compacta e compatível com bases de diversos tamanhos, uma vez que a única coordenada em comum entre os dentes da base e a parte superior são os ângulos que separam cada um dos dentes. Isso permite que uma base pequena possa acoplar um porta-ferramenta grande ou vice-versa. Adicionalmente, essa configuração fornece uma base plana, que faz com que o porta-ferramenta possa ser colocado sobre outros tipos de bases. O acoplamento cônico (Figura 3.11b) também é uma solução interessante, pois com boas características de acoplamento ainda possibilita a rotação do gume da ferramenta. Assim, pode ser usado para se isolar uma determinada região do gume quando o porta-ferramenta não estiver em uma base θ . No entanto, para que o conjunto desfrute dessas características de acoplamento, é necessário que o cone tenha uma certa profundidade, o que pode comprometer um arranjo mais compacto.

Para a mesa da base Moore, é necessário que as áreas de contato entre o porta-ferramenta e a mesa do torno tenham um bom paralelismo e um bom acabamento superficial. Nesse caso, um contato plano-plano em três regiões seria a melhor aproximação de uma base estaticamente determinada. O único detalhe seria o de prever os corretos pontos de fixação entre a base do porta-ferramenta e as ranhuras em forma de T invertido da mesa do torno Moore/LMP.

A Figura 3.14 apresenta uma concepção completa e montada sobre uma base R- θ . O conjunto poderia ser mantido no lugar através de um parafuso ou de forças magnéticas.

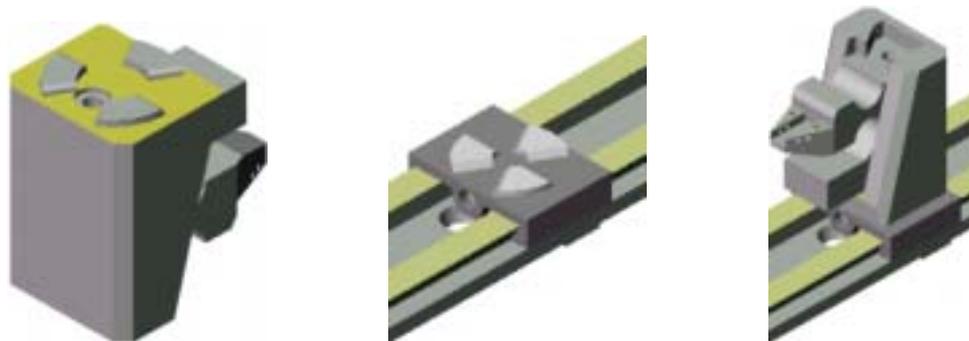


Figura 3.14 – Aplicação das concepções

A Figura 3.15 apresenta essa concepção montada sobre o torno Moore/LMP, na qual se podem observar, mais facilmente, as soluções empregadas, os problemas de montagem e os pontos fracos causados pelas dimensões do conjunto. O desenho reproduz as dimensões e a configuração do torno encontrada durante a realização do trabalho.



Figura 3.15 – Concepção montada sobre o torno Moore/LMP em configuração R- θ

3.3 Sub-sistema fixação da ferramenta

Conforme apresentado no Capítulo 1 (Figura 1.5), a ferramenta pode assumir diferentes formas e tamanhos, o que é um problema a mais para sua correta fixação. A Figura 3.16 apresenta algumas soluções utilizadas nas diferentes concepções dos porta-ferramentas e outras que poderiam ser adaptadas, com o objetivo de não somente fixar, mas em alguns casos prover mais um ajuste, como foi previamente comentado durante a apresentação das concepções.

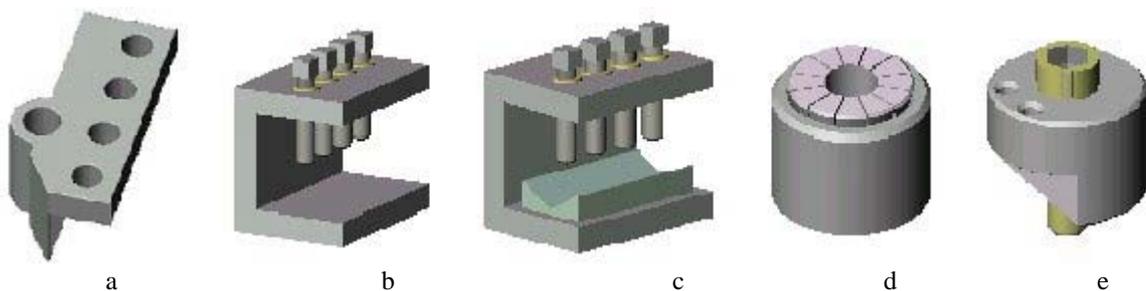


Figura 3.16 – Diferentes idéias para fixação da ferramenta

As idéias apresentadas são especificamente para ferramentas de hastes retangulares e cilíndricas, que são as mais facilmente encontradas.

Essas hastes normalmente são padronizadas, com um bom acabamento superficial e uma estreita tolerância de fabricação, sendo inclusive retificadas. No entanto, seu comprimento varia bastante e a extremidade onde o diamante é inserido pode possuir diferentes formas.

Dependendo da aplicação, somente uma parte da ferramenta fica à mostra ou, dependendo da região que se deseja usinar, sua fixação se assemelha muito à de uma viga em balanço, pois a ferramenta deve usinar a peça em um ponto de difícil acesso sem que ocorra o contato entre a peça de trabalho e o porta-ferramenta.

Analisando diversos porta-ferramentas, verificou-se que a grande maioria fixa a ferramenta com um grupo de parafusos que entram em contato diretamente com a haste da ferramenta. Assim, obtém-se uma série de pontos de contato na parte superior da haste e um contato plano-plano na parte inferior.

Em princípio, essa fixação não pode ser considerada a melhor solução, uma vez que a ferramenta está sob a ação de diferentes tensões e deformações. Como apresentado anteriormente, o contato plano-plano entre a haste e o porta-ferramenta deveria ser modificado para um acoplamento não superdeterminado e a parte superior com algum dispositivo que distribuisse a pressão de modo uniforme (Figura 3.17). Sob esse ponto de vista, os sistemas de fixação de ferramentas cilíndricas possuem uma melhor solução.

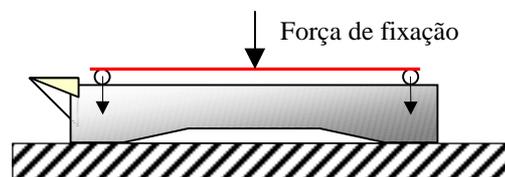


Figura 3.17 – Esquema para uma melhor distribuição da força de fixação

Entretanto as influências desse tipo de acoplamento sobre o desempenho do conjunto não são tão preocupantes. Devido as baixas forças de usinagem, não são necessários grandes apertos nos parafusos e a superdeterminação do conjunto confere uma rigidez maior. Independente dessa constatação, a escolha dessa fixação tradicional está na sua grande facilidade construtiva e de integração com o porta-ferramenta. Assim, a preocupação maior está em criar dispositivos que ajudem a posicionar melhor a ferramenta.

Uma característica apresentada nas concepções é que **o conjunto encarregado de fixar a ferramenta também possuía dispositivos para ajustar a ferramenta**. Sendo assim uma única peça executava duas funções: fixar e ajustar a ferramenta. Essa característica será melhor explorada a seguir.

Os dispositivos *a* e *e* da Figura 3.16 permitem fixar a haste em diferentes posições. Esse grau de liberdade a mais é muito importante para um melhor posicionamento de ferramentas que têm o diamante fixado em diferentes ângulos em relação à haste. Um modelo comercial do dispositivo 3.16e é mostrado na Figura 3.18.

Dentre essas vantagens de se disponibilizarem ajustes no sub-sistema de fixação da ferramenta, destacam-se a possibilidade/facilidade de isolar um defeito no gume ou posicionar o diamante para que a sua direção (plano) de maior dureza fique em contato com a peça de trabalho. Em ambos os casos, o resultado final é um acabamento superficial muito melhor da peça. Outra utilização comum é o de mover a ferramenta para atingir regiões de difícil acesso na peça de trabalho.

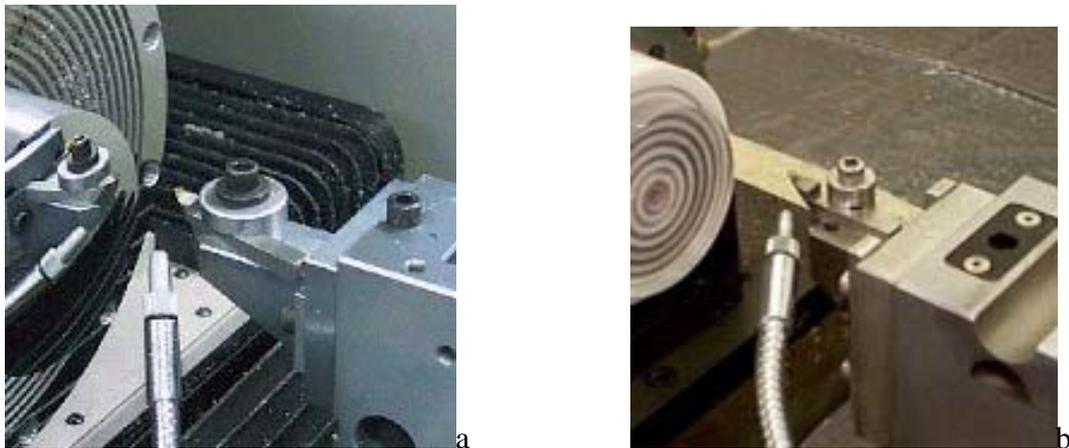


Figura 3.18 – Exemplos da aplicação da concepção 3.16e em modelos comerciais (a – Precitech, b - Moore Nanotechnology Systems)

Uma outra maneira de rotacionar a ferramenta, com base na modificação da haste, é mostrado na Figura 3.19

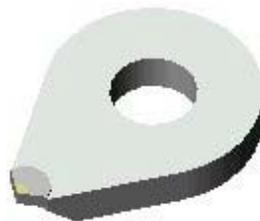


Figura 3.19 – Modificação na haste da ferramenta (Franse; Roblle, 1989)

Esse tipo de haste possui a vantagem de ser posicionada por um único elemento de fixação e uma grande base para distribuir as forças de fixação. Essa modificação de haste pode

ser um ponto de partida para a elaboração de um novo meio de fixação de ferramenta, no qual a ferramenta original é fixada em uma nova haste.

No caso de um torno R- θ , a rotação da ferramenta fica mais restrita. Se a quina da ferramenta não estiver alinhada em relação ao centro da base θ , ocorre um erro de geometria, pois o raio gerado será diferente do de projeto.

A solução mais simples é fazer uma usinagem de calibração e compensar o raio após a rotação da ferramenta. O problema é que quanto maior a rotação sofrida pela ferramenta, maior deverá ser a compensação para um mesmo raio desejado na peça. Esse aumento da compensação acontece também à medida que o raio de projeto aumenta e o ângulo de rotação da ferramenta permanece fixo. Entretanto, o maior problema está em introduzir corretamente essa compensação, pois, em alguns casos, o raio deve ser modificado poucos micrometros. Isso justifica a utilização de dispositivos ou soluções que reduzam esses erros, como apresentados na Figura 3.20.

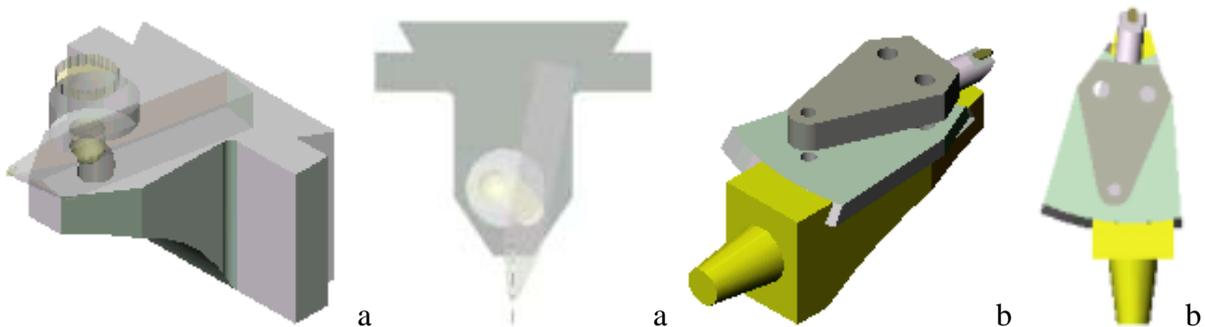


Figura 3.20 – Dispositivos para ajustar a quina da ferramenta

O primeiro princípio permite que a ferramenta seja posicionada corretamente através de uma combinação de ajustes. Com a ajuda de um furo oblongo, o sistema de fixação da ferramenta pode ser posicionado em diferentes pontos da base. Da mesma forma, a ferramenta é livre para ser movimentada para frente e para trás, o que permite, por exemplo, usinar pontos de difícil acesso. Dessa forma, existe toda uma região possível de ser utilizada para que a quina da ferramenta seja rotacionada e ainda coincida com a linha que passa pelo centro da base θ .

O segundo princípio permite que, uma vez corretamente posicionada a quina da ferramenta, a mesma possa ser rotacionada sem a necessidade de um novo ajuste, pois a quina da ferramenta coincide com o centro das guias de deslizamento que seguram a ferramenta. Nessa configuração, o *set-up* inicial pode ser feito através de um batente fixo que tenha a distância correta entre um ponto de referência na base e o centro de rotação da guia. Um dos principais

problemas dessa solução é que a distância entre a quina da ferramenta e a base não pode ser mudada.

3.4 Microposicionamento da ferramenta.

Dando continuidade ao item 3.1, o objetivo desse item é de apresentar melhor o princípio utilizado para o microposicionamento da ferramenta.

Dentro da ajustagem, o maior enfoque deste trabalho está no ajuste micrométrico da ferramenta. Esse item será, portanto, bastante detalhado e posteriormente (Capítulo 5) ilustrado com uma aplicação prática em um porta-ferramenta.

3.4.1 Sistemas de posicionamento micrométrico com guias flexíveis

A análise das concepções dos porta ferramentas referenciados na literatura e em catálogos mostra a predominância de guias flexíveis para realizar o posicionamento micrométrico da ferramenta.

Elementos flexíveis (*flexures*) são usados onde é necessário um movimento angular limitado em torno de um eixo flexível (*compliant axis*), com atrito e folgas zero. (Paros; Weisbord, 1965)

Como exemplo de aplicação, podem-se citar as balanças de precisão, pêndulos, micro-acelerômetros e, mais recentemente, manipuladores, microposicionadores, microscópios de tunelamento, discos rígido, cd players, etc. No entanto, essas aplicações devem se enquadrar dentro das características oferecidas por esse tipo de guia, que são:

- Curso limitado - porém com a possibilidade de posicionamento suave e contínuo em todo o seu curso.
- Livre de atrito e folga - o que auxilia na resolução de posicionamento e na resolução que o conjunto guia e atuador pode conferir ao sistema de posicionamento. No entanto um certo grau de histerese pode ser detectado, variando com o tipo de material utilizado e o tipo de manufatura utilizada.
- Capacidade de suportar grandes cargas externas sem deformar - no entanto não suportam bem cargas oscilantes e principalmente cargas que ajam perpendicularmente ao seu plano de deslocamento.

- Alta rigidez - porém intimamente ligada ao curso, pois, via de regra, quanto maior a rigidez, mais limitado é o curso.
- Imune a problemas ambientais - exceto a elementos que ataquem quimicamente seu eixo flexível.
- Projeto e construção fáceis - o que permite a criação de modelos mais complexos com os mais diversos tamanhos. No entanto, imperfeições na construção ocasionam movimentos não desejados, também chamados movimentos parasitas¹⁰.
- Podem ter virtualmente qualquer tamanho e forma - sendo limitadas somente pela criatividade do projetista e, principalmente, pela disponibilidade de uma maneira de poder manufaturá-la.
- Custo de fabricação acessível e com diversas possibilidades de manufatura.

Classificação das guias flexíveis

Basicamente existem duas categorias de guias flexíveis, caracterizadas principalmente pelo tipo de manufatura e montagem utilizadas.

O primeiro tipo de guia é caracterizada por utilizar lâminas de aço mola presas, em uma das extremidade, em uma base fixa ou semi-fixa e, na outra, em uma base móvel. Sua maior característica é a utilização de elementos de união em ambas as partes (Figura 3.21a).

O segundo tipo (Figura 3.21b), chamado de monolíticos, difere-se do primeiro por não utilizar nenhum elemento de união, sendo construído integralmente a partir de um único bloco.

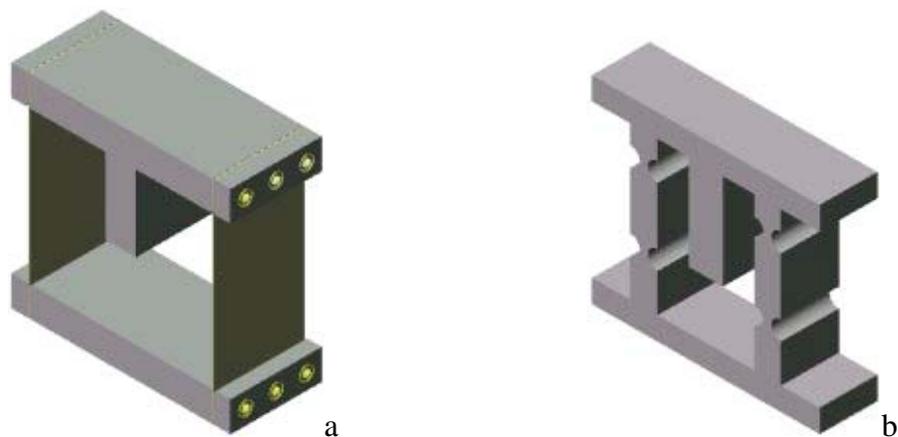


Figura 3.21 – Tipos de construção de guias flexíveis (guias de molas)

¹⁰ O termo movimento parasita será melhor definido no Capítulo 6.

Guias com elementos de união oferecem a maneira mais econômica de se projetarem sistemas que necessitem de um grande curso. Entretanto, se os pontos de união entre as extremidades das lâminas e as bases não forem corretamente projetados, irão ocorrer micro escorregamentos (*microslips*) nas uniões e a estabilidade dimensional do sistema não será mantida. (Slocum,1992)

Outra característica desse tipo de construção, que é a aparente facilidade de construção, montagem e a possibilidade de se substituir partes que foram sobrecarregadas durante o uso, é também o seu ponto fraco para aplicação em movimentos de ultraprecisão. Cada peça que compõe a guia, como bases, lâminas e elementos de fixação, deve ser manufaturada e montada, e qualquer desalinhamento nesse conjunto resultará em movimentos e trajetórias não desejadas, chamados movimentos parasitas. Na prática, as guias elásticas monolíticas possuem o mesmo tipo de problema e ainda outros inerentes ao seu tipo de construção. No entanto, o controle se dá diretamente na manufatura que, quando bem executada, ajuda em muito na obtenção de linearidade do seu movimento. Por essa razão é que parece haver uma preferência em se utilizarem guias lineares monolíticas, quando a aplicação requer um movimento exato, com alta repetitividade e que permita um movimento de alta resolução.

Em sua essência as guias flexíveis podem ser vistas como vigas que funcionam como molas, possuindo rotação em torno de um pivô elástico coincidente com o ponto de menor espessura da viga. É o pivô o principal responsável por conferir flexibilidade em determinadas direções e rigidez nas restantes.

Seu movimento original é angular, no entanto, devido aos pequenos ângulos deslocados e combinações construtivas, o movimento resultante é muito próximo ao retilíneo.

A ênfase aqui será dada à formulação matemática das guias lineares monolíticas, pelos fatores apresentados anteriormente e pela vantagem de poderem ser, quando necessário, miniaturizadas.

3.4.2 Guia flexível simples ou pivô elástico

O pivô elástico é a base para qualquer guia linear flexível utilizada nas concepções. A combinação entre pivôs e das barras de união entre eles leva aos mecanismos de microposicionamento, definindo suas características de posicionamento. Por isso que é necessário sua correta definição e entendimento antes da apresentação de combinações mais complexas.

No que se refere ao aspecto geométrico de uma guia flexível, seus principais componentes são (Figura 3.22):

- O raio a_x , que é o raio utilizado na caracterização do pivô. Quando o centro desse raio está alinhado com a borda da viga, sua construção é chamada de **circular efetiva**.
- Espessura t é a região mais fina da viga. É nesse ponto que está localizado o eixo de rotação da viga. O pivô é criado ao se remover material em duas regiões adjacentes na viga.
- A altura da viga é denominada h , e sua espessura é denominada b .

Uma guia flexível com apenas um eixo de rotação deve ser flexível na direção que se aplica a força de entrada (F_y ou M_z) e rígida o suficiente quando sob a ação de forças ou momentos fora do eixo de rotação.

A ilustração das forças e momentos que agem sobre a viga e que são usadas para o cálculo da flexibilidade linear e angular da mesma também é mostrada na Figura 3.22 e, logo em seguida, é descritas com mais detalhes.

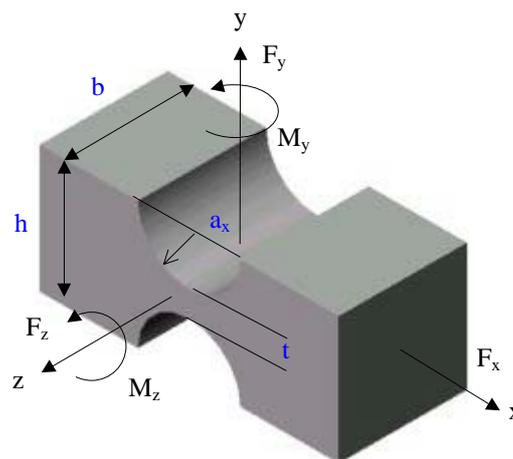


Figura 3.22 - Dimensões de uma guia flexível e várias forças e momentos que causam sua deflexão

- **Deflexão sobre o eixo Z** – O eixo Z é o eixo de rotação ou o eixo mais sensível às forças/momentos aplicados. É o eixo que possui a menor resistência ao movimento.
 - ◆ Ao se aplicar um momento M_z , a guia rotaciona (flexiona) um ângulo αz . A relação $\alpha z/M_z$ é chamada coeficiente de flexão da guia ou flexibilidade (*compliance*)¹¹. O mesmo acontece ao se aplicar uma força na extremidade livre da viga - $\alpha z/F_y$.

¹¹As equações originais foram baseadas no cálculo da **flexibilidade** ($1/k$) de uma viga. No entanto, no decorrer do capítulo será usado o termo **rigidez** (k), por se tratar de uma relação de uso mais comum no projeto de máquinas-ferramenta.

- ◆ Uma força F_y aplicada na extremidade da viga também ocasiona uma deflexão através de um ângulo α_z . Nesse caso, a flexibilidade é dada pela relação α_z/F_y .
- ◆ Deflexão linear δ_y ao longo do eixo Y - Quando se aplicar uma força F_y ou um momento M_z , ocorre uma deflexão linear ao longo do eixo Y (δ_y). A flexibilidade nesse caso é a relação entre δ_y/M_z para o momento e δ_y/F_y quando sob a ação de uma força.
- **Deflexão sobre o eixo Y** – O eixo Y ou eixo transversal - É o eixo cuja resistência ao movimento é maior, possuindo coeficiente de flexibilidade α_y/M_y , quando sob a ação de um momento e α_y/F_z , quando sob ação de uma força transversal F_z aplicada na extremidade da viga.
 - ◆ Deflexão linear ao longo do eixo Z – Quando se aplica uma força F_z ou um momento M_y , ocorre uma deflexão linear em Z (δ_z). Novamente, a flexibilidade nesse caso é uma relação, agora de δ_z/M_y e δ_z/F_z .
- **Deflexão linear ao longo do eixo X** – A deflexão nesse caso é causada por uma força F_x . O eixo longitudinal X deve ser rígido o suficiente. A flexibilidade nessa direção é dada pela relação δ_x/F_x .
- **Flexão por força de cisalhamento** (*shear compliance*) – Causada por uma força de cisalhamento aplicada no final da parte livre da viga. É dada pela relação δ_y/F_y , que é igual à relação δ_z/F_z .

Se considerar que praticamente toda a flexão ocorre no centro da parte mais fina da viga, que funciona como um pivô elástico, a escolha da geometria e forma de uma guia flexível determina seu comportamento e suas limitações (flexibilidade e exatidão). No entanto, determinar a melhor geometria é uma tarefa importante, mas difícil.

A correta geometria é função de limitações particulares de cada projeto e de uma série de parâmetros, como por exemplo:

- | | |
|----------------------------|----------------------------|
| _ Rigidez ou flexibilidade | _ Dimensões permitidas |
| _ Capacidade de carga | _ Ambiente |
| _ Deslocamento necessário | _ Facilidade de manufatura |

A Figura 3.23 apresenta as soluções geométricas básicas para a construção de pivôs elásticos e, logo em seguida, serão apresentadas as formulações matemáticas para o correto dimensionamento dessas diferentes geometrias

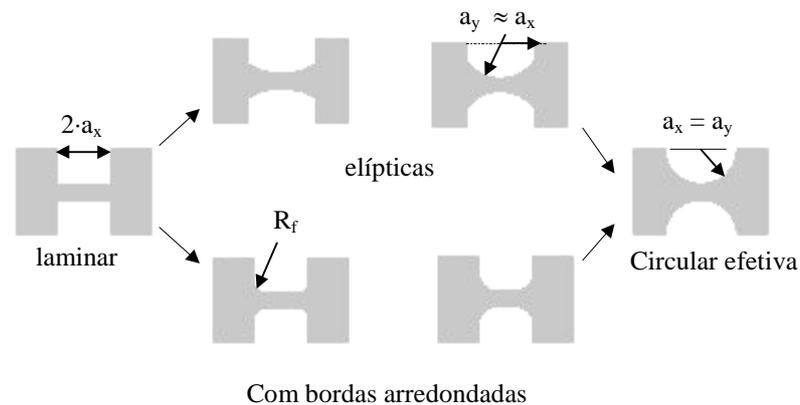


Figura 3.23 – Tipos de geometria normalmente utilizadas - Circular, Elíptica e Laminar (Xu; King, 1996)

1. Viga circular

Pivôs elásticos têm sido estudados e aplicados na construção de instrumentos de precisão desde o final do século XIX e, de forma recorrente, vem sendo tema de estudos e publicações como exemplo, Maxell, 1897, Jones 1951, 56, Paros e Weisbord, 1965, Smith, 1987, 1997, etc.

No entanto, ao se optar pela construção monolítica, a principal geometria utilizada para construir o pivô tem sido ainda a geometria circular. Ainda hoje, a principal referência sobre guias circulares é baseada nos trabalhos de Paros e Weisbord (1965) que, partindo da teoria das vigas, conseguiram estabelecer uma série de equações que caracterizam o comportamento de vigas que utilizam essa geometria na criação de pivôs elásticos.

As equações a seguir apresentam soluções para a α_z/M_z (*flexibilidade angular do pivô*) que, normalmente, em um projeto de guias flexíveis, é o eixo que se deseja trabalhar. A equação geral de uma viga tipo circular é dada por: (Paros; Weisbord, 1965)

$$\frac{\alpha_z}{M_z} = \frac{3}{2 \cdot E \cdot b \cdot a_x^2} \cdot \left(\frac{1}{2\beta + \beta^2} \right) \cdot (F_{\beta\gamma}) \quad \text{Equação 3.2}$$

sendo $\beta = \frac{t}{2a_x}$ e $F_{\beta\gamma}$ é calculado pela expressão:

$$\left\{ \left(\frac{1+\beta}{\gamma^2} + \frac{3+2\beta+\beta^2}{\gamma(2\beta+\beta^2)} \right) \cdot \sqrt{1-(1+\beta-\gamma)^2} + \left(\frac{6(1+\beta)}{(2\beta+\beta^2)^{3/2}} \right) \cdot \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{2+\beta}{\beta}} \cdot \frac{\gamma-\beta}{\sqrt{1-(1+\beta-\gamma)^2}} \right) \right\}$$

onde $\gamma = \frac{h}{2 \cdot a_x}$

No caso de uma viga com a geometria **circular efetiva**, a altura h é definida por $h = 2 \cdot a_x + t$, e a_x é o raio.

Sendo assim, nessa geometria particular, γ pode ser reescrito como:

$$\gamma = \frac{2 \cdot a_x + t}{2 \cdot a_x} = 1 + \frac{t}{2 \cdot a_x} = 1 + \beta \quad \text{Equação 3.3}$$

Com isso, a Equação 3.2 se reduz a:

$$\frac{\alpha_z}{M_z} = \frac{3}{2 \cdot E \cdot b \cdot a_x^2} \cdot (F_\beta) \quad \text{Equação 3.4}$$

onde E é o módulo de elasticidade do material (GPa), b é a espessura da viga (mm), a_x é o raio do furo que delinea o pivô (mm) e

$$F_\beta = \left(\frac{1}{2\beta + \beta^2} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{3 + 4\beta + 2\beta^2}{(1 + \beta)(2\beta + \beta^2)} \right) + \left(\frac{6(1 + \beta)}{(2\beta + \beta^2)^{3/2}} \right) \cdot \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{2 + \beta}{\beta}} \right) \right\} \quad \text{Equação 3.5}$$

Se ainda a viga possuir $\beta \ll 1$ e $\beta \ll \gamma$, ou seja, sua espessura t é muito menor que a altura da viga h e o raio utilizado a_x , a Equação 3.4 pode ser simplificada novamente. Com isso a equação que identifica a deflexão angular α_z causada pela aplicação de um momento M_z , em uma viga **circular efetiva**, é dada por:

$$\frac{\alpha_z}{M_z} \approx \frac{9 \cdot \pi \cdot a_x^{1/2}}{2 \cdot E \cdot b \cdot t^{5/2}} \quad \text{Equação 3.6}$$

que é a equação que define com base na geometria e no material utilizado qual a flexibilidade desse pivô na sua direção de menor resistência. Essa é a equação mais utilizada no dimensionamento de qualquer viga circular efetiva.

A Figura 3.24 apresenta a diferença (erro %) entre os valores obtidos pelas Equação 3.4 e Equação 3.6, em função da relação $t/2a_x$.

- Alternativamente, quando $t < a_x < 5t$ e $h/(2a_x + t) \approx 1$, tem-se uma aproximação empírica, obtida através de uso de elementos finitos, onde: (Smith; Chetwynd, 1992)

$$\frac{\alpha_z}{M_z} \approx \frac{24 \cdot C \cdot R}{E \cdot b \cdot t^3} \quad \text{Equação 3.7}$$

sendo $R = a_x$ e C é uma fator de correção geométrico dado por

$$C = 0,565 \cdot \frac{t}{R} + 0,166 \quad \text{Equação 3.8}$$

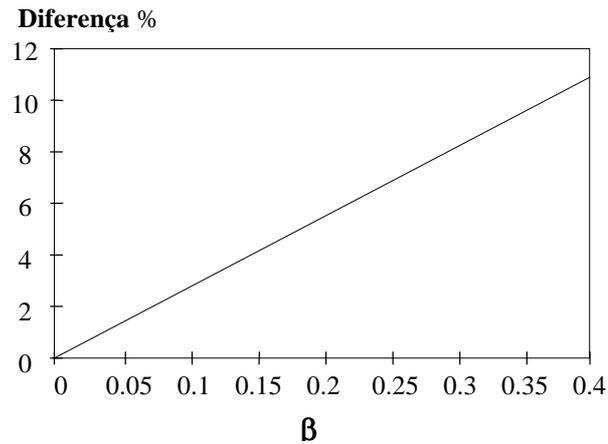


Figura 3.24 – Diferença entre a flexibilidade calculada pela Equação 3.4 (completa) e a versão simplificada (Equação 3.6). (Smith, 1997, 2000)

- Ainda baseado nessa aproximação, é possível determinar o momento máximo que a viga pode suportar.

$$M_{z_{\max}} = \frac{b \cdot t^2}{6 \cdot K_t} \cdot \sigma_{\max} \quad \text{Equação 3.9}$$

onde σ_{\max} é função do material e é a tensão de tração máxima permitida (ou qualquer outro critério, como a tensão de escoamento σ_y), e K_t é um fator de concentração de tensão causado pela forma de uma *viga circular efetiva*, e dado por $K_t = (1 + \beta)^{9/20}$ quando $0 < \beta < 2,3$.

- Muitas vezes, as especificações de projeto requerem um deslocamento angular específico e o momento aplicado é desconhecido. Substituindo a Equação 3.4 na Equação 3.9, temos que:

$$\sigma = \frac{4 \cdot E \cdot a_x^2 \cdot K_t}{F_\beta \cdot t^2} \cdot \alpha_z$$

$$\therefore \sigma = \frac{E \cdot K_t}{\beta^2 \cdot F_\beta} \cdot \alpha_z \quad \text{Equação 3.10}$$

Permitindo, assim, uma estimativa da tensão na região do pivô para um determinado ângulo α_z (em rad) aplicado.

Com uma pequena modificação, a Equação 3.10 pode contribuir com mais um critério de avaliação no projeto de uma viga flexível – a máxima espessura t que o pivô pode ter em função de um deslocamento angular sem que o material da viga atinja uma determinada tensão máxima.

$$t^2 = \frac{4 \cdot E \cdot a_x^2 \cdot K_t}{F_\beta} \cdot \frac{\alpha_z}{\sigma_{\max}} \quad \text{Equação 3.11}$$

Ou, para uma avaliação mais simples, com base na Equação 3.6

$$t = \frac{9 \cdot \pi^2 \cdot a_x}{K_t^2 \cdot E^2 \cdot 16} \cdot \left(\frac{\sigma_{\max}}{\alpha_z} \right)^2 \quad \text{Equação 3.12}$$

Substituindo a Equação 3.12 na Equação 3.6, pode-se ainda determinar a máxima rigidez (K) que o pivô¹² pode ter com base em um dado deslocamento angular.

$$K_{\max} \approx \frac{b \cdot \pi^4 \cdot a_x^2}{19 \cdot K_t^5 \cdot E^4} \cdot \left(\frac{\sigma_{\max}}{\alpha_z} \right)^5 \quad \text{Equação 3.13}$$

2. Viga com seção elíptica

Com base nas análises de Paros e Weisbord, Stuart T. Smith (1997) adaptou o procedimento utilizado para obter a equação de α_z/M_z para um pivô formado por duas elipses.

Com isso:

$$\frac{\alpha_z}{M_z} = \frac{3 \cdot \varepsilon \cdot f(\beta_y)}{2 \cdot E \cdot b \cdot a_y^2} \quad \text{Equação 3.14}$$

onde $\beta_y = \frac{t}{2a_y}$, $\beta_x = \frac{t}{2a_x}$ e $\varepsilon = \frac{a_x}{a_y} = \frac{\beta_y}{\beta_x}$

Fazendo $a_y = \frac{a_x}{\varepsilon}$ e $\beta_y = \varepsilon \cdot \beta_x$, a equação para uma viga tipo elipse fica igual à Equação 3.4, exceto pelo acréscimo da relação entre o raio maior e menor, como se pode observar abaixo.

$$\frac{\alpha_z}{M_z} = \frac{3 \cdot \varepsilon^3 \cdot f(\varepsilon \cdot \beta_x)}{2 \cdot E \cdot b \cdot a_x^2} \quad \text{Equação 3.15}$$

onde E , b , a_x e $f(\)$ são os mesmos parâmetros definida na Equação 3.4, exceto para a Equação 3.5, que para utilizá-la, deve-se fazer $\beta = \varepsilon \cdot \beta$. A Equação 3.15 pode ser considerada uma equação genérica, visto que quando $\varepsilon=1$, a geometria é circular, e quando $\varepsilon = \infty$, sua geometria é tipo lâmina.

3. Viga tipo lâmina

Nesse caso, a formulação é baseada simplesmente na teoria de flexão de uma viga engastada, ou seja:

$$\frac{\alpha_z}{M_z} = \frac{2 \cdot a_x}{E \cdot I}$$

Equação 3.16

onde $2a_x$ é o comprimento da viga (em mm), e apenas escrito dessa maneira para uniformizar e facilitar a comparação com outras geometrias. E é o módulo de elasticidade do material (GPa) e I , o momento de inércia da viga.

Uma vez demonstrados os três tipos de vigas mais comuns e tendo como base a Equação 3.15, a Figura 3.25 relaciona **rigidez** (K) com β_x e a forma da viga (função de ϵ). Com base no gráfico da Figura 3.25, verifica-se que para um mesmo β_x , a rigidez aumenta com a diminuição do ϵ , ou seja, a viga tipo circular é a geometria que permite uma maior rigidez para uma mesma relação $t/2a_x$. Isso permite deduzir que essa geometria permite para uma mesma rigidez a criação de pivôs mais compactos.

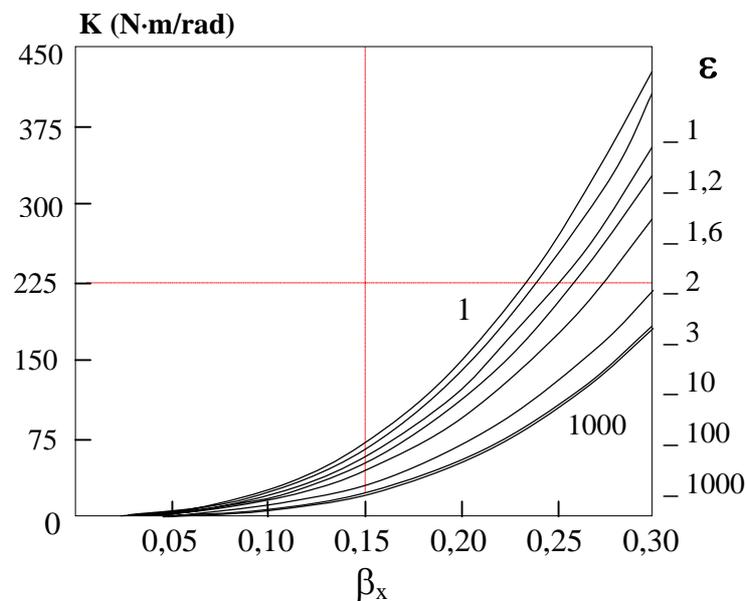


Figura 3.25 – Rigidez de uma viga tipo elíptica (Smith, 2000)

$$E = 207 \text{ GPa}, b = 1 \text{ mm}, a_x = 10 \text{ mm}$$

Ao se observar a linha pontilhada horizontal, pode-se ter uma idéia de quais valores de ϵ e β_x deveriam ser modificados para se obter uma determinada rigidez, prevendo assim as dimensões finais que o pivô deveria possuir.

3.4.3 Sensibilidade das vigas fora do eixo de rotação e variações de geometria

¹² Rigidez nada mais é que o inverso da flexibilidade, ou seja: $K_{\alpha_z \beta_z} = M_z / \alpha_z$, cuja unidade é N.mm/rad

As equações até aqui apresentadas caracterizam a rigidez de uma viga (pivô elástico) somente em relação ao seu eixo mais sensível ao movimento, representado aqui pelo eixo Z. Isso se deve ao fato de que, devido à geometria utilizada na construção do pivô (Figura 3.22 e Figura 3.23), é em torno do eixo Z que ocorre mais facilmente a deformação elástica e conseqüentemente acontece rotação. Assim, numa condição de projeto, é a rigidez em torno do eixo Z que deve ser dimensionada.

A determinação do comportamento fora desse eixo é interessante para prever o aparecimento de movimentos não desejados ou para prever limitações de uso. Esses movimentos são mais evidentes quando a força ou o momento aplicado na viga não coincide integralmente com M_z ou F_y .

O ANEXO D apresenta as equações que descrevem o comportamento da viga nos outros eixos, quando sob a ação de forças e momentos, conforme apresentado no item 3.4.2.

Adicionalmente, esse anexo apresenta algumas variações construtivas das vigas aqui apresentadas, além de diferentes formas.

3.4.4 Mancais de molas

Conhecidas as características e comportamento de um pivô elástico, a maior aplicação delas está nas suas combinações em diferentes formas na criação dos mecanismos para microposicionamento. A configuração mais básica é a do mancal linear simples, como apresentado na Figura 3.26.

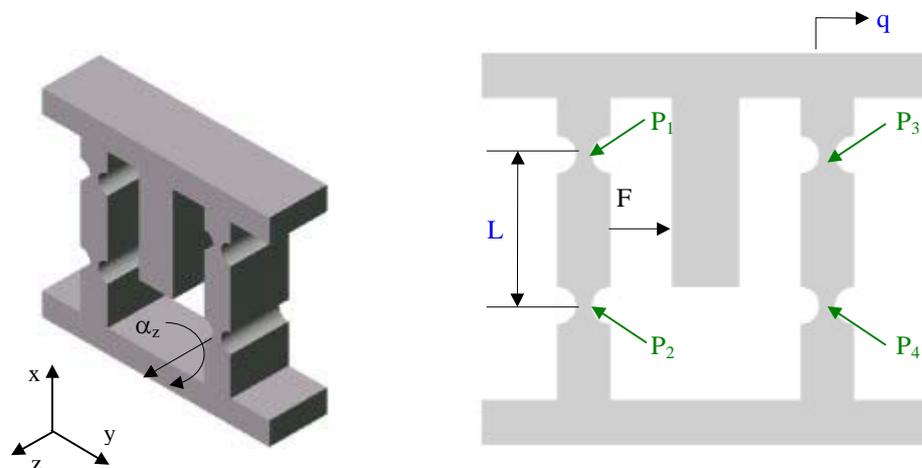


Figura 3.26 – Mancal linear simples

Um mancal linear simples é formado por quatro pontos de rotação (pivôs elásticos P_1 à P_4 na Figura 3.26) localizados em duas vigas ou pernas. Analisando somente uma viga com um pivô elástico, uma força F aplicada em sua extremidade causa um momento $F \cdot L$ no pivô. No entanto, no mancal de mola, essa força é absorvida por dois pivôs localizados a uma distância L um do outro. Assim, em uma perna, o momento em cada pivô é $(F/2) \cdot L$. Como o mancal linear simples possui duas pernas, o M_z em cada um dos pivôs é de $(F/4) \cdot L$, e os faz deslocar por um ângulo α_z . Visto que $q = L \cdot \alpha_z$ e $M_z = \frac{FL}{4}$, a relação α_z/M_z pode ser representada por

$$\frac{4 \cdot q}{F \cdot L^2} \quad \text{Equação 3.17}$$

Com isso, é possível determinar qual o deslocamento que um mancal linear terá ao se aplicar uma determinada força F (flexibilidade) ou qual a força necessária para deslocar o mesmo sobre uma distância q (rigidez).

Uma vez escolhida a geometria da viga, pode-se calcular a rigidez ou a flexibilidade de um mancal de mola. Como exemplo, igualando a Equação 3.17 à Equação 3.6 (viga circular efetiva), temos que a **rigidez** do mancal é:

$$K_{\text{mancal}} = \frac{F}{q} \approx \frac{8 \cdot E \cdot b \cdot t^{5/2}}{9 \cdot \pi \cdot L^2 \cdot a_x^{1/2}} \quad \text{Equação 3.18}$$

e no caso de $t < a_x < 5t$ e $h/(2a_x + t) \approx 1$, há uma melhor aproximação (baseada no uso de elementos finitos) dada por: (Smith; Chetwynd, 1992)

$$K_{\text{mancal}} = \frac{F}{q} \approx \frac{E \cdot b \cdot t^3}{6 \cdot C \cdot L^2 \cdot R^2} \quad \text{Equação 3.19}$$

onde $C = 0,565 \cdot \frac{t}{R} + 0,166$ e $R = a_x$

O deslocamento máximo normalmente é governado pelas tensões que ocorrem na parte mais fina da viga (pivô) e, com isso, é possível determinar o deslocamento máximo do mancal em função do material. Tendo como base a Equação 3.10:

$$q_{\text{max}} = \alpha_{\text{max}} \cdot L = \frac{\beta^2 \cdot F_{\beta} \cdot \sigma_{\text{max}} \cdot L}{E \cdot K_t} \quad \text{Equação 3.20}$$

onde novamente σ_{max} depende do critério de falha escolhido (cisalhamento, tração, etc.).

Caso a força de deslocamento seja aplicada fora da distância $L/2$, como por exemplo, na base móvel, não haverá mudanças na rigidez nem no deslocamento. No entanto, o deslocamento

máximo possível será reduzido, pois haverá um aumento da tensão junto aos pontos de rotação das vigas devido aos momentos gerados.

3.4.5 Comparação entre solução por elementos finitos e pelo método analítico.

Para as aplicações mais básicas, como guias flexíveis simples (1 ponto de rotação) ou sua combinação mais utilizada – o mancal linear simples –, o uso das equações até aqui apresentadas suprem bem as necessidades de projetos. No entanto, à medida que as combinações de geometria e forma dessas guias assumem formas mais complexas, o uso de **elementos finitos (EF)** aparece como uma ferramenta que permite aliar a criatividade com resultados que poderiam ser obtidos somente através de muitos cálculos ou da avaliação de protótipos.

A idéia aqui apresentada é a de fazer o uso das equações como um direcionamento de projeto, ou seja, para avaliar como cada um dos parâmetros da viga influencia na rigidez, no deslocamento e nas limitações de uso de um sistema de microdeslocamento e, por fim, utilizar a análise por elementos finitos para visualizar os resultados e propor alterações ou otimizações.

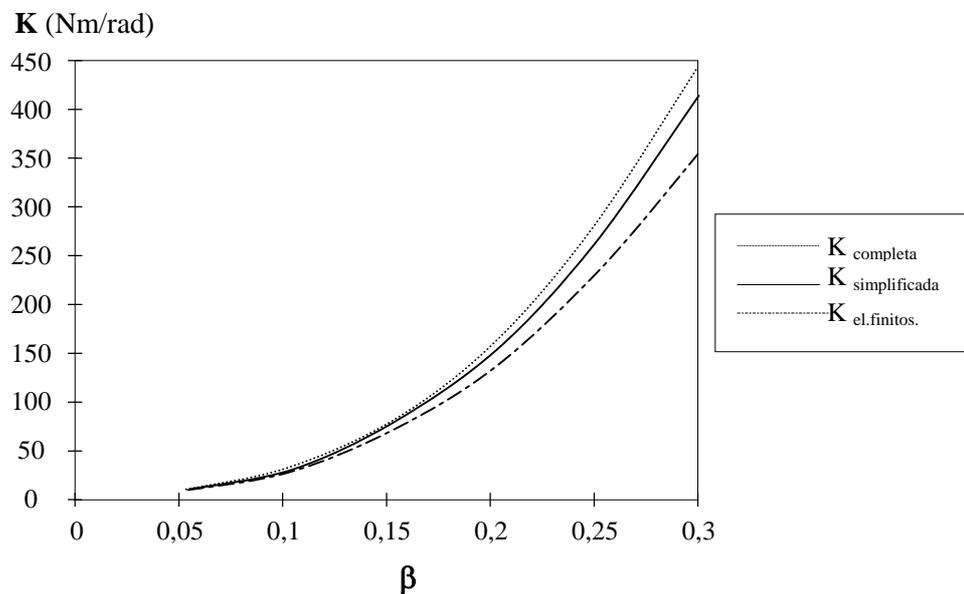


Figura 3.27 – Rigidez em função de β , obtida a partir do uso das equações 3.2, 3.3 e do uso de EF. (Smith, 2000)

$$a_x=10\text{mm}, b=1\text{mm}, E=207\text{ GPa}$$

Se utilizarmos os resultados por EF como sendo o valor ‘real’, uma outra aplicação desse estudo é a de indicar o grau de diferença entre os valores obtidos entre o uso das equações e o uso de EF. Uma vez que o uso de programas de elementos finitos ainda não é uma ferramenta

largamente utilizada, seja por causa dos altos custos do programa ou pelo seu uso/interpretação, o conhecimento dessa diferenças fornece mais informações no projeto de um sistema de microposicionamento com o uso de elementos flexíveis. Como exemplo, com o gráfico apresentado na Figura 3.27, pode-se verificar os diferentes valores da **rigidez** (M_z/α_z) de uma viga tipo circular, com o uso da Equação 3.4, Equação 3.6 e EF.

Para vigas do tipo elípticas, a Figura 3.28 apresenta a diferença (erro) encontrada ao se calcular a **rigidez** via EF e no uso da Equação 3.15¹³. À medida que o valor de ϵ cresce, a equação converge para a equação da qual foi originalmente derivada, ou seja, a de uma viga simples engastada, cujo comportamento observado através da análise por EF é bem parecido.

Se por um lado, a medida que o pivô se aproxima de uma viga tipo lamina os valores via EF são bem semelhantes com o modelo analítico, o comportamento é oposto quando $\epsilon = 1$, ou seja, quando o pivô é formado por duas circunferências.

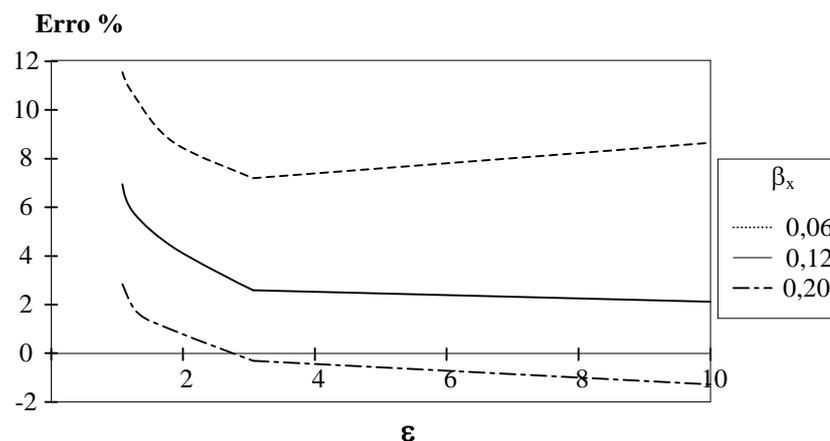


Figura 3.28 – Erro entre a rigidez obtida via Equação 3.15 e EF (Smith, 2000)

3.4.6 Concentração de tensão sobre as vigas

Dando continuidade aos estudos das diferentes geometrias das vigas, falta ainda determinar o parâmetro que une a rigidez do sistema com o deslocamento especificado. Esse parâmetro é a direção, sentido e a intensidade das forças que estarão agindo sobre um mancal de mola, principalmente nos pivôs elásticos.

Baseado na Figura 3.23, a viga circular efetiva representa uma das extremidades, sendo a configuração com maior rigidez. Também por ser a geometria mais utilizada, é a sobre a qual

¹³ Note que a equação está representada originalmente na forma de flexibilidade.

existe mais estudos realizados, inclusive sobre as tensões, cujos cálculos foram previamente apresentados.

No outro extremo, está a viga tipo lâmina com ângulo reto que, por possuir uma maior flexão devido à sua baixa rigidez, permitem grandes deslocamentos, no entanto, com problemas de tensão localizada. Sendo assim, o compromisso entre rigidez e deslocamento está em uma geometria intermediária e ambos são unidos pelas tensões que aparecem na viga.

Xu e King (1996), baseados em vigas modeladas com o uso de elementos finitos, determinaram uma série de gráficos (Figura 3.29 à Figura 3.31) que mostram o comportamento da tensão em uma viga padrão em função da carga aplicada e dos seus parâmetros construtivos¹⁴. As vigas tipo lâminas modeladas possuem o canto arredondado com um raio R_f e as elípticas possuem o eixo menor (raio menor) caracterizado pela letra a_y .

Devido aos parâmetros escolhidos, quando R_f ou a_y são iguais à 5mm, a viga é do tipo circular efetiva e quando R_f ou a_y são iguais a 0mm, a viga é completamente laminar, possuindo um ângulo de 90°. A configuração geométrica de cada viga modelada é mostrada na Tabela 3.1 e os gráficos obtidos através do uso de EF são apresentados em seguida.

Tabela 3.1 – Configuração geométrica das vigas modeladas

Viga	1	2	3	4	5	6	7	8
a_y (mm)	0	0,25	0,5	1	2	3	4	5
R_f (mm)	0	-	0,5	1	2	-	4	5

Nesse estudo, os ensaios foram feitos para uma configuração de viga que possui uma relação de β na ordem de **0,1**. Diferentes β irão produzir resultados diferentes, entretanto as conclusões tendem a se manter.

O gráfico da Figura 3.29 mostra a flexão da viga em função de uma força F aplicada e das modificações introduzidas na sua região central. O valor da tensão máxima foi gerado por um software de elementos finitos.

A partir dele, algumas conclusões foram obtidas (Xu; King, 1996)

- Com o incremento da flexibilidade, o que leva à uma maior flexão, ocorre também um incremento nas tensões máximas lidas.

¹⁴ Todas as vigas modeladas possuíam $E= 208\text{GPa}$, $t=1\text{mm}$, $a_x=5\text{mm}$, $b=5\text{mm}$ e um comprimento de 20mm entre um extremo ao outro.

Para um raio igual a zero, a tensão “teórica” seria infinita. No entanto o software de EF fornece o valor menor, dependente da malha usada. Assim deve-se interpretar com cuidado os valores gerados nessa situação.

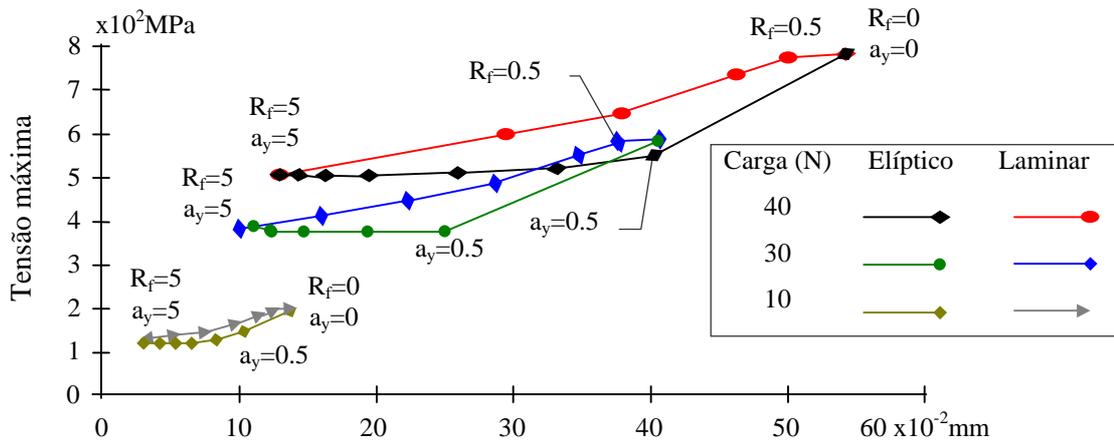


Figura 3.29 – Flexão da viga x Tensão máxima (Xu; King, 1996)

- Uma vez que o raio de arredondamento ou o eixo menor assumem o valor zero, a maior flexibilidade é atingida. No entanto, é nessa configuração que aparecem os pontos com maior concentração de tensão (veja também Figura 3.31).
- O melhor compromisso entre flexibilidade e baixa tensão é obtido pelas vigas tipo elípticas, cujo ponto ótimo aparece quando a_y é aproximadamente 5% de R , ou seja, nesse caso, quando $a_y=0,5\text{mm}$.
- Vigas circulares verdadeiras possuem uma rigidez muito alta, o que as torna pouco aconselháveis para grandes deslocamentos, pois a tensão máxima sobe muito com o aumento da flexão.

A Figura 3.30 confirma que existe uma substancial queda na máxima tensão lida quando se usa um R_f ou a_y de 0,5mm (5% de R ou $2a_x$), o que é uma informação de projeto útil, uma vez que se podem diminuir as tensões sobre a viga sem comprometer muito o deslocamento.

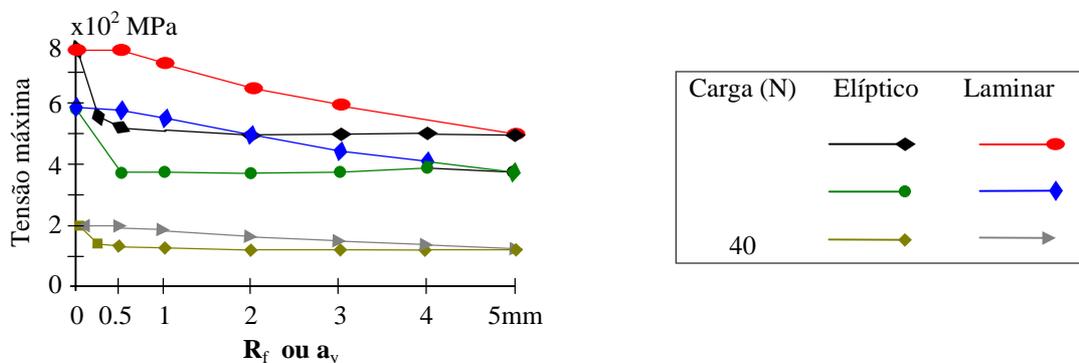


Figura 3.30 – Tensão máxima sob diferentes forças de flexão (Xu; King, 1996)

Adicionalmente, para as vigas elípticas, observa-se que para uma força F constante, a máxima tensão varia pouco a partir de $a_y=0,5\text{mm}$, o que significa que se pode aumentar a rigidez da viga variando a_y sem grandes preocupações com as tensões.

A Figura 3.31 apresenta uma melhor visualização de como a tensão concentrada se desloca com a mudança na geometria do pivô.

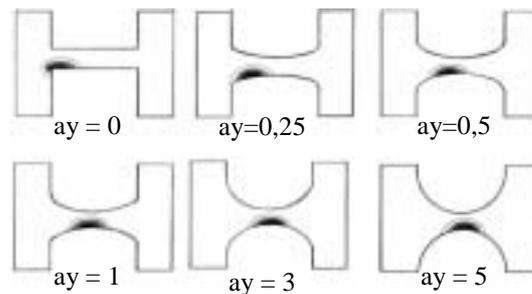


Figura 3.31 – Deslocamento da tensão máxima em função de a_y (Xu; King, 1996)

Determinar a intensidade das forças que ocorrem no pivô é importante para saber se, dada uma condição de operação, ele resistirá. Assim, identificam-se possíveis situações onde ele se deformará plasticamente ou irá apresentar algum outro tipo de comportamento, como por exemplo flambagem¹⁵.

Para complicar ainda mais a situação, muitas vezes, essa viga estará sob a ação de um grande número de forças cíclicas, sendo então necessário determinar sua vida útil ou projetá-lo para uma vida infinita. Exemplificando, a Figura 3.32 apresenta um gráfico que ajuda a identificar a melhor geometria com base na tensão limite de fadiga (faixa superior). Para determinar o limite de resistência à fadiga, um pulso de tensão, sem causar tensão de cisalhamento, foi assumido. Então, uma tensão cíclica média σ_m igual à metade da tensão de escoamento do material com uma tensão de amplitude σ_a igual à tensão de escoamento do material foi aplicada à viga. De acordo com a equação abaixo, a primeira aproximação da tensão limite de fadiga σ_l é igual a aproximadamente metade da tensão de escoamento.

$$\sigma_a / \sigma_l \leq 1 \text{ e } (\sigma_a + \sigma_m) / \sigma \leq 1 \quad \text{Equação 3.21}$$

A faixa abaixo da tensão limite de fadiga inclui um coeficiente de segurança de 1,5, o que caracteriza uma região onde se visa selecionar uma configuração para vida infinita.

¹⁵ Como exemplo, está o estudo de caso I do capítulo 7 do livro “Flexures”, que utiliza vigas tipo lâminas.

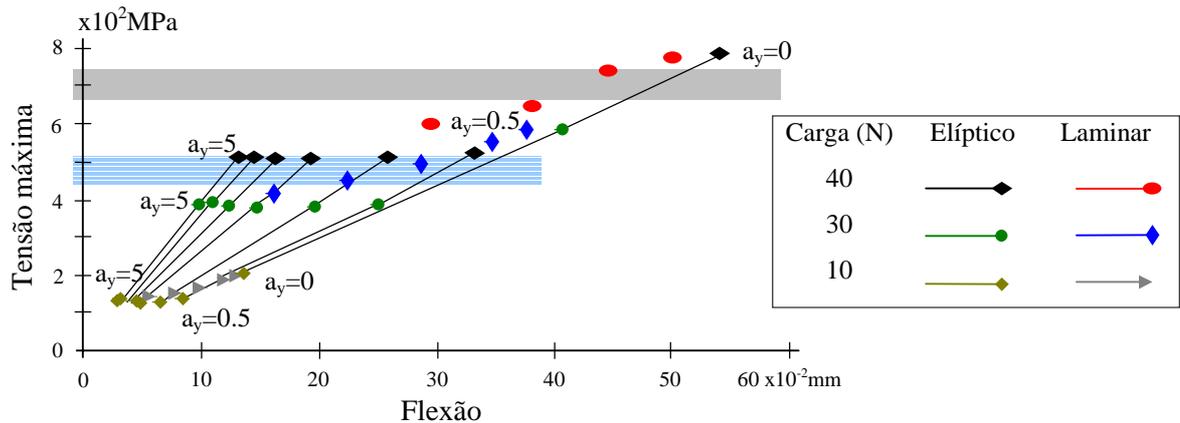


Figura 3.32 – Relação entre tensão limite de fadiga e tensão máxima para diferentes configurações de vigas (Xu; King, 1996)

No caso específico do projeto de um porta-ferramenta, a existência de uma força cíclica tende a ser pequena, estando localizada predominantemente durante a etapa de *set-up* da ferramenta ou para pequenas correções entre uma usinagem e outra.

Vibrações decorrentes da usinagem também ocorrem, no entanto, são de baixíssima amplitude, não sendo uma fonte de problema especificamente para a diminuição da vida útil do porta-ferramenta.

Partindo da idéia de que o uso de elementos flexíveis são mais comuns no sistema de microposicionamento da ferramenta, quanto melhor for o sistema de macroposicionamento da ferramenta, menor será o deslocamento necessário do sistema de ajustagem fina, o que implica pequenas flexões e, conseqüentemente, baixas tensões, permitindo o uso de configurações mais rígidas, como as vigas circulares.

3.5 Conclusões

Este capítulo tinha como objetivo permitir uma melhor avaliação das concepções apresentadas do final do Capítulo 2, através de um maior conhecimento dos princípios utilizados em cada sub-sistema do porta-ferramenta. A avaliação ou escolha das melhores concepções depende de um bom conhecimento das soluções empregadas.

Para grandes deslocamentos, foram apresentados guias lineares. Nesse caso, os modelos mais comuns foram adaptados para serem utilizados em um porta-ferramenta. O destaque se dá para a utilização de configurações que procurem reduzir ao máximo o uso de superdeterminação, o que, em parte, melhoraria o seu desempenho para serem utilizadas em posicionamentos

precisos. Esse conceito foi em parte utilizado na hora da escolha das guias de deslizamento para o sistema de macroposicionamento do porta-ferramenta e na apresentação das soluções utilizadas no sub-sistemas de acoplamento de alta repetibilidade entre o porta-ferramenta e os diversos tipos de base.

Também foi enfocado o sub-sistema de fixação da ferramenta, assim como algumas alterações que visavam a um correto ajuste da quina da ferramenta quando o porta-ferramenta fosse utilizado em um torno R- θ . Desse modo, as relações entre dois sub-sistemas (fixação e ajustagem) foram mostradas como sendo realizados em um mesmo dispositivo.

No entanto, o enfoque principal do capítulo foi no microposicionamento da ferramenta, que é uma etapa comum a todas as ajustagens, principalmente quanto à altura da ferramenta e à profundidade de corte.

A guia flexível é uma das melhores soluções para quando se deseja um posicionamento preciso e exato, no entanto, são utilizadas para deslocamentos muito pequenos. Seu desempenho está relacionado ao tipo de pivô escolhido. O pivô laminar com bordas arredondadas é a configuração mais flexível, por isso é o mais indicados para grandes deslocamentos, uma vez que o pivô pode sofrer uma grande rotação antes que o material deforme plasticamente ou rompa. No entanto, do que muitas vezes se necessita são construções com uma rigidez alta. Assim, as vigas circulares são as que permitem uma maior rigidez em uma construção compacta, além de serem a de manufatura mais fácil. No meio termo, estão as vigas elípticas, que podem não permitir um deslocamento tão grande, mas proporcionalmente às vigas laminares apresentam um nível de tensão menor para um mesmo deslocamento.

As equações apresentadas visam dar uma boa base de apoio ao projetista, uma vez que ele pode perceber melhor os resultados ao se mudarem determinadas características construtivas do pivôs ou utilizar as equações para gerar uma geometria inicial que atenda determinadas características de projeto. Comparando os resultados analíticos com os resultados via EF, a correlação é boa até um valor de $\beta = 0,2$. Acima desse valor, ou quando se utiliza valores de t maiores que 3mm (mesmo para um β de até 0,2), uma análise posterior através de EF é recomendável.

Capítulo 4

Atuadores, Redutores e Amplificadores de Movimento

Nas concepções apresentadas no Capítulo 2, pôde-se verificar que algumas soluções utilizavam atuadores piezelétricos ou parafusos micrométricos para executar macro e microposicionamento da ferramenta. A correta seleção do atuador mais indicado depende do conhecimento prévio de suas características e capacidade de serem combinados, com o objetivo de eliminar um ponto negativo ou enfatizar uma característica desejada. Somente depois da escolha do atuador, o sistema de posicionamento da ferramenta pode ser completamente avaliado.

Sendo assim este capítulo tem como objetivo prover conhecimentos sobre atuadores ao se apresentarem dois tipos deles e meios para amplificar ou reduzir seu deslocamento original.

Dando continuidade aos objetivos da dissertação, os mecanismos e equações apresentadas a seguir, além de auxiliarem no projeto de um porta-ferramenta, também têm aplicações no projeto de micro e nano posicionadores.

4.1 Atuadores para micro deslocamento

O sistema de micro posicionamento do porta-ferramenta fica incompleto sem o uso de um sistema que forneça a força necessária para o posicionamento da ferramenta.

No Capítulo 2, especificamente na Tabela 2.5, foram mostrados diferentes tipos de atuadores, com uma breve descrição de suas vantagens/desvantagens. Por diferentes razões, os atuadores mais comuns para os sistemas de microposicionamento são os atuadores piezelétricos e parafusos diferenciais/micrométricos, o que explica sua ênfase neste capítulo.

O primeiro possui uma capacidade de posicionamento na ordem do nanometro, mas com uma faixa de atuação bem limitada. O segundo tem possibilidade de posicionamento, em determinados casos, na ordem do micrometro, mas com uma faixa de operação bem maior. Sendo assim, após a apresentação mais detalhada desses dois tipos de atuadores, são mostradas também alternativas para melhorar seus pontos fracos.

4.1.1 Atuadores piezelétricos

Materiais piezelétricos são materiais que modificam suas dimensões quando uma tensão é aplicada (atuadores) e produzem uma tensão quando uma pressão é aplicada sobre ele (sensores). São encontrados em diferentes tamanhos e formas, como observado na Figura 4.1.

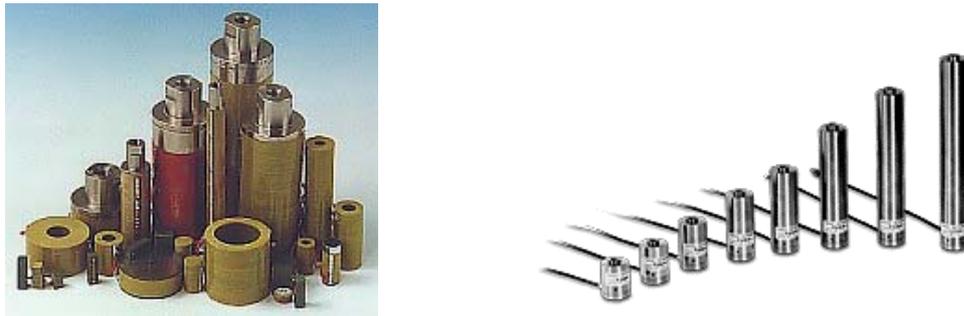


Figura 4.1 – Diferente formas e tamanhos dos atuadores piezelétricos (PI, 2000)

Atuadores piezelétricos podem produzir deslocamentos nanométricos, através da variação da tensão de operação. Isso significa que a menor variação de tensão produz um deslocamento suave e livre de *stick-slip*. Possuem grande rigidez¹⁶ e expansão rápida (alta aceleração), podendo mover grandes cargas (kN) ou pequenas cargas a alta frequência (kHz). Têm forma compacta e necessitam de pequenas fontes de energia para aplicações quase estáticas. São basicamente materiais cerâmicos (frágeis), que tipicamente suportam grande pressão de compressão¹⁷ (acima de 250 MPa), mas não suportam bem tração (máx. 5-10% do limite de compressão) e forças de cisalhamento - que devem ser obrigatoriamente isoladas do atuador piezelétrico.

Se uma tensão positiva é aplicada no atuador, o deslocamento aumenta até um determinado ponto, que é limitado pela saturação e pela estabilidade do material cerâmico em função da tensão (tensão de colapso). Esse ponto pode ser considerado o limite elétrico do material.

¹⁶ Não existe um teste padronizado de medição de rigidez para atuadores piezelétricos. Atuadores piezelétricos de diferentes fabricantes não podem ter sua rigidez comparada sem a apresentação de informações adicionais. No entanto, via de regra, para uma seção transversal, quanto maior a altura das cerâmicas do atuador, menor sua rigidez. (Phisik; Piezojena)

Caso se utilize uma tensão negativa, ocorre o ciclo inverso, caracterizado pela contração da cerâmica. Mas essa contração não acontece até ocorrer uma saturação, ao contrário, após um determinado valor (abaixo da referência - lado direito da Figura 4.2), a polarização do atuador piezelétrico começa a mudar, causando sua expansão, à medida que a tensão fica mais negativa. Completada a nova polarização, o comportamento é análogo ao caso inicial (incluindo os limites elétricos), apenas com o detalhe que agora uma tensão positiva é a causadora da contração do atuador piezelétrico. Esse comportamento faz com que o gráfico $\Delta L \times V$ (deslocamento do atuador x tensão aplicada) tenha a forma das asas de uma borboleta (Figura 4.2).

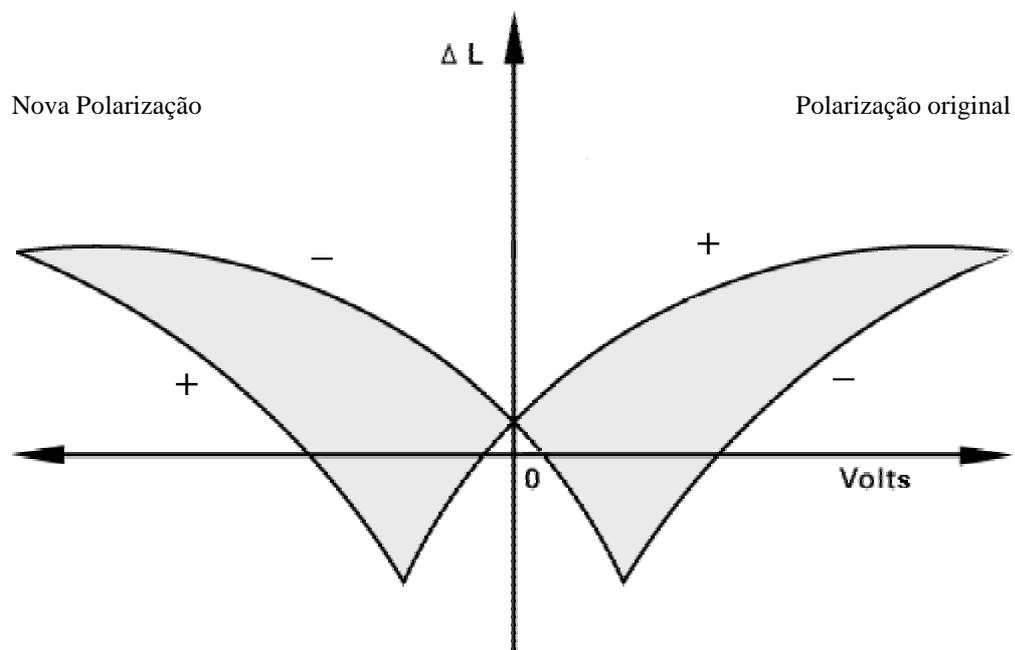


Figura 4.2 – Expansão da cerâmica piezelétrica em função de uma tensão elétrica (+ -) aplicada

Sendo assim, não se pode prever para onde o elemento irá se expandir ao se aplicar uma determinada tensão, pois, inicialmente, não se sabe como o material está polarizado. Por isso que normalmente os atuadores piezelétricos possuem uma faixa de operação que os deixa longe das zonas de mudança de polarização e dos limites elétricos. Na prática, isso faz com que o deslocamento total do atuador piezelétrico seja a somatória do deslocamento, desde uma tensão negativa (10% da voltagem positiva) até a máxima tensão positiva (de 150 à 1500V, dependendo do tipo construtivo).

¹⁷ Apesar de não haver problemas em suportarem grandes cargas mecânicas de compressão, na prática, não se carrega o atuador com cargas maiores que 20 à 30% desse valor, pois ocorre a **despolarização** do atuador, perdendo assim suas propriedades de reagir adequadamente.

Então, um detalhe deve ser levado em consideração na seleção de um atuador piezelétrico: - normalmente o deslocamento nominal expresso nos catálogos inclui a parcela de contração do atuador piezelétrico, ou seja, um deslocamento nominal de $20\mu\text{m}$ pode significar um deslocamento de $-5\mu\text{m}$ até $15\mu\text{m}$ - informação importante quando for desejado somente expansão.

Histerese e creep

Devido à natureza dos elementos normalmente utilizados na confecção da cerâmica piezelétrica, o atuador piezelétrico apresenta histerese no seu deslocamento. Isso significa que a expansão e contração do atuador piezelétrico não segue o mesmo caminho e, mesmo após a remoção completa da tensão, a cerâmica piezelétrica mantém uma polarização residual, caracterizada por um deslocamento permanente acima do ponto zero original.

No caso de um atuador piezelétrico que funciona de -10V até 150V e que utiliza as cerâmicas piezelétricas tradicionais, a histerese típica está na ordem de 10 à 15% do deslocamento total. Uma maneira para se diminuir a histerese é utilizando **um amplificador de carga** (controlando a corrente elétrica) ao invés de um amplificador de tensão.

Creep é uma variação do deslocamento do atuador piezelétrico após o mesmo ter se expandido ou contraído devido à aplicação de uma tensão. A grosso modo, pode ser definido como uma espécie de acomodação do material. O efeito piezelétrico, dependendo do material utilizado e da maneira como é construído, pode decrescer a um fator de aproximadamente 0,2% por Kelvin ou a uma taxa de 1 à $2\mu\text{m}$ a cada aumento de 10°C (para concepções com multi camadas).

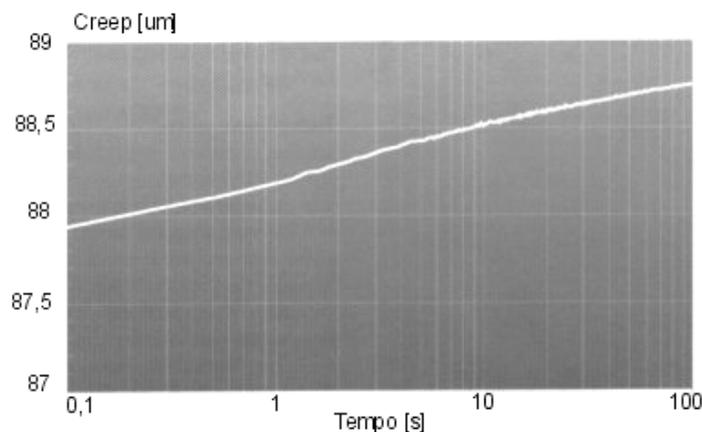


Figura 4.3 – *Creep* específico do modelo PU 100NV (Piezojena)

Após uma mudança na tensão, por um breve momento, o atuador piezelétrico ainda se expande (ou se contrai) muito pouco. No entanto, essa expansão (ou contração) continua vários minutos após a aplicação dessa tensão, mas agora em uma taxa muito menor que nos segundos iniciais. O *creep* depende da expansão do material, do tipo de cerâmica utilizada, de cargas externas e do tempo. Seu cálculo se dá através das fórmulas e parâmetros fornecidos pelos fabricantes de atuadores piezelétricos. A Figura 4.3 mostra esse tipo de comportamento, no entanto, os valores mostrados são específicos para um determinado tipo de atuador.

Temperatura

Adicionalmente, a temperaturas acima da temperatura de Curie do material¹⁸, ocorre uma despolarização completa da cerâmica piezelétrica e, conseqüentemente, perda da sua função de atuador, como mostrado na Figura 4.4.

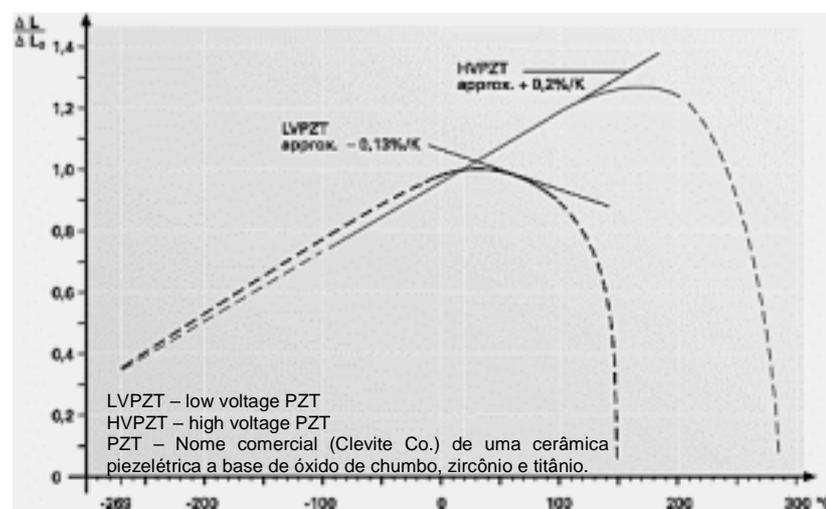


Figura 4.4 – Variação do efeito piezelétrico em função da temperatura (PI, 2000)

Em ambos os casos descritos acima, a influência da temperatura pode ser desconsiderada nas aplicações normais (a temperatura ambiente em operações quase estáticas). Todavia, um atuador pode gerar altas temperaturas, quando operado a altas frequências. Esse seria o caso, por exemplo, de um sistema que utilize um atuador piezelétrico em uma ferramenta ativa (*fast tool*)

¹⁸ Temperatura em que ocorre uma completa modificação na estrutura cristalina do material. No caso do atuador piezelétrico passando de uma estrutura não simétrica (piezelétrica) para uma simétrica (não piezelétrica).

Força e deslocamento

Na maioria das aplicações, os atuadores piezelétricos são usados para produzir deslocamento. Quando são usados juntamente com algum tipo de restrição mecânica, eles geram força. Sendo a geração de força acoplada com a perda de deslocamento, a máxima geração de força ocorrerá quando o atuador estiver bloqueado. A força máxima que o atuador produz é função da rigidez do atuador (K_p) e do deslocamento nominal máximo (ΔL_0), quando aplicada à máxima tensão de operação e sem ação de forças externas (Equação 4.1).

$$F_{\max} = K_p \cdot \Delta L_0 \quad \text{Equação 4.1}$$

Quando o atuador piezelétrico é utilizado em conjunto com um sistema que possui uma determinada rigidez (K_s), como por exemplo, atuando contra um mancal de mola ou levando em conta a rigidez da estrutura que está suportando o atuador piezelétrico, a $F_{p_{\max}}$ disponível é reduzida, como mostrada na Equação 4.2.

$$F_{p_{\max \text{efet.}}} = K_p \cdot \Delta L_0 \cdot \left(\frac{1 - K_p}{K_p + K_s} \right) \quad \text{Equação 4.2}$$

A Figura 4.5 mostra a força gerada em função do deslocamento de um atuador piezelétrico operando em diferentes voltagens. Quando totalmente bloqueado, o atuador gera apenas força (nesse caso 3000N).

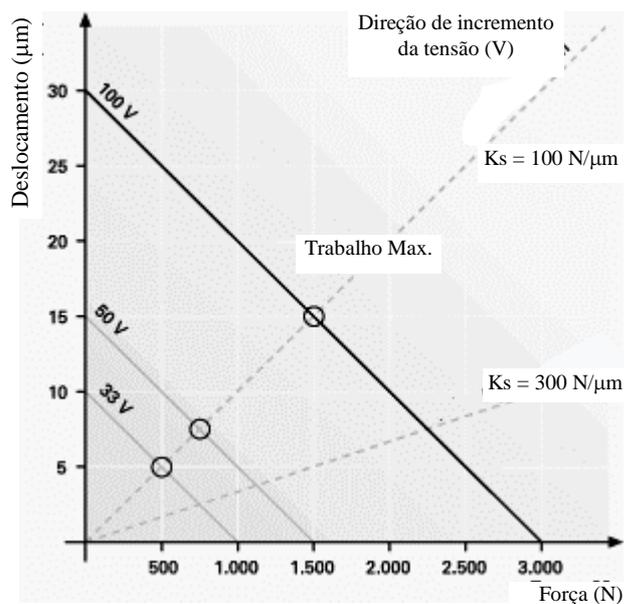


Figura 4.5 – Relação entre força gerada e deslocamento (PI, 2000)

Quando totalmente livre, ele pode apresentar sua máxima expansão (nesse caso, 30 μ m ao se aplicar 100V). Os pontos onde a linha pontilhada (K_s) intercepta a curva força/deslocamento fornecem as respectivas forças e deslocamentos para uma determinada combinação piezoatuador/ K_s . O trabalho máximo é obtido quando o K_p e K_s são iguais. Nesse caso, o piezo pode gerar deslocamento e força.

Quando se analisa somente o deslocamento, existem duas situações:

- Carga permanece constante – por exemplo, uma massa colocada sobre o atuador piezelétrico, o que irá pressionar o mesmo. Nesse caso o ponto zero irá se deslocar (ΔL_z) para baixo, segundo a relação:

$$\Delta L_z = \frac{F}{K_p} \quad \text{Equação 4.3}$$

onde F, é a força peso. Como uma mola, o atuador piezelétrico é comprimido e essa energia é armazenada pelo material cerâmico. Seu deslocamento nominal máximo, quando a tensão máxima é aplicada, não muda, mas seu novo ponto zero (referência) estará agora à ΔL_z abaixo da referência original, conforme a Figura 4.6.

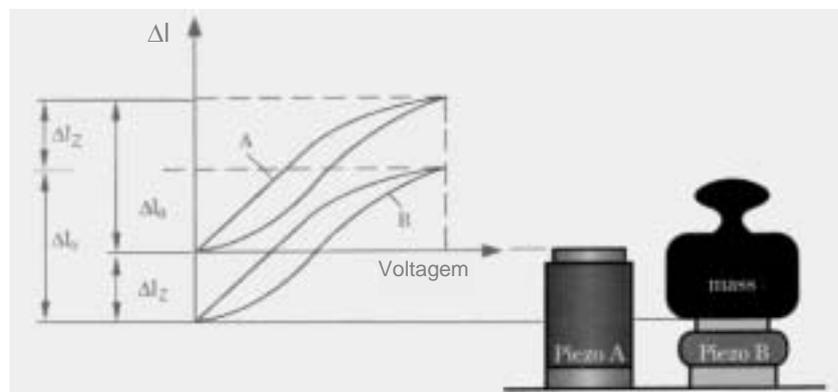


Figura 4.6 – Atuador piezelétrico sob a ação de uma força constante (Piezojena)

- A segunda situação é quando a força que atua sobre o atuador piezelétrico varia, como, por exemplo, o atuador piezelétrico agindo sobre um sistema de rigidez K_s , conforme a Figura 4.7. Nesse caso, o deslocamento efetivo (útil) do atuador piezelétrico é dado pela relação:

$$\Delta L_{efetivo} = \Delta L_0 \cdot \left(\frac{K_p}{K_p + K_s} \right) \quad \text{Equação 4.4}$$

Ao contrário do caso anterior, seu deslocamento nominal máximo (ΔL_0) será comprometido, sendo que o máximo deslocamento possível é agora $\Delta L_{efetivo}$. Como exemplo prático, um atuador piezelétrico de rigidez K_p , agindo contra um sistema que possui uma rigidez $K_s = K_p$ terá seu deslocamento máximo reduzido pela metade.

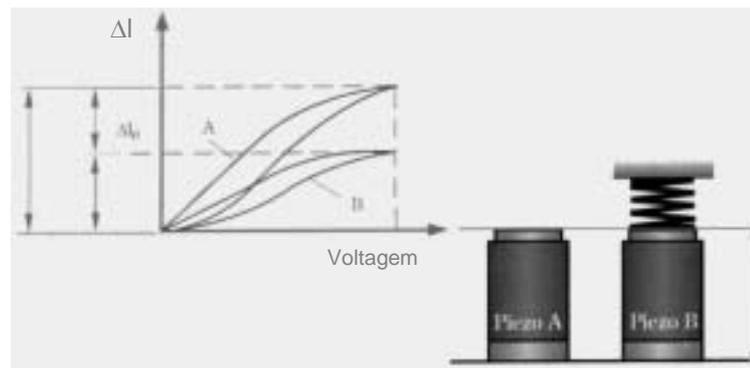


Figura 4.7 – Atuador piezelétrico sob a ação de uma força variável (Piezojena)

Como observado, o atuador piezelétrico é análogo a uma mola, cujo deslocamento inicial é dado pela variação de tensão sobre a cerâmica. Analisando mais detalhadamente essas relações, observa-se que elas são somente uma adaptação das associações de molas em série descritas em função de um dado deslocamento inicial conhecido.

Sendo assim, é necessário ter em mente as relações entre força e deslocamento nas associações em série e paralelo, pois uma parte do deslocamento ou da força aplicada pelo atuador piezelétrico não será transformada no deslocamento efetivo de um sistema de posicionamento, mas sim será absorvida pelo sistema no qual o atuador está acoplado.

Para isso, o primeiro passo é determinar a rigidez real do conjunto que sofre a ação do atuador piezelétrico. Duas regras são úteis para facilitar a lembrança das associações de molas em série e em paralelo: (Hale, 1999)

- Regra 1: A flexibilidade equivalente das molas conectadas em séries é o somatório das suas flexibilidades individuais, ou: $\alpha_S = \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n$
- Regra 2: A rigidez equivalente das molas conectadas em paralelo é o somatório das suas rigidez individuais, ou $K_S = K_1 + K_2 + \dots + K_n$

Com isso, o deslocamento efetivo do atuador piezelétrico, a força disponível e, conseqüentemente, o deslocamento útil do sistema de posicionamento estão diretamente ligados ao princípio de solução (sistema de posicionamento) escolhido e à maneira como atuador

piezelétrico é montado no sistema, o que é um fator que influi na seleção do atuador piezelétrico mais adequado.

Os conceitos básicos apresentados aqui servirão como introdução para dois tópicos a serem apresentados, um relacionado a um sistema de redução de movimento e outro relacionado à perda de movimento efetivo quando se projeta um sistema de ampliação de movimento.

4.1.2 Parafusos diferenciais e micrométricos

Para faixas bem maiores que a dos atuadores piezelétricos, os parafusos diferenciais e micrométricos são também atuadores de baixo custo e de fácil aquisição e instalação.

Tal como os atuadores piezelétricos, são capazes de gerar grande força de deslocamento, mas não em uma instalação tão compacta. Tipicamente, possuem um comportamento de histerese e sua precisão de posicionamento está diretamente ligada aos erros de fabricação.

Por serem normalmente produzidos integralmente em metal, são sensíveis a variações térmicas. No entanto, por trabalharem a velocidades muito baixas, não geram calor durante sua operação.

A Figura 4.8 apresenta uma série de parafusos micrométricos comerciais. Dependendo do modelo, o deslocamento pode variar de 4 a 80mm e são capazes de suportar cargas axiais que variam de 4 a 80Kg. Uma divisão no tambor significa um incremento de $10\mu\text{m}$, no entanto, sua sensibilidade¹⁹ é de $1\mu\text{m}$.



Figura 4.8 – Parafusos micrométricos (Newport, 2000)

¹⁹ Relação entre o movimento de saída e o de entrada. Apesar do deslocamento existir, não pode ser precisado pelo operador.

Parafusos diferenciais possuem seu funcionamento semelhante aos parafusos micrométricos normais, no entanto, são baseado no uso de dois parafusos acoplados (um dentro do outro). O passo de rosca utilizado na construção de cada parafuso possuem valores muito próximos. Assim, o passo final do parafuso diferencial é resultante da diferença entre os dois passos. Para exemplificar, tem-se o caso de um parafuso diferencial construído com uma rosca interna com 1mm de passo e uma rosca externa com 0,8mm de passo. Assim, uma volta completa do parafuso diferencial equívale a um deslocamento efetivo de 0,2mm.

Esse mecanismo de redução permite um posicionamento manual melhor que o décimo de micrometro, no entanto, sua faixa de operação na média é bem menor que a normalmente encontrada nos parafusos micrométricos. Como exemplo, compara-se o ajuste fino dos parafusos diferenciais da Figura 4.9a, que possuem um curso de 0,15 a 1mm e uma sensibilidade de 0,1 μ m, enquanto que o parafuso micrométrico da Figura 4.9b possui um curso de 0,2mm com uma resolução²⁰ de 0,07 μ m e exatidão melhor que 1%.



Figura 4.9 – Parafusos diferenciais (Newport, 2000)

Parafusos micrométricos e diferenciais são naturalmente autotravantes, o que torna desnecessária a utilização de um sistema auxiliar que trave o equipamento na posição.

A rigidez em ambos os tipos é difícil de ser determinada. Toda a carga axial deve ser suportada pelos fios da rosca. A flexão de qualquer parte da rosca é composta por um misto de flexão e cisalhamento. Geralmente, dois ou três fios da rosca são suficientes para contribuir significativamente na definição da posição, por causa das imprecisões de manufatura (contato entre os fios). Se a carga axial é incrementada, a flexão aumenta o contato interno (mais pressão sobre os fios da rosca), então o sistema irá agir como se uma mola estivesse sendo pressionada. A baixa rigidez da interface entre cada fio é tão preocupante quanto o material usado na confecção

²⁰ Menor diferença no movimento que pode ser discriminado pelo operador.

da rosca. Desse modo é melhor usar uma pré carga axial alta nos sistemas que dependem mais do atuador que dos fixadores que mantêm o conjunto no lugar. (Smith; Chetwynd, 1992)

Hoje, o mercado oferece diferentes parafusos micrométricos em catálogo, sendo possível encontrar o mais adequado aos requisitos do sistema, o que torna pouco usual a fabricação própria de um modelo específico, uma vez que o resultado e os custos não seriam satisfatórios.

Já no caso dos parafusos diferenciais, modelos básicos que permitem incrementos menores de $10\mu\text{m}$ podem, com um certo cuidado, serem facilmente construídos, no entanto, para situações mais restritas, normalmente se opta também por modelos comerciais.

4.2 Atuadores combinados

Enquanto os atuadores piezelétricos permitem incrementos controlados (malha fechada) na ordem do nanometro, parafusos diferenciais permitem posicionamentos na ordem do décimo de micrometro ou, em casos especiais, na ordem do centésimo de μm (também em malha fechada).

Da mesma maneira, uma faixa de operação de 1 a 2mm cobre com folga a maioria dos requerimentos que um sistema de micro/nano posicionamento. No entanto, o que é uma faixa facilmente encontrada nos parafusos micrométricos e diferenciais, é quase impossível de ser obtida por um atuador piezelétrico operando sozinho.

Assim, a primeira possibilidade é a de se utilizarem sistemas de redução de movimento, fazendo com que um parafuso micrométrico possa ser utilizado para deslocamentos na ordem de milímetros com incrementos submicrométrico.

O primeiro conjunto de possibilidades envolve o uso de elementos combinados em série com o atuador.

4.2.1 Parafusos micrométricos operando em conjunto com outros atuadores

Como alguns exemplos, há aqui opções de parafusos diferenciais construídos em conjunto com outro tipo de atuador, como:

- 1. Parafusos micrométricos com motores acoplados** – Virtualmente existe uma rotação mínima controlável, que se pode imprimir ao tambor e que se reflita em um deslocamento linear da ponta do atuador. A menor divisão impressa no tambor é para o operador o

incremento mínimo controlável que ele pode dar ao atuador – excluindo aqui qualquer forma de medição externa e mais exata.

Partindo do pressuposto de que internamente, o parafuso micrométrico possua uma boa construção (tolerâncias de manufatura, acabamento, etc.), existe toda uma faixa entre uma divisão e outra que poderia ser utilizada, o que é muitas vezes classificado de sensibilidade do atuador.

Um motor que tenha um bom controle seria utilizado como uma forma simples e barata de se possibilitar um deslocamento mais preciso. Como exemplo, podem-se citar motores de micropasso ou motores corrente contínua com algum tipo de realimentação associada (*encoder*), conforme apresentados na Figura 4.10.

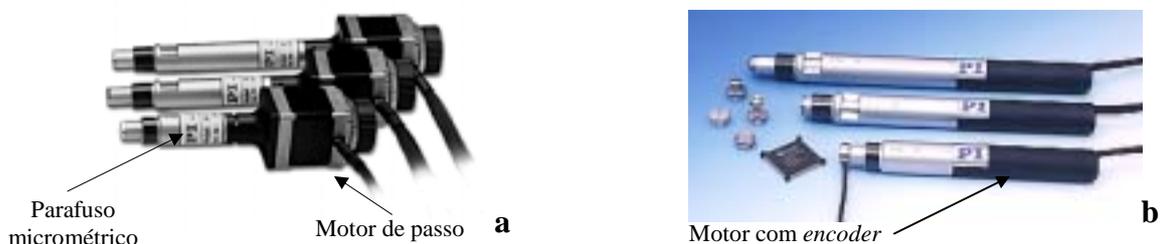


Figura 4.10 – Parafusos micrométricos associados à motores elétricos – a) com motor de passo, b) motor cc com *encoder* (PI, 2000)

2. **Parafusos micrométricos com atuadores piezelétricos** – Uma idéia simples, na qual se utiliza um parafuso micrométrico preciso para possibilitar o macro posicionamento e um atuador piezelétrico na extremidade para o ajuste final.

Logicamente essa concepção inclui outro tipo de cerâmicas, como exemplo, as eletrostrictivas ou as magnetostrictivas.

Como os atuadores piezelétricos possuem uma rigidez alta, por si só não é um problema, por estarem associados em série com o parafuso micrométrico. No entanto, os atuadores piezelétricos devem ser isolados de qualquer outra força que não seja de compressão (especialmente cisalhamento), o que pode tornar o acoplamento entre o atuador e a base uma fonte de problemas relacionados à rigidez.

Na Figura 4.11 há dois modelos comerciais: o primeiro, um modelo da *Newport*, é um parafuso micrométrico associado a um atuador eletrostrictivo; o segundo, um modelo da *PI*, está associado a um atuador piezelétrico.

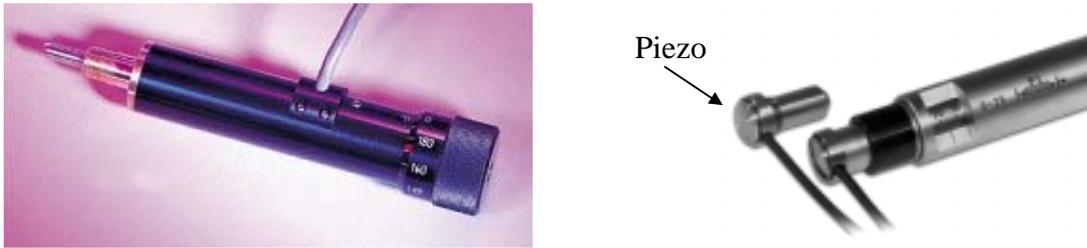


Figura 4.11 – Parafusos micrométricos associados a atuadores piezelétricos (Newport, 2000, PI, 2000)

3. **Parafusos micrométricos com sistemas hidráulicos** – Aqui basicamente se utiliza o parafuso micrométrico como um atuador hidráulico. O volume de fluido deslocado devido à movimentação do parafuso é transferido para o pistão de área menor para um de área maior. Sendo assim, a variação em altura do pistão maior para acomodar essa transferência de volume será proporcional à razão entre as duas áreas. Quanto maior a diferença entre as áreas, maior será a redução de movimento, desprezando-se aqui a ação do coeficiente de Poisson do material. Atuadores que trabalham com esses princípios podem ser bastante rígidos e facilmente integráveis.

Como exemplo, há os atuadores da Figura 4.12. O primeiro é um atuador comercial da *Piezomechanik*, com curso de $400\mu\text{m}$, sensibilidade de 50nm e que pode suportar uma carga máxima de 40N . O segundo é um sistema de posicionamento no qual o atuador comprime o fluido hidráulico do reservatório menor para o maior. Os reservatórios são do tipo fole, feitos em metal. A vantagem nessa segunda solução é que o atuador está em contato com um conjunto com o qual o fluido está hermeticamente selado, além do sistema de foles metálico não possuir histerese, folgas ou atrito.

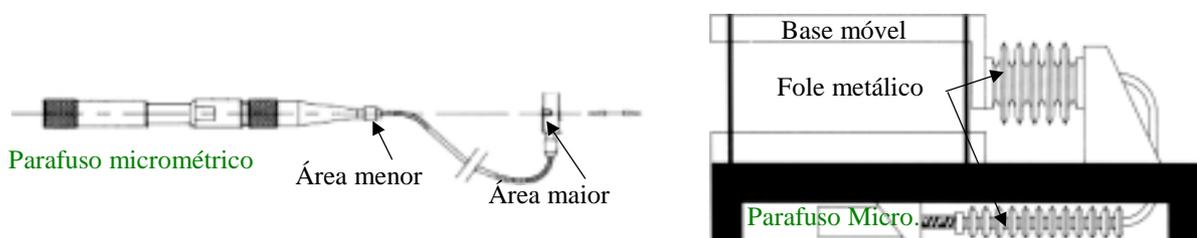


Figura 4.12 – Atuadores micrométricos conectados a atuadores hidráulicos (Piezomechanik, 2000, Slocum 1992)

4. **Redução por molas** – Uma maneira de se aumentar a resolução de um atuador é trabalhando com forças e deslocamentos causados por molas, cujo modelo esquemático é mostrado na Figura 4.13.

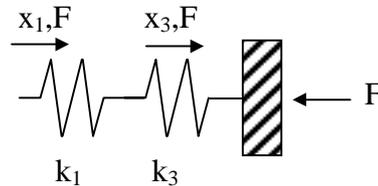


Figura 4.13 – Esquema de redução por molas

Se o atuador (parafuso) é deslocado numa distância x_1 ao encontro da mola 1, uma força F é imposta à mola de rigidez k_1 e a mesma força é transmitida para deslocar a mola de rigidez k_3 . Conseqüentemente, o deslocamento resultante da mola k_3 é:

$$x_3 = \frac{F}{k_3} = \frac{k_1(x_1 - x_3)}{k_3}$$

Equação 4.5

$$\therefore \frac{x_3}{x_1} = \frac{k_1}{k_1 + k_3}$$

Essa equação é a mesma que descreve o comportamento de um atuador piezelétrico em série com um mecanismo de rigidez conhecida (Figura 4.7).

Como vantagens desse tipo de redutor, pode-se destacar: (Slocum, 1992, Smith ; Chetwynd, 1992)

- Mantém-se linear em deslocamentos relativamente longos (dependendo da configuração).
- Reduções muito grandes são possíveis.
- Podem-se usar molas com diferentes configurações (formas) e rigidez, o que pode produzir pequenas forças com um controle preciso.
- Podem ser construídos integrados à base móvel.

Como se pôde observar nesses exemplos de uso de um parafuso micrométrico/diferencial como atuador, a combinação deles com outros componentes pode prover um misto de longos deslocamentos com uma boa resolução, uma vez que um sistema de redução de movimento tende a diminuir os problemas associados a eles.

Parte-se do princípio de que esses atuadores estão adequadamente conectados a uma base móvel bem projetada e construída. Nesses casos, para bases que precisam ser deslocadas por vários milímetros, as opções 1 e 2 são as mais indicadas.

Para pequenos deslocamentos, como no caso do uso de guias paralelas de flexão, as opções 3 – parafusos micrométricos com sistemas hidráulicos - e 4 - redução por molas - são boas opções, sendo que a última é a mais fácil de ser construída e a que permite gerar grandes forças, o que a torna apta a deslocar bases de alta rigidez.

4.3 Sistemas de ampliação de movimento

Visando à idéia de compensar os pontos fracos dos atuadores, a opção agora é de apresentar um sistema que permita a um atuador aumentar seu deslocamento nominal.

Sistemas de ampliação para atuadores piezelétricos são as aplicações mais comuns dentro de sistemas de microposicionamento para ultraprecisão. Nesse caso, um sistema de ampliação de movimento é introduzido entre o atuador piezelétrico e a guia de mola. Como exemplo, a Figura 4.14 representa uma combinação entre sistemas de ampliação integrados com atuador piezelétrico e mancal de mola (uma solução semelhante pode ser encontrada em Becker; Seyfried; Siegert, 1987).



Figura 4.14 – Sistema integrado de posicionamento com amplificador de movimento (PI, 2000)

A utilização do conjunto atuador piezelétrico, sistema de ampliação e guias de mola permite que se aproveitem as vantagens descritas anteriormente, principalmente relacionadas aos deslocamentos com grande precisão, livre de atrito e folgas. No entanto, o ganho em deslocamento normalmente leva ao aparecimento de alguns pontos negativos, como queda da rigidez, peças mais complexas de serem produzidas e aumento dos movimentos não desejados (parasitas).

São muitas as maneiras de se ampliar um movimento, no entanto, nesse item é dado ênfase nas construções monolíticas e integradas, ou seja, a base móvel e o sistema de ampliação são construídos de forma integrada.

De uma maneira geral, a maioria dos sistemas de ampliação de movimento podem ser tratados também como sistemas de redução de movimento, apenas mudando o ponto onde o atuador é acoplado ou o fator de ampliação. Assim, muitos dos sistemas apresentados aqui possuem uma dupla utilização.

4.3.1 Alavancas

A alavanca é a maneira mais simples de se ampliar/reduzir um movimento translativo. Sendo assim, a Figura 4.15 mostra suas principais configurações:

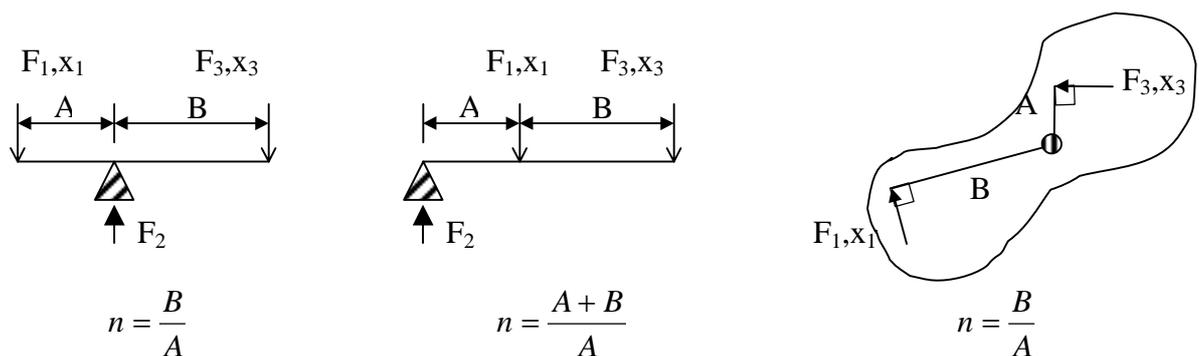


Figura 4.15 – Configurações de um sistema por alavanca

onde n é a relação entre os braços A e B . Quando n é um número maior que 1, o sistema é um amplificador de deslocamento. F_1 e F_3 são as forças de entrada e saída respectivamente e F_2 é a força de reação do pivô.

A última configuração da Figura 4.15 é apenas para demonstrar que, na prática, as alavancas podem assumir diferentes configurações. Assim, muitas vezes se torna difícil determinar os corretos comprimentos de A e B . Os comprimentos dos braços são obtidos baseados no fato de que o vetor de rotação em torno do pivô é sempre perpendicular à força aplicada tanto na entrada e na saída. Sendo assim, é conveniente fazer com que os deslocamentos de entrada e saída estejam sempre perpendiculares. Assim, para pequenos deslocamentos, eles podem ser dispostos com a configuração típica apresentada na Figura 4.16. Desse modo ficam claras as corretas dimensões de A e B . (Smith, 2000)

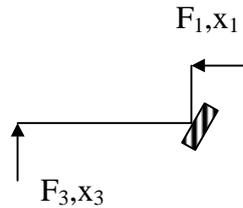


Figura 4.16 – Forças representadas ortogonalmente aos braços da alavanca

Quanto ao fator rigidez, baseado em um sistema de acoplamento ideal, a rigidez de um sistema mecânico conectado a um sistema de ampliação por alavancas possui uma rigidez definida por:

$$k_{\text{sys}} = \frac{k_{\text{atuador}}}{n^2} \quad \text{Equação 4.6}$$

onde k_{sys} é a rigidez do sistema amplificado pelas alavancas e k_{atuador} é a rigidez do atuador conectado (incluindo as barras de conexão e juntas flexíveis para absorver desalinhamentos ou forças não desejadas sobre o atuador).

Perda de eficiência.

Uma das considerações para a determinação correta do valor de n é que cada acoplamento seja perfeitamente rígido e que a rotação angular da entrada e da saída sejam iguais.

Na realidade, isso não acontece, mas, para uma avaliação inicial os erros causados pela compressão ou tração de um acoplamento ou pivô e a flexão do braço de entrada ou saída podem ser desconsiderados.

Os exemplos acima apresentados operam na faixa de centenas de micrometros, com incrementos muitas vezes submicrométricos. Sendo assim, esse movimento perdido resultante da tração ou compressão dos pivôs, dos acoplamentos e da flexão das vigas pode fazer com que o sistema projetado não cumpra as especificações de projeto.

O sistema da Figura 4.17 representa um modelo simplificado da Figura 4.15, mas levando em consideração as rigidez dos acoplamentos e dos pivôs.

Na Figura 4.17, k_1 e k_2 são respectivamente os coeficientes de rigidez do acoplamento e do pivô e k_3 é a rigidez equivalente da base móvel (mancal de mola), partindo-se do pressuposto de que o acoplamento entre o sistema de ampliação e a mesa é perfeito.

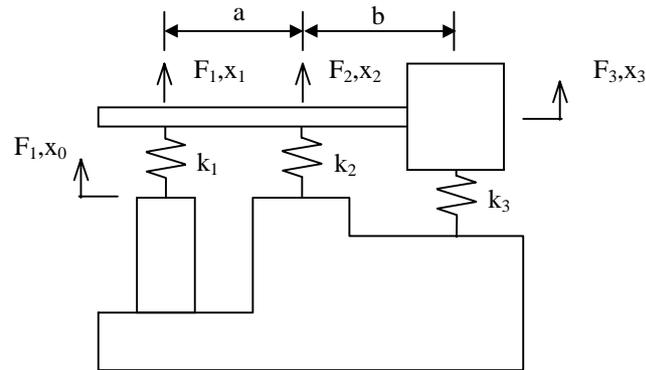


Figura 4.17 – Modelo simplificado de um sistema de ampliação de movimento (Smith, 2000)

Através das equações de equilíbrio de força e momento, a ampliação/redução efetiva, representada aqui pela relação x_3/x_0 , pode ser representada por:

$$\frac{x_3}{x_0} = \frac{-n}{\left(n^2 \alpha_p + n^2 \beta_p \left(1 + \frac{1}{n} \right)^2 + 1 \right)} \quad \text{Equação 4.7}$$

onde n é a ampliação/redução de projeto, α_p é a relação entre a rigidez da base móvel e o acoplamento do atuador (k_3/k_1) e β_p é a relação entre a rigidez da base móvel e o pivô (k_3/k_2).

Para se quantificar a quantidade de deslocamento perdido e identificar melhor a influência dos parâmetros α e β , há:

$$f = \frac{\alpha_p + \beta_p \left(1 + \frac{1}{n} \right)^2}{\left(\alpha_p + \beta_p \left(1 + \frac{1}{n} \right)^2 + \frac{1}{n^2} \right)} \quad \text{Equação 4.8}$$

onde f é a fração de movimento perdido.

O gráfico da Figura 4.18 apresenta a fração de movimento que é perdido, em função dos parâmetros α_p , β_p e n . Nesse gráfico, α_p foi deixado igual a β_p e o parâmetro n é o fator de ampliação do movimento.

Para exemplificar, desejando uma perda de eficiência máxima de 20% ($f = 0,2$), e projetando o sistema para uma ampliação de 10 vezes ($n=10$), obtém-se, através do gráfico, que o valor máximo de α_p e β_p deve ser inferior à 0,0012.

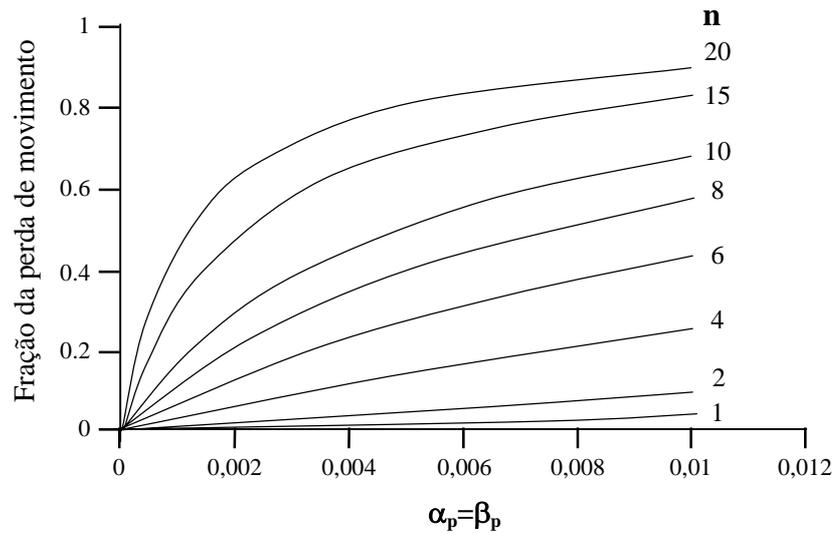


Figura 4.18 – Fração do movimento que é perdida como função da relação da rigidez do pivô e da base móvel (Smith, 2000)

Fazendo α ou β igual a zero, com base na Equação 4.8, f pode ser reduzido somente se a relação $n^2\alpha_p$ ou $n^2\beta_p$ for minimizada, o que pode ser conseguido diminuindo a ampliação desejada, utilizando uma base móvel de rigidez desprezível ou criando pivôs e acoplamentos de rigidez muito alta.

Exceto pela primeira opção, as outras acarretam mais problemas que benefícios. Uma base móvel com baixa rigidez não é uma solução compatível com a criação de dispositivos de posicionamento para serem usados em usinagem de ultraprecisão. Da mesma forma, pivôs e acoplamentos muito rígidos implicam em uma rigidez muito alta nos eixos móveis, sendo necessários atuadores fortes, além de um aumento das tensões no pivô elástico e nos acoplamentos.

Uma maneira de minimizar esse problema é utilizar um sistema em cascata, no qual o movimento resultante da primeira alavanca é a entrada da segunda alavanca. Para o cálculo da perda de ampliação de um sistema em cascata, a segunda alavanca pode ser modelada separadamente. Assim:

$$f_2 = \frac{n_2\alpha_{p1} + n_2\beta_{p1}\left(1 + \frac{1}{n_1}\right)^2}{\left(n_2\alpha_{p1} + n_2\beta_{p1}\left(1 + \frac{1}{n_1}\right)^2 + \frac{1}{n_1^2}\right)} \cdot \frac{n_2^2\beta_{p2}\left(1 + \frac{1}{n_2}\right)^2}{\left(n_2^2\beta_{p2}\left(1 + \frac{1}{n_2}\right)^2 + 1\right)} \quad \text{Equação 4.9}$$

Apesar de ser uma saída para melhorar a eficiência do sistema de ampliação, o uso de alavancas em cascata apresenta melhor vantagem principalmente para baixos valores de α_{p1} , β_{p2} , n_1 e n_2 .

4.3.2 Sistemas com dois ou mais sistemas de ampliação.

Observando a solução através de alavancas, fica claro que as forças nos pivôs aumentam na proporção que n aumenta, além de adicionalmente ocorrer um aumento na flexão dos braços de alavanca, o que contribui na perda de eficiência do mecanismo.

Sendo assim, uma outra possibilidade de ampliar o movimento é utilizar uma combinação mais complexa com base em dois braços de alavanca. A ampliação é obtida através da rotação de um braço fixo unido a um pivô com outro braço conectado a ele (barra de conexão) a um determinado ângulo. Um esquema desses mecanismos é mostrado na Figura 4.19

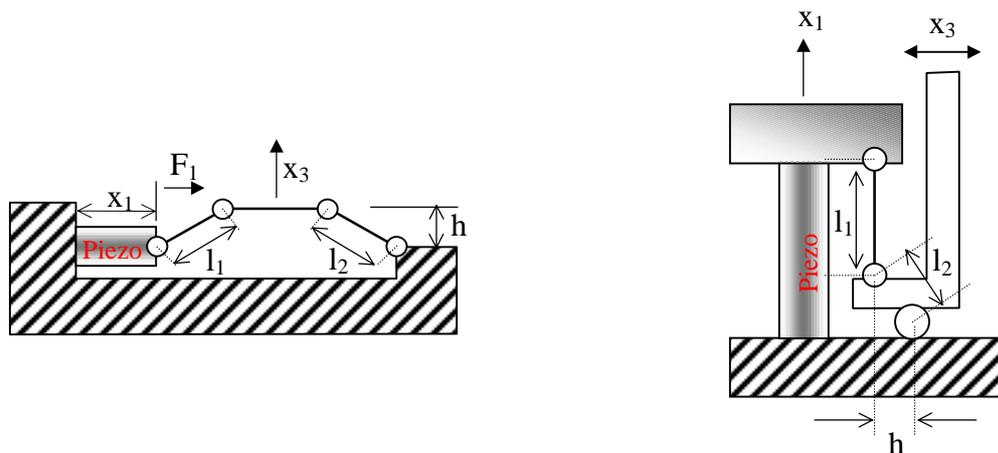


Figura 4.19 - Mecanismos de ampliação de movimento (Smith, 2000)

Ambos os mecanismos apresentados na Figura 4.19 podem ser modelados como mostrado na Figura 4.20.

Através das relações geométricas, o cálculo da ampliação n é dado pela relação:

$$n = \frac{x_3}{x_1} = \frac{l_1}{h} \sqrt{1 - \left(\frac{h}{l_1}\right)^2} = \cotg \theta_1 \quad \text{Equação 4.10}$$

Como se pode observar, à medida que o ângulo diminui (h se reduz), a ampliação aumenta, sendo que o oposto acontece quando o ângulo tende a $\pi/2$.

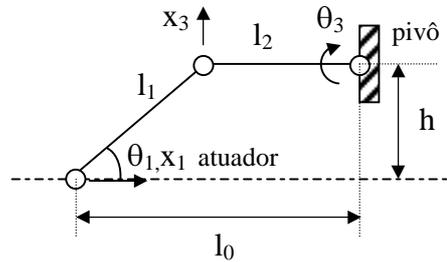


Figura 4.20 – Esquema de um sistema de ampliação de duas barras

Ao contrário das outras opções apresentadas, essa solução não permite um deslocamento linear, visto que n varia com o ângulo. Desse modo, uma forma de se medir a não linearidade da ampliação pode ser feita pela relação

$$\frac{dn}{d\theta_1} = -\left(\frac{l_1}{h}\right)^2 = -\operatorname{cosec}^2\theta_1 \quad \text{Equação 4.11}$$

Assim, à medida que n aumenta linearmente com a redução de h , a não linearidade do sistema cresce seguindo a relação $(1/h)^2$, o que pode, dependendo da configuração, reduzir bastante o deslocamento total disponível.

Apesar de não interferir no fator n , o braço conectado ao pivô (l_1) sofre uma grande rotação a partir de um pequeno movimento do atuador sobre o sistema de ampliação. Sendo assim, a ampliação angular pode ser calculada pela expressão:

$$\frac{\theta_3}{x_1} = \frac{x_3}{x_1 \cdot l_2} = \frac{l_1}{l_2 \cdot h} \sqrt{1 - \left(\frac{h}{l_1}\right)^2} \quad \text{Equação 4.12}$$

E a não linearidade do sistema pode ser calculado por (Smith, 2000)

$$\frac{d\theta_3}{dx_3} = -\frac{1}{l_2} \left(\frac{l_1}{h}\right)^2 \quad \text{Equação 4.13}$$

Furukawa e seus colaboradores (1990 – 1992), desenvolveram uma série de mecanismos de ampliação/redução de movimento, que possuem como princípio de operação as configurações apresentadas acima, contudo usando uma barra adicional (barra de conexão entre a entrada e a saída) e uma abordagem matemática diferente da apresentada por Smith (2000).

No caso da primeira concepção apresentada por Furukawa (Figura 4.21), a relação entre o deslocamento de entrada e saída é dada pela equação:

$$X = \left(\frac{a}{l}\right)Y \left[1 + \left(1 + \frac{a^2}{l^2}\right) \frac{Y}{4a} + \left(1 + \frac{a^2}{l^2}\right) \frac{Y^2}{8l^2} + \dots \right] \quad \text{Equação 4.14}$$

onde X é o deslocamento de saída, Y é o deslocamento de entrada causado pelo atuador, a e l são parâmetros de projeto que definem a geometria do sistema de ampliação/redução.

Caso a relação $(a/l) > 1$ ou $(a/l) < 1$, o sistema irá respectivamente amplificar ou reduzir o movimento de entrada. Ainda conforme o estudo realizado, a relação de linearidade entre o deslocamento de entrada e saída é principalmente governada pelo termo $\left(1 + \frac{a^2}{l^2}\right) \frac{Y}{4a}$ e, para simplificar o projeto, o termo subsequente pode ser desconsiderado, independente do fator de ampliação/redução escolhido.

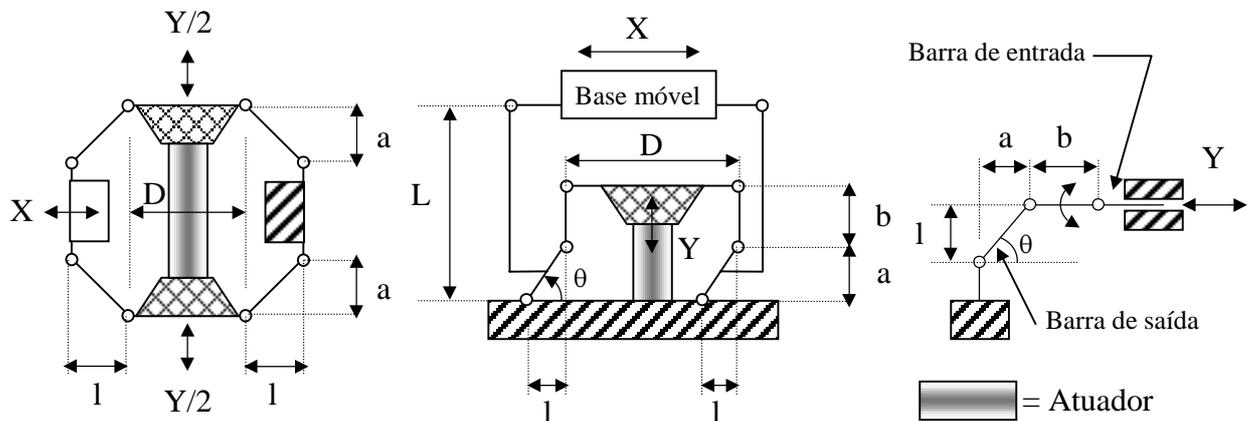


Figura 4.21 – Mecanismo de ampliação de duas ou mais barras (Furukawa; Mizuno; Terada, 1991)

Ainda baseada na Figura 4.21, a equação que rege o movimento de saída da segunda concepção é:

$$\theta = \frac{y}{l} \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{a}{b}\right) (a+b) \frac{y}{l^2} + \frac{1}{6} \left\{ 1 + \frac{3a}{b} (1+n) \right\} \frac{y^2}{l^2} \dots \right] \quad \text{Equação 4.15}$$

onde n é definido por

$$n = \frac{a(a+b)^2}{b l^2} \quad \text{Equação 4.16}$$

Na seqüência, o movimento angular θ é transformado em um movimento linear através da barra de conexão com a base móvel.

A Equação 4.15 indica que a sensibilidade da ampliação do movimento é igual a $(1/l)$ e independente dos parâmetros a e b . Novamente, segundo Furukawa, a linearidade entre o

deslocamento de entrada e saída é regida principalmente pelo segundo e terceiro termos localizados entre colchetes, sendo que, para simplificar o projeto do atuador, os termos subseqüentes podem ser desconsiderados.

Essas configurações, apesar de serem derivadas de um sistema mais simples, que é o sistema de alavanca (fazendo b igual a zero na Figura 4.21), permitem que o sistema de acionamento seja montado o mais próximo possível do pivô, sem limitações físicas ocasionadas, principalmente, pela disposição e tamanho do atuador, pois o termo l - responsável pela ampliação - pode assumir diferentes configurações, como demonstrado na Figura 4.22.

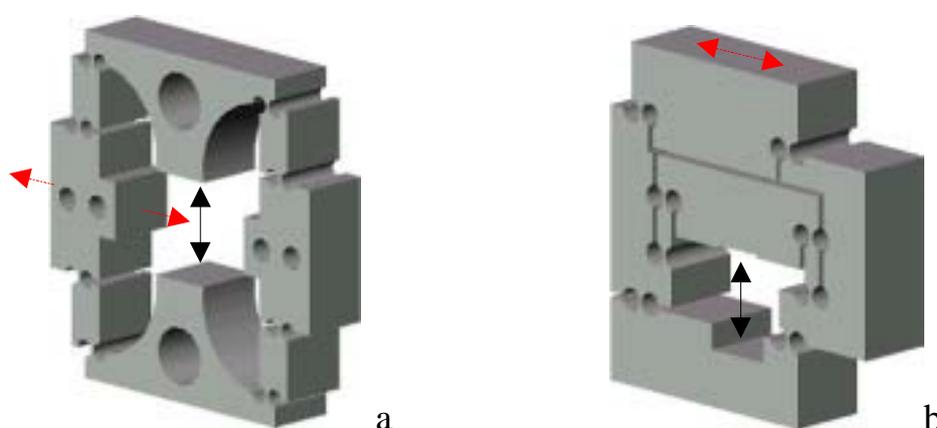


Figura 4.22 – Sistemas de posicionamentos construídos a partir das concepções da Figura 4.21 (Furukawa; et. al, 1990, 1991, 1992)

Perda da eficiência

A idéia original é que os sistemas acima apresentados sejam construídos em um único bloco (construção monolítica), sendo os pivôs constituídos de elementos flexíveis, de construção idêntica aos mancais de molas apresentados nos capítulos anteriores.

A força exercida pelo atuador (entrada do sistema), será parte utilizada para rotacionar os pivôs e parte para tracioná-los.

É a **distensão** desses pivôs fortemente tracionados e a **flexão** das barras que compõem o conjunto – principalmente aquela que está diretamente acoplada ao atuador – que são os principais responsáveis pela redução na ampliação.

Os mecanismos apresentados podem ser modelados a partir da associação de molas em série, pois cada pivô possui uma rigidez angular k_b e uma rigidez de tração k_s associada.

Assim, baseado na associação em série dos elementos elásticos que compõem o mecanismo²¹, o deslocamento de entrada pode ser representado pela somatória dos deslocamentos em α e δ , ou seja:

$$Y = (\alpha + \delta) \quad \text{Equação 4.17}$$

Sendo que α é o deslocamento (distensão) associado às juntas de rigidez k_s e está em série com a barra onde o atuador está acoplado, de rigidez k_0 . δ tem como base a rigidez angular de cada uma das juntas (k_b).

No caso da Figura 4.22b, a força necessária para deslocar o mecanismo em uma distância α e δ pode ser calculada respectivamente pela Equação 4.18 e Equação 4.19.

$$F = 2 \left[\frac{2}{k_0} + \frac{3}{k_s} \right]^{-1} \cdot \alpha \quad \text{Equação 4.18}$$

$$F = 4 \left[\frac{3}{2} + \left(\frac{a}{b} \right) + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{k_b}{l^2} \right) \cdot \delta \quad \text{Equação 4.19}$$

No entanto, apesar de Y ser o deslocamento de entrada, quem realmente contribui para a ampliação do movimento é δ .

Com isso, e lembrando que o movimento de entrada vertical é convertido para um movimento de saída horizontal da base móvel, pode-se calcular a perda de ampliação do mecanismo. Nesse caso, ainda para a Figura 4.22b, a ampliação²² inicial L/l é reduzida para $\frac{L}{l} \cdot \left(\frac{\delta}{y} \right)$, onde

$$\frac{\delta}{y} = \left[1 + 6 \left\{ \frac{3}{2} + \left(\frac{a}{b} \right) + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right\} \cdot \left(\frac{k_b}{k_s} \right) \frac{1}{l^2} \cdot \left\{ 1 + \frac{2k_s}{3k_0} \right\} \right]^{-1} \quad \text{Equação 4.20}$$

Os cálculos de k_b e k_s estão relacionados com a geometria escolhida para a confecção do pivô (circula, elíptica, etc.). As equações para o cálculo de k_b , que é relação M_z / α_z e k_s , que é da relação F_x / δ_x , podem ser encontradas no Capítulo 3 e no ANEXO D.

O termo k_0 é basicamente calculado a partir da flexão de uma viga bi – apoiada, conforme a Figura 4.23,

²¹ Ambas concepções possuem 8 pivôs elásticos.

²² No caso da concepção adotada na Figura 4.22b, a saída do movimento angular é ampliada pela barra que está conectada à base móvel.

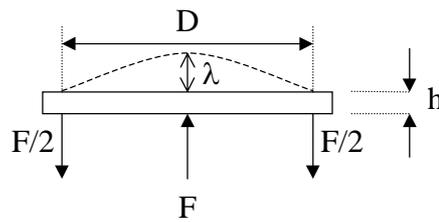


Figura 4.23 – Flexão de uma viga bi-apoiada.

cuja equação é:

$$k_0 = \frac{F}{\lambda} = \left(\frac{4Ehd^3}{D^3} \right) \quad \text{Equação 4.21}$$

onde D é a distância entre as duas conexões, h e d são respectivamente a altura e a espessura da barra. Em uma construção monolítica, normalmente d possui o mesmo valor da espessura do bloco utilizado.

No caso do mecanismo mostrado na Figura 4.22a, a ampliação inicial $\frac{a}{l}$ é reduzida para

$$\frac{a}{l} \cdot (1 + \mu)^{-1} \quad \text{Equação 4.22}$$

sendo μ calculado pela equação:

$$\mu = \frac{4}{l^2} \left(\frac{k_b}{k_s} \right) \left(1 + \frac{k_s}{2k_0} \right) \quad \text{Equação 4.23}$$

O primeiro termo da equação está relacionado à rigidez dos pivôs e o segundo, envolvendo k_0 , à barra onde o atuador está agindo.

A força de atuação no mecanismo é obtida através da equação

$$F = \frac{4k_b}{l^2} y(1 + \mu)^{-1} \quad \text{Equação 4.24}$$

onde y é o deslocamento nominal do atuador

Ainda referente à perda de ampliação, verifica-se que ela é independente do material utilizado e independente da espessura do bloco utilizado. Assim, para minimizar a perda de ampliação de movimento, é necessário se utilizarem pivôs com um valor de t pequeno, o que claramente diminui a rigidez do conjunto.

Para ilustrar o grau de influência dos termos aqui descritos sobre a perda de ampliação, o mecanismo da Figura 4.22a foi modelado usando elementos finitos, conforme mostrado na Figura 4.24. Nesse mecanismo, o atuador (não mostrado) é colocado no meio do mecanismo, entre os pontos 6 e 7. Sua expansão causa o deslocamento de entrada do sistema, representado

aqui por Y_1 e Y_2 . O deslocamento amplificado de saída (ΔX) é lido no ponto 13. Os respectivos deslocamentos em X e Y de cada ponto são apresentado ao lado da figura. O mecanismo foi projetado para amplificar o deslocamento de entrada em quatro vezes.

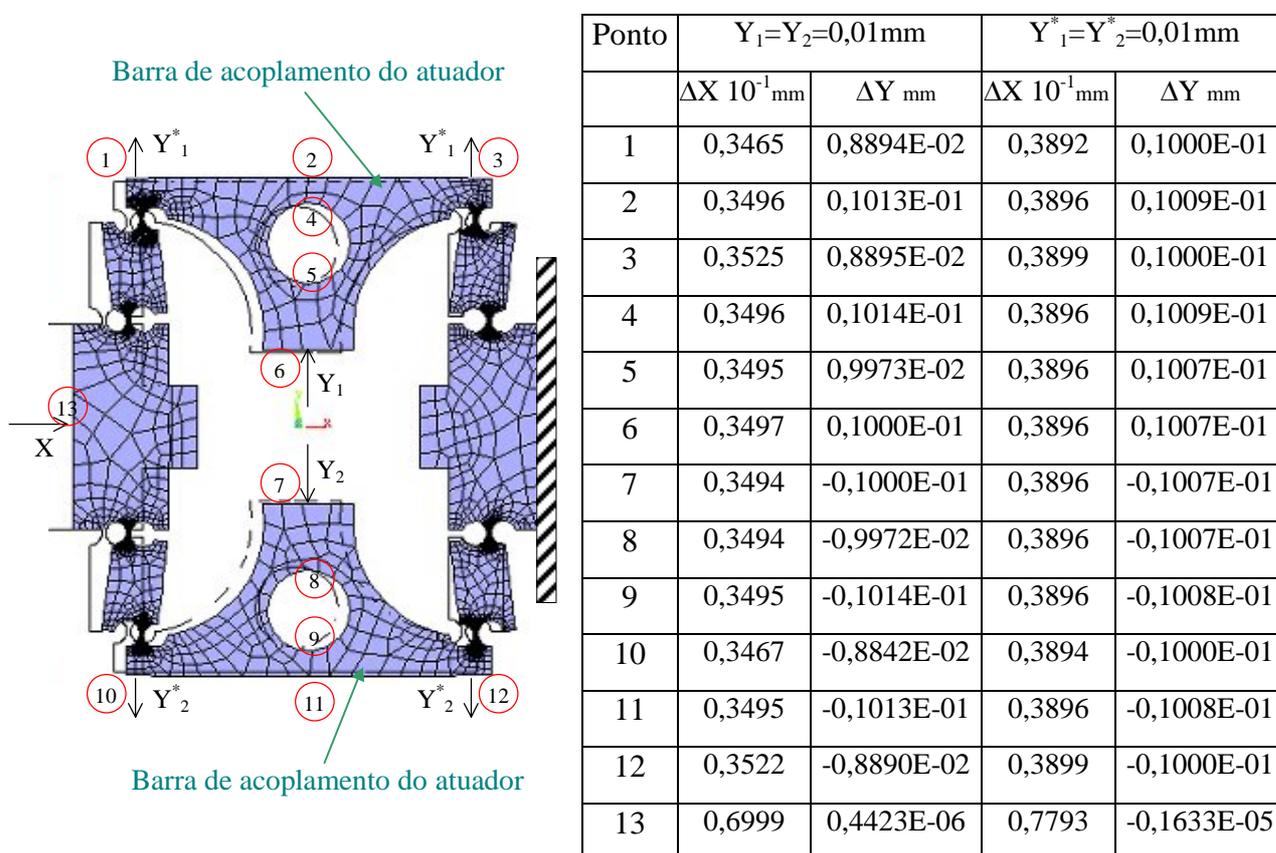


Figura 4.24 – Mecanismo amplificador

($t=0,5\text{mm}$, $a=12\text{mm}$, $l=3\text{mm}$, $a_x=1,5\text{mm}$, $b=12\text{mm}$, $E=207\text{GPa}$, $Y_{\text{total}} = 0,02\text{mm}$)

Como apresentado no texto, a perda de ampliação pode ser determinada analiticamente pela Equação 4.22. No entanto, a grande dificuldade encontrada é determinar corretamente o valor de k_0 , (barra de acoplamento do atuador) devido à sua geometria complexa e ao furo utilizado para diminuir o peso.

No trabalho de Furukawa (1991), um mecanismo semelhante foi construído em uma placa de $60 \times 62 \times 12\text{mm}$ e ensaiado. No entanto, a principal diferença com a Figura 4.24 está na forma da barra de acoplamento e o material utilizado, uma liga de alumínio (ANP79-T651). Com a ajuda de sensores, colocados nos pontos 1, 6 e 3 da figura, Furukawa pôde determinar o valor de λ e assim determinar o valor de k_0 .

O mesmo foi feito com o mecanismo da Figura 4.24. Um deslocamento Y_1 de 0,01mm foi aplicado no ponto 6 e foram obtidos os ΔY nos pontos 1 e 3 e a força de reação do ponto 6. Assim:

$$k_0 = \frac{F}{\lambda} = \frac{87,25N}{0,001106mm} = 78888 \text{ N/mm}$$

Os valores de k_b e k_s calculados pelas equações D1 e D4 do ANEXO D são respectivamente $K_{\alpha z M z} = 25361 \text{ N}\cdot\text{mm}$ e $K_{\delta x F x} = 865084 \text{ N/mm}$.

No entanto, neste exemplo, o valor calculado da perda de ampliação μ será função de k_b e k_s obtidos analiticamente e k_0 , obtidos via EF.

Assim, o valor de μ calculado através da Equação 4.23 é de $8,45 \cdot 10^{-2}$ e o deslocamento teórico da base é: $X = Y \cdot \left(\frac{a}{l}\right) \cdot (1 + \mu)^{-1} = 0,0738\text{mm}$.

Esse valor pode ser comparado ao valor 0,06999mm, lido no ponto 13, indicando uma diferença de 5,16% entre os valores.

Adicionalmente, foi verificado o comportamento do sistema caso se utilizasse uma barra central de rigidez muito alta, o que foi simulado acoplando os pontos 1-3 e 10-12 e deslocando-os em Y^* 0,01mm. Assim, nenhum esforço foi exercido sobre a barra de acionamento, sendo que a força de acionamento estava sendo aplicada o mais próximo possível dos pivôs.

Nesse caso, a Equação 4.23 perde o segundo termo²³ e o valor calculado desse novo μ é de $1,303 \cdot 10^{-2}$. A Tabela 4.1 apresenta os resultados obtidos durante as simulações.

Tabela 4.1 – Comparação dos resultados (base: $\Delta Y = 0,02\text{mm}$, ΔX de projeto 0,08mm)

	ΔX EF (mm)	ΔX analítico (mm)	Diferença %
Com barra de acoplamento	0,06999	0,0738	5,16
Sem barra de acoplamento	0,07793	0,07897	1,32

No estudo original, no que se refere ao cálculo da perda de eficiência e o deslocamento obtido, Furukawa, obteve uma boa correlação entre os dados obtidos analiticamente e via ensaio do experimento.

²³ $\left(1 + \frac{k_s}{2k_0}\right)$

No exemplo aqui apresentado, os dados obtidos analiticamente ficaram também muito próximos dos indicados através do uso de EF. No entanto, é importante destacar que essa boa correlação pode não se manter para outros casos, por exemplo, com diferentes combinações de t e a_x , que foram os parâmetros escolhidos para a criação dos oito pivôs elásticos.

Um exemplo é como o valor de k_b calculado através das equações do Capítulo 3 se diferencia da rigidez angular obtida através do uso de EF à medida que β aumenta, como se pôde verificar na Figura 3.27. No caso do exemplo acima, o valor de $\beta = t/2a_x$ é de 0,17 o que, no gráfico, mostra apenas uma pequena diferença entre os valores.

Entretanto, é interessante destacar aqui que uma das maiores fontes de perda de eficiência está relacionada à barra onde o atuador piezelétrico está acoplado, o que mostra que seu correto projeto não pode ser negligenciado.

4.4 Redutores/amplificadores de movimento em aplicações comerciais.

Dois dos atuadores mais utilizados para posicionamento de precisão foram apresentados e algumas de suas vantagens/desvantagens foram mostradas.

Os parafusos micrométricos e diferenciais possuem uma faixa de operação muito maior que os atuadores piezelétricos, no entanto, o incremento mínimo controlável que o atuador pode ter está muito aquém do que um atuador piezelétrico normalmente oferece. Sendo assim, algumas das opções de ampliação e redução de movimento foram apresentadas, podendo ser utilizadas para melhorar a resolução de um parafuso micrométrico/diferencial ou aumentar a faixa de operação de um atuador piezelétrico.

Um dos principais problemas detectados nos sistemas de ampliação de movimento é o da perda de eficiência do mecanismo devido às forças de tração que os pivôs sofrem e as flexões das barras que os unem – principalmente aquela conectada ao atuador. Como a maioria dos mecanismos de ampliação apresentados são reversíveis, ou seja, podem ser transformados em um sistema de redução de movimento, a queda de ampliação transforma-se agora em um incremento da redução. Com isso, mecanismos de redução, que operam com os princípios de operação apresentados, possuem uma fator de redução maior do que o originalmente planejado.

Algumas combinações de atuadores com sistema de redução ou ampliação de movimento comerciais foram apresentadas no decorrer do capítulo, sendo sua principal utilização como micro/nanoposicionadores para uso em laboratórios, como o da figura abaixo, de configuração semelhante ao encontrado na Figura 4.21.



Figura 4.25 – Microposicionador de curso longo (1500 μ m) (Piezojena, 2000)

Aplicações em porta-ferramentas

Apesar do que foi apresentado ter sido derivado de projetos de microatuadores, muitos desses princípios de solução são também utilizados em porta-ferramentas de uso comercial ou porta-ferramentas que operam em tornos protótipos (exemplo, Okazaki, 1990). Ilustrando, os porta-ferramenta da Figura 4.26 apresentam algumas dessas aplicações, principalmente com redução de movimento.

Esses modelos foram escolhidos por permitirem uma boa visualização do princípio de solução empregado.

O modelo da Figura 4.26A, construído pela *Precitech Precision* (1998), utiliza um fuso como atuador. Note dois elementos de redução nesse modelo - O primeiro associado ao próprio atuador (um disco para melhorar o controle do operador sobre o atuador) e o segundo, uma viga dupla, com $n < 1$. Adicionalmente²⁴, na peça frontal (fixação da ferramenta) existe um sistema de macroposicionamento para compensar diferentes tamanhos de ferramentas. Essa peça também pode ser trocada para comportar outros tipos de ferramenta ou dar-lhe mais graus de liberdade. No caso, esse porta-ferramenta está instalado em um torno de configuração T, sobre uma base de ranhuras T, podendo eventualmente ser colocado sobre uma base R- θ (*B-axis*).

Características de posicionamento: Curso do posicionamento fino - $\approx 0,2$ mm

De concepção semelhante, o porta-ferramenta da Figura 4.26C, construído pela *Moore Special Tool* (1985), também usa elementos de flexão na sua construção. No entanto, a

²⁴ Alguns elementos do desenho CAD original foram eliminados para facilitar a visualização do porta-ferramenta.

configuração da alavanca e a posição do atuador levam a crer que a configuração implementada quase não tem função de redução.

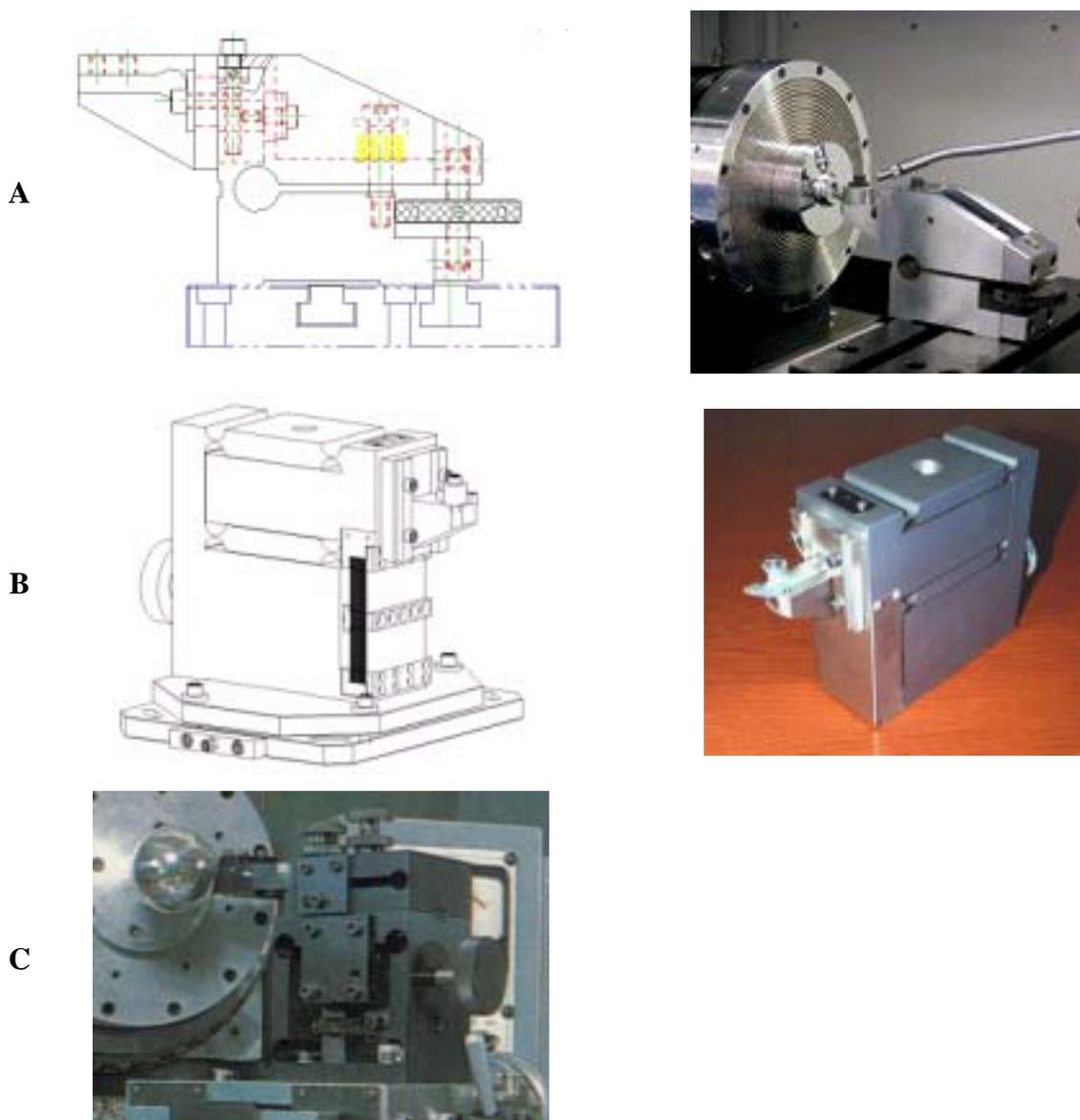


Figura 4.26 – Exemplo de porta-ferramentas comerciais

Aparentemente, o único sistema de redução de movimento é o próprio atuador, que parece ser composto por um parafuso diferencial. Como o porta ferramenta está instalado sobre uma base $R-\theta$, não se pode precisar se a escolha da configuração da alavanca tinha o propósito de reduzir o movimento, ou tinha somente o objetivo de ganhar espaço para gerar peças convexas (conforme Figura 3.9). Note o sistema de ajuste fino do raio, composto de um fuso e mancal de mola.

Enquanto os dois modelos anteriores posicionavam a ferramenta angularmente, o porta-ferramenta da Figura 4.26B, da *Moore Tool*, (1999?), utiliza um mancal de mola que possibilita o deslocamento linear vertical da ferramenta. Como atuador, também é usado um fuso acoplado a um grande disco, para garantir precisão de posicionamento e torque contra o sistema de redução de movimento. Infelizmente, não se sabem ao certo as características de funcionamento do sistema de redução de movimento, no entanto, o desenho leva a crer que é um feixe de molas deformado elasticamente pela ação do parafuso. Nesse caso, o princípio é igual ao apresentado na Figura 4.19a, mas estando a barra com uma de suas extremidades fixa no mancal de mola. Assim, o atuador age em x_3 , provocando o deslocamento de x_1 .

Observe que o sistema de fixação da ferramenta é móvel, com capacidade de ajuste macrométrico da altura da ferramenta. Como acessório, esse modelo possui uma base X-Y, que permite um correto *set-up* da ferramenta quando instalado sobre uma base R- θ .

Características de posicionamento: Curso do posicionamento grosseiro – 10mm, do posicionamento fino 0,25mm.

Para o caso das concepções apresentadas no Capítulo 2, um exemplo detalhado de aplicação de um atuador com ampliação de movimento em um mecanismo para o microposicionamento da ferramenta é apresentado no Capítulo 5.

Capítulo 5

Desenvolvimento de um sistema de microposicionamento da ferramenta

O objetivo deste capítulo é apresentar um caso prático de projeto de um microposicionador, utilizando equações, atuadores e amplificadores/redutores de movimento apresentados nos capítulos anteriores.

O sistema de microposicionamento da ferramenta desenvolvido aqui é o responsável pelo ajuste micrométrico da altura da ferramenta e tem como base as concepções apresentadas no item 2.2.3. As características iniciais que o microposicionador deve possuir teve como base algumas das especificações de projeto apresentadas na Tabela 2.3. Características ou informações adicionais serão apresentadas no decorrer do texto.

Inicialmente, o desenvolvimento analítico é apresentado e utilizado para o pré-dimensionamento do sistema de microdeslocamento e seleção do atuador. Por fim, uma análise através de EF (elementos finitos) é utilizada para uma melhor visualização e para confrontar os resultados obtidos analiticamente.

5.1 *Desenvolvimento*

Dentre os princípios de solução para o microposicionamento da altura da ferramenta, procurou-se escolher o mais representativo entre as cinco concepções. Assim, o microposicionador escolhido foi o da concepção 3. Essa concepção foi escolhida por apresentar muito das idéias encontradas nas outras concepções, como será analisado no final desse capítulo.

Observando a concepção original (Figura 5.1a), o sistema de posicionamento é baseado no uso de um duplo mancal de mola linear e acionado diretamente por um atuador piezelétrico sem nenhum sistema de ampliação. Dessa forma, a faixa de operação do microposicionador da altura da ferramenta é menor que o deslocamento nominal do atuador piezelétrico (ΔL_0), uma vez que o atuador está agindo em série com o conjunto que possui uma determinada rigidez mecânica. Assim, uma opção para aumentar a faixa de operação do microposicionador é utilizar um sistema de ampliação de movimento. Para isso, a concepção 3 foi modificada (Figura 5.1b) para incluir alavancas, com o objetivo de aumentar o deslocamento nominal do atuador e, conseqüentemente, aumentar a faixa de operação do microposicionador.

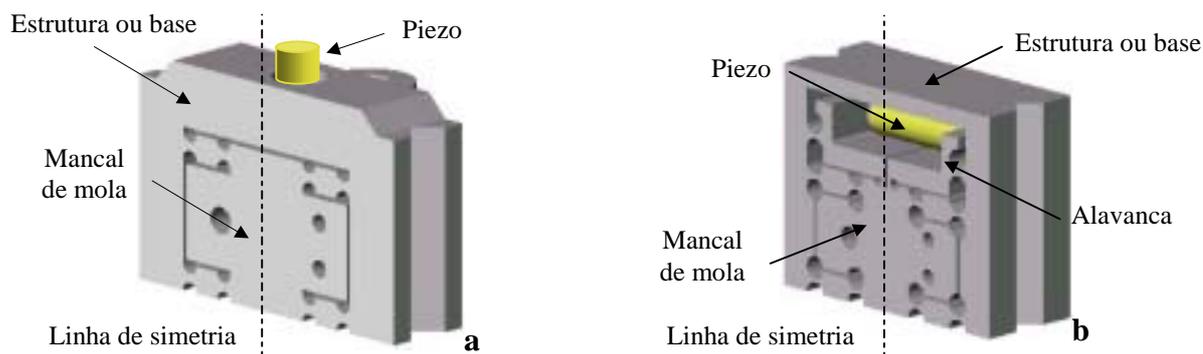


Figura 5.1 – a) Concepção original, b) Concepção com alavancas

5.1.1 Diagrama de corpo livre da concepção com alavancas

A Figura 5.2 apresenta o sistema de microposicionamento com ampliação de movimento juntamente com o diagrama de corpo livre em função de uma força F_y aplicada no duplo mancal de mola linear (mesa).

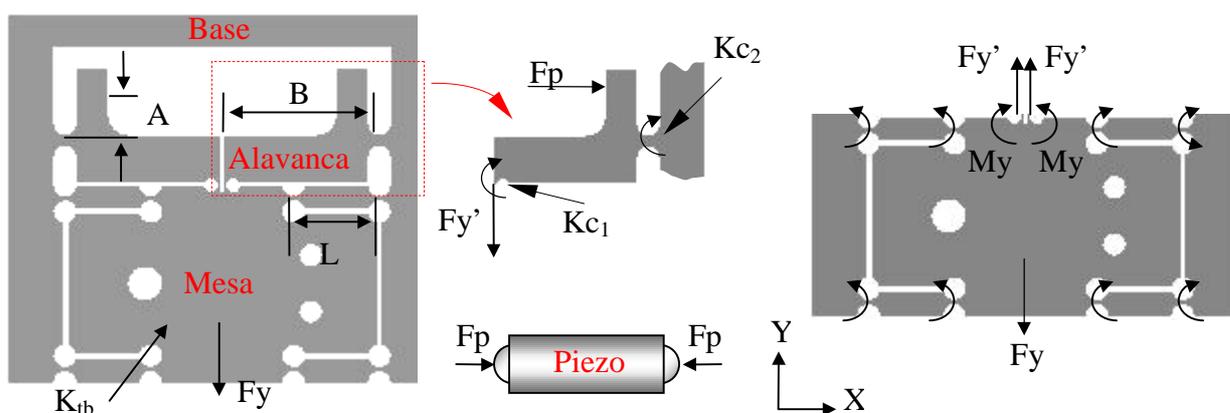


Figura 5.2 – Diagrama de corpo livre do microatuador

Onde:

A e B – Comprimentos do braço da alavanca

L – Distância entre os pivôs do mancal de mola

K_{tb} – Rigidez total da mesa (função dos 8 pivôs)

F_p – Força de reação sobre o atuador piezoeletrico

F_y – Força atuando sobre a mesa na direção Y

K_{c1} – Rigidez angular do pivô 1 da alavanca

K_{c2} – Rigidez angular do pivô 2 da alavanca

M_y – Momentos em cada pivô

F_y' – Força de reação da mesa

Como se pode notar, o atuador piezoeletrico está localizado entre as duas alavancas (Figura 5.1b). Essa configuração, baseada no trabalho de Yang, Jouaneh e Schweizer (1996), foi

originalmente proposta para economizar espaço e por utilizar somente um atuador. Se por sua vez, as forças de deslocamento são melhores distribuídas, somente metade do deslocamento original do atuador piezelétrico pode ser aproveitado, o que demanda um sistema de alavanca com maior capacidade de ampliação.

Balanço das forças e momentos em Y

Baseado na Figura 5.2 e assumindo que uma força F_y é aplicada na mesa, a equação do equilíbrio na direção Y é obtida através do somatório das forças e dos momentos.

$$F_y = 2 \cdot F_y' + K_{tb} \cdot Y \quad \text{Equação 5.1}$$

onde F_y' é a força de reação das alavancas, K_{tb} é a rigidez linear da mesa (duplo mancal de mola linear) e Y é o deslocamento vertical da mesa em função da força F_y .

As reações na alavanca (mostrada somente em uma delas, já que são simétricas) são:

$$F_y' \cdot B = F_p \cdot A + K_{c_1} \cdot \alpha_{z_1} + K_{c_2} \cdot \alpha_{z_2} \quad \text{Equação 5.2}$$

Onde A e B são as dimensões da alavanca que determinam o valor da ampliação n , α_z é o deslocamento angular do pivô e finalmente K_{c_1} e K_{c_2} são respectivamente as rigidez angulares do pivô que conecta a alavanca à mesa e a alavanca à base.

As reações sobre o atuador piezelétrico são:

$$F_p = K_p \cdot (X_1 + X_2) \quad \text{Equação 5.3}$$

onde K_p é a rigidez nominal do atuador piezelétrico, X_1 , X_2 são os deslocamentos da alavanca na direção X (em função do deslocamento da mesa) e F_p é a força entre o atuador e a alavanca.

Adicionalmente, a conversão de uma rigidez angular (K_c) para linear (K_e) é:

$$\left(\frac{K_{c_1}}{B^2} + \frac{K_{c_2}}{B^2} \right) = K_{e_1} + K_{e_2} \quad \text{Equação 5.4}$$

$$(K_{c_1} + K_{c_2}) = B^2 \cdot (K_{e_1} + K_{e_2})$$

Como os ângulos de deslocamentos são muito pequenos, podem-se usar diretamente as relações de triângulos para descrever o movimento da alavanca (Figura 5.3).

$$\alpha_1 = \alpha_2, \quad Y = B \cdot \alpha_2, \quad \alpha_1 = \frac{x}{A},$$

$$\frac{Y}{B} = \frac{X}{A} \quad \therefore \quad Y = \frac{B}{A} \cdot X = n \cdot X$$

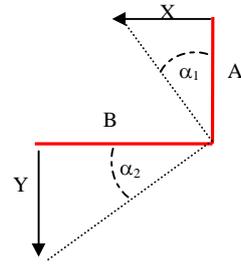


Figura 5.3 – Relações trigonométricas para ângulos muito pequenos

Sendo n o fator de ampliação, X o mesmo que o deslocamento do atuador e Y o mesmo que o deslocamento da mesa.

Trabalhando com a Equação 5.2 e as relações da Figura 5.3

$$Fy' = Fp \cdot \frac{A}{B} + \frac{\alpha}{B} \cdot (Kc_1 + Kc_2) \quad \text{Equação 5.5}$$

$$Fy' = Kp \cdot 2 \cdot X \cdot \frac{1}{n} + \frac{\alpha \cdot B^2}{B} (Ke_1 + Ke_2) \quad \text{Equação 5.6}$$

$$Fy' = Kp \cdot 2 \cdot \frac{A}{B} \cdot Y \cdot \frac{1}{n} + Y \cdot (Ke_1 + Ke_2)$$

$$\therefore Fy' = Y \cdot \left[2 \cdot \frac{Kp}{n^2} + (Ke_1 + Ke_2) \right] \quad \text{Equação 5.7}$$

Substituindo a Equação 5.5 na Equação 5.1, há:

$$\frac{Fy}{Y} = 4 \cdot \frac{Kp}{n^2} + 2(Ke_1 + Ke_2) + K_{tb}, \text{ ou} \quad \text{Equação 5.8}$$

$$Ky = \frac{4 \cdot Kp}{n^2} + Km, \text{ onde} \quad \text{Equação 5.9}$$

$$Km = 2(Ke_1 + Ke_2) + K_{tb} \quad \text{Equação 5.10}$$

Km é a rigidez mecânica do conjunto (pivôs elásticos, alavancas, acoplamentos, etc.) e, juntamente com o atuador piezelétrico, é a responsável pela rigidez nominal do microposicionador.

Balanço das forças e momentos em X

Aplicando uma força F_x (equivalente à expansão do atuador piezelétrico), há as seguintes relações com base no somatório das forças e dos momentos na direção X :

$$Fn = Fx - 2Fp \quad \text{Equação 5.11}$$

$$Fn \cdot A = Fy' \cdot B + (Kc_1 + Kc_2) \cdot \alpha \quad \text{Equação 5.12}$$

$$Fy' = K_{tb} \cdot Y \quad \text{Equação 5.13}$$

$$Fp = Kp \cdot (X_1 + X_2) \quad \text{Equação 5.14}$$

Desse modo, seguindo o mesmo procedimento adotado para chegar à Equação 5.8, obtém-se:

$$\frac{Fx}{X} = 4 \cdot Kp + n^2 \cdot [K_{te} + (Ke_1 + Ke_2)] \quad \text{Equação 5.15}$$

$$\text{ou } Kx = 4 \cdot Kp + n^2 \cdot Km \quad \text{Equação 5.16}$$

$$\text{onde } Km = K_{tb} + (Ke_1 + Ke_2) \quad \text{Equação 5.17}$$

A importância da Equação 5.15 está na determinação da expansão efetiva do atuador piezelétrico, uma vez que ele está atuando em série com Km (rigidez mecânica.). Com base na Equação 4.4, a expansão efetiva do atuador piezelétrico será de:

$$\Delta L_{efetivo} = \Delta L_0 \cdot \left(\frac{4 \cdot Kp}{4 \cdot Kp + n^2 \cdot Km} \right) \quad \text{Equação 5.18}$$

e o deslocamento da mesa na direção Y é função do deslocamento do atuador piezelétrico mais o sistema de alavancas.

$$\Delta Y = n \cdot \frac{\Delta L_{efetivo}}{2} = \Delta L_0 \cdot \left(\frac{2 \cdot n \cdot Kp}{4 \cdot Kp + n^2 \cdot Km} \right) \quad \text{Equação 5.19}$$

Substituindo a Equação 5.8 na Equação 5.19, obtém-se a equação:

$$\Delta Y = \Delta L_0 \cdot \left(\frac{2 \cdot Kp}{n \cdot Ky} \right) \quad \text{Equação 5.20}$$

Essa equação, **específica para a concepção da** Figura 5.1b, permite dimensionar o sistema de microposicionamento para atender a rigidez admissível de projeto (Ky) e uma determinada faixa de operação (ΔY). Uma vez escolhido o atuador piezelétrico, o valor de n pode ser determinado e assim, com a ajuda da Equação 5.8 ou Equação 5.19, o valor de Km é obtido. Tendo-se o valor de Km e as equações apresentadas no Capítulo 3, faz-se o dimensionamento dos mancais flexíveis e dos pivôs elásticos que compõem a Figura 5.2.

A escolha do atuador piezelétrico é um dos primeiros passos para o projeto do sistema de microposicionamento do porta-ferramenta. O dimensionamento completo será apresentado breve, logo após a apresentação do próximo item.

5.1.2 Determinação do n ótimo e escolha do atuador piezolétrico

Como observado na Equação 5.19, para um dado atuador piezolétrico e rigidez do sistema de posicionamento, o deslocamento total da mesa é dependente do fator de ampliação n . Diferenciando ΔY em relação à n e igualando-o a 0, o n ótimo para o conjunto é:

$$n_{\text{ótimo}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{Kp}{Km}} \quad \text{Equação 5.21}$$

Substituindo $n_{\text{ótimo}}$ na Equação 5.19, determina-se então o máximo deslocamento vertical da mesa (otimizada).

$$\Delta Y_{\text{ótimo}} = \frac{\Delta L_0}{2} \cdot \sqrt{\frac{Kp}{Km}} \quad \text{Equação 5.22}$$

Por fim, substituindo $n_{\text{ótimo}}$ na Equação 5.8, obtém-se a rigidez vertical do sistema de microposicionamento

$$Ky_{\text{ótimo}} = 2 \cdot Km \quad \text{Equação 5.23}$$

Essas equações serão usadas agora para selecionar o atuador piezolétrico mais indicado, uma vez que, como descrito no Capítulo 5, podem ser encontrados em diferentes tamanhos, rigidez e deslocamentos nominais. Substituindo a Equação 5.23 na Equação 5.22 e fazendo uma pequena operação algébrica, há:

$$\Delta Y_{\text{ótimo}} \cdot \sqrt{Ky_{\text{ótimo}}} = \Delta L_0 \cdot \sqrt{\frac{Kp}{2}} \quad \text{Equação 5.24}$$

A parte direita da equação é função somente de características atribuídas ao atuador piezolétrico e são informações integrantes dos catálogos e será denominada aqui de **Cp** (constante do piezo).

Se for encontrado um atuador piezolétrico com exatamente o mesmo Cp de projeto e instalado no sistema de microposicionamento, **o mesmo estará operando na condição de trabalho máximo**, conforme mostrado na Figura 4.5. Isso significa que o atuador piezolétrico estará agindo contra uma rigidez externa de valor igual a sua rigidez nominal Kp. Assim, o deslocamento $\Delta L_{\text{efetivo}}$ do atuador piezolétrico será a metade do deslocamento nominal (Equação 5.18) e a força gerada será também metade na Fp_{max} nominal ($Fp_{\text{max}} = Kp \cdot \Delta L_{\text{efetivo}}$).

A Equação 5.24 permite o dimensionamento de um sistema de microposicionamento com base em um determinado atuador piezolétrico ou a seleção do melhor atuador em função das

características que o sistema de microposicionamento deve apresentar (rigidez, faixa de operação, etc.). O procedimento pode ser melhor visualizado no exemplo a seguir.

5.2 Dimensionamento

Baseando-se principalmente nas especificações de projeto apresentadas na Tabela 2.3, deseja-se que o microposicionador da Figura 5.2 tenha as seguintes características:

- Rigidez admissível de 20N/μm na direção vertical ($K_y = 20\text{N}/\mu\text{m}$).
- Deslocamento total de 50μm ($\Delta Y = 50\mu\text{m}$).
- Deve estar contido dentro de um volume máximo de 70x80x30mm.

Como características complementares, o acoplamento do atuador piezelétrico com as alavancas será considerado ideal, sem qualquer espécie de perda²⁵.

O primeiro passo é a seleção do atuador piezelétrico através da Equação 5.24, com base nas características de projeto (K_y e ΔY). Assim, o atuador piezelétrico selecionado deve possuir um C_p igual ou maior que $224\sqrt{N \cdot \mu\text{m}}$, ou seja, $224\sqrt{N \cdot \mu\text{m}} = \Delta L_0 \cdot \sqrt{\frac{K_p}{2}}$. Esses parâmetros são utilizados para selecionar o atuador piezelétrico mais indicado ou, em uma solução mais ideal, mandar fabricar um modelo com dimensões, expansão e rigidez bem específicas. Com base no catálogo da *Piezomechanik* (2000), os seguintes modelos foram selecionados como possíveis alternativas de solução (Tabela 5.1):

Tabela 5.1 – Atuadores piezelétricos pré-selecionados

Pst 150/10x10/20	Pst 500/10/40	Pst 1000/16/40
Dimensões: 10x10x18 mm	Dimensões: Ø10x36 mm	Dimensões: Ø16x36 mm
$K_p = 250 \text{ N}/\mu\text{m}$	$K_p = 70 \text{ N}/\mu\text{m}$	$K_p = 160 \text{ N}/\mu\text{m}$
$\Delta L_0 = 20 \mu\text{m}$	$\Delta L_0 = 35 \mu\text{m}$	$\Delta L_0 = 40 \mu\text{m}$
$C_p = 224\sqrt{N \cdot \mu\text{m}}$	$C_p = 207\sqrt{N \cdot \mu\text{m}}$	$C_p = 357\sqrt{N \cdot \mu\text{m}}$
Operação: 0 – 150V	Operação: 0 – 500V	Operação: 0 – 1000V

Analisando somente os C_p das opções anteriores, há aqui três situações distintas. O primeiro atuador piezelétrico se encaixa perfeitamente com os requisitos, o segundo não atende

²⁵ Apenas para facilitar os cálculos, uma vez que, conforme apresentado, seu correto dimensionamento é importante para se evitar perda de ampliação e por demais fatores que serão apresentados no Capítulo 6.

completamente e o terceiro está muito acima. A Tabela 5.2 apresenta a influência da escolha do atuador piezelétrico sobre o sistema de microposicionamento otimizado para os três casos, lembrando que $Ky_{\text{ótimo}} = 2 \cdot Km$. Logo $Km = 10 \text{ N}/\mu\text{m}$

Tabela 5.2 – Características do sistema de microposicionamento com base nos atuadores piezelétricos

Modelo	Sistema de microposicionamento (c/ piezo)			Comportamento do piezo	
	$n_{\text{ótimo}}$	$\Delta Y_{\text{ótimo}} (\mu\text{m})$	$Ky (\text{N})$	$\Delta L_{\text{efetivo}} (\mu\text{m})$	$F_{p\text{max}} (\text{N})$
Pst 150/10x10/20	10	50	20	10	2500
Pst 500/10/40	5,29	46,3	20	17,5	1225
Pst 1000/16/40	8	80	20	20	3200

A seleção inicial do atuador se deu, considerando somente a rigidez que o microposicionador deveria ter e o curso total. No entanto, algumas considerações de projeto devem ser analisadas agora:

- **Influência do valor de n :** Conforme apresentado no item 4.3 – Sistemas de Ampliação de Movimento, existe sempre uma perda de ampliação, e a mesma aumenta ao quadrado do valor de n . Assim, o sistema com o menor n teria menos perdas. Fora esse detalhe, deve-se lembrar que n é função dos valores de **A** e **B** na alavanca e que o sistema possui limitação de largura (80mm). Atribuindo, por exemplo, um valor de $B = 25\text{mm}$ para a alavanca, o valor de A seria $25/n$ o que faz com que o atuador piezelétrico deva ser instalado muito próximo ao pivô, sem comprometer a alavanca. Se, por um lado a solução, de instalação existe, também existem os efeitos colaterais, como difícil fabricação ou desempenho diferente do esperado.
- **Dimensões do atuador piezelétrico:** Somente pelo valor do C_p não é possível saber se o atuador poderá ser integrado ao microposicionador. Suas dimensões ou forma podem ser uma barreira para sua integração, apresentando os mesmos problemas descritos na consideração anterior.
- **Correta instalação:** Além do fato do atuador piezelétrico ser um material cerâmico frágil, e por isso dever ser isolado de forças que causem principalmente cisalhamento, a correta instalação dele em relação à alavanca é muito importante para se evitar um aumento na perda de ampliação. Conseqüentemente, conciliar suas dimensões com a instalação correta é um problema, uma vez que seu corpo pode ocupar a região dos furos que formam o pivô.

- Fatores diversos: Tensão elétrica (V) de operação, tempo de resposta, frequência de ressonância, estabilidade térmica, ambiente de operação, pré-carga, custo, etc. são fatores que podem ser usados para definir o modelo de atuador piezelétrico mais indicado.

Baseando-se principalmente nas duas primeiras considerações, optou-se por utilizar o modelo Pst 500/10/40. Assim, sabe-se de antemão que as considerações originais de projeto não serão atendidas, e que será necessário optar por uma rigidez do conjunto menor que 20 N/μm ou um deslocamento menor que 50 μm. Optou-se então por manter o deslocamento em detrimento da rigidez do microposicionador.

Utilizando novamente a Equação 5.24, obtém-se que o novo valor de $K_{y\text{ótimo}}$ é 17,15 N/μm, que é a nova rigidez do sistema de microposicionamento. Com a Equação 5.23, obtém-se então o valor de K_m , que é 8,58 N/μm. É com o valor de K_m que se dá o ponto de partida para o dimensionamento dos pivôs. Adicionalmente:

- $n_{\text{ótimo}} = 5,71$ $\Delta L_{\text{efetivo}} = 17,5 \text{ mm}$ $F_{p_{\text{max}}} = 1225 \text{ N}$.
- Material usado: Aço com $E = 200 \text{ GPa}$, $\sigma_y = 690 \text{ MPa}$, $\gamma = 0,3$ (coef. Poisson).
- Bloco: $b = 30 \text{ mm}$. Comprimento B da alavanca 25mm (arbitrado). Comprimento $L = 15 \text{ mm}$ (arbitrado).

Cálculo dos pivôs.

Como $K_m = 2(K_{e_1} + K_{e_2}) + K_{tb}$, a rigidez de 8,58 N/μm deve ser distribuída entre a mesa, o acoplamento entre a mesa e a alavanca e o acoplamento entre a alavanca e a base. Se a distribuição da rigidez fosse feita com o critério de minimizar as perdas de ampliação (Equação 4.8), o ideal seria que a rigidez K_{tb} fosse muito baixa. Mas é justamente na mesa que o sistema de fixação da ferramenta é colocado e é a mesa o primeiro ponto a receber as perturbações do ambiente durante a usinagem. Assim, é melhor que a ferramenta esteja colocada já de início em uma base rígida e não que essa rigidez seja função dos outros pivôs. Por isso que foi, para uma primeira avaliação, atribuído um valor de $K_{tb} = 7 \text{ N}/\mu\text{m}$.

Como a mesa é composta de dois mancais de mola operando em paralelo, logo, com base na Equação 3.18 tem-se:

$$2 \cdot K_{\text{mancal}} = K_{tb}$$

$$\therefore \frac{8 \cdot E \cdot b \cdot t^{5/2}}{9 \cdot \pi \cdot L^2 \cdot a_x^{1/2}} = 3500 \text{ N/mm} \quad \text{Equação 5.25}$$

Apesar da equação original ser baseada no pivô tipo circular, nada impede que outras geometrias de pivô sejam usadas. Fazendo um esboço do mecanismo, verificou-se que furos de $a_x = 3\text{mm}$ e $L = 15\text{mm}$ não teriam problemas de fabricação nem causariam problemas para o resto da estrutura. Desse modo, fica faltando apenas o valor de t . Substituindo os valores na equação acima, ($E = 200 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$, $b = 30\text{mm}$, $L=15\text{mm}$, $a_x=3\text{mm}$), tem-se que $t = \mathbf{0,9162 \text{ mm}}$, que para facilitar posterior fabricação, será arredondado para $t = 0,92\text{mm}$. Com o valor de a_x e t , pode-se calcular o valor de β .

$$\beta = t/2 \cdot a_x = 0,153 \quad \text{Equação 5.26}$$

Com esses valores, estima-se agora se os pivôs da mesa irão suportar o deslocamento. Para isso, utilizou-se a Equação 3.20 e, com base na tensão de escoamento do material ($\sigma_y = \sigma_{\max}$), determinou-se qual seria o deslocamento máximo possível da mesa sem que a tensão nos pivôs atinjam a tensão de escoamento do material. Como $\beta = 0,153$, obtém-se com a Equação 3.5 que $F_\beta = 174,79$ e $K_t = (1 + \beta)^{9/20} = 1,066$. Logo:

$$q_{\max} = \frac{\beta^2 \cdot F_\beta \cdot \sigma_{\max} \cdot L}{E \cdot K_t} = 198 \mu\text{m} \quad \text{Equação 5.27}$$

Como o projeto do microposicionador pede um deslocamento de $50\mu\text{m}$, as tensões nos pivôs da mesa devido ao deslocamento não serão uma problema. Caso contrário, os parâmetros *material*, t , a_x , L , devem ser modificados ou outra geometria de pivô escolhida. Outra solução seria trabalhar na estrutura do material, através de um tratamento térmico, como por exemplo, temperar e posteriormente revenir, com o objetivo de incrementar a tensão de escoamento do material.

Para os pivôs conectados à alavanca, $1,58\text{N} / \mu\text{m} = 2(Ke_1 + Ke_2)$. Assim, arbitrou-se um valor de $Ke_1 = 0,29 \text{ N}/\mu\text{m}$ e $Ke_2 = 0,5 \text{ N}/\mu\text{m}$.

Quanto ao pivô 2, a forma escolhida foi o pivô tipo circular e para o pivô 1, o meio pivô circular. Para acomodar o atuador piezelétrico de dimensões $\varnothing 10\text{mm} \times 36 \text{ mm}$ e mais a calota esférica²⁶, a concepção inicial é apresentada na Figura 5.4, pois o atuador deve atuar no ponto **A** = **4,37mm** e optou-se por uma viga robusta para evitar flexão da mesma e, conseqüentemente, perda de ampliação.

²⁶ Outros tipos de acoplamentos são apresentados no Capítulo 6.

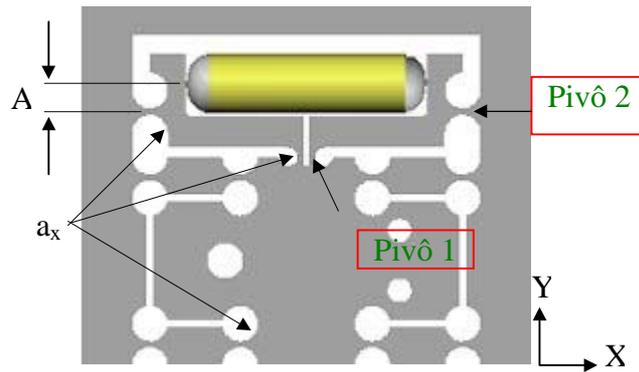


Figura 5.4 – Concepção escolhida para acomodar atuador e sistema de ampliação

Para o pivô 2, foi inicialmente arbitrado um $a_x = 3\text{mm}$ e para o pivô 1 um $a_x = 1,5\text{mm}$. Desse modo, fica faltando apenas determinar o valor de t para os pivôs, utilizando para isso a Equação. D1 e a Equação. D14, encontradas no ANEXO D – Cálculo da rigidez dos pivôs.

Mas $K_{\alpha_z M_z}$ é uma rigidez angular. Assim, é necessário transformar K_{e_1} e K_{e_2} novamente em K_{c_1} e K_{c_2} , que é obtido quando se multiplica K_e por B^2 . Logo:

$$K_{c_2} = \frac{2 \cdot E \cdot b \cdot t^{\frac{5}{2}}}{9 \cdot \pi \cdot a_x^{\frac{1}{2}}} = 312500 N \cdot mm / rad \quad \text{e} \quad K_{c_1} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{2 \cdot E \cdot b \cdot t^{\frac{5}{2}}}{9 \cdot \pi \cdot a_x^{\frac{1}{2}}} = 181250 N \cdot mm / rad$$

$$\therefore t = 1,102\text{mm} \quad \therefore t = 0,886\text{mm}$$

arredondados para $t_2 = 1,1\text{mm}$ e $t_1 = 0,89\text{mm}$. Assim, o pivô 2 possui um $\beta = 0,18$ e o pivô 1 um $\beta = 0,3$.

Com esses dados e usando a Equação 3.10, pode-se estimar o máximo ângulo α_z que o pivô 2 pode Ter, sem atingir a tensão de escoamento do material. Usando $F_\beta = 115,59$, $K_t = 1,077$ e $\sigma = \sigma_y$, o ângulo calculado é de $\alpha_{z\text{max}} = 1,19 \times 10^{-2}$ rad. No caso do projeto, como a viga possui um comprimento B de 25mm a partir do pivô e o deslocamento requerido na ponta (que é o mesmo que será passado para a mesa) é de $50\mu\text{m}$, o α_z de projeto é de 0,002 rad, o que significa um ângulo requerido praticamente seis vezes menor que o máximo ângulo permitido pelo pivô. Com α_{max} e o valor atual de B, a ponta da alavanca poderia ser deslocada $297\mu\text{m}$ até as tensões no pivô 2 atingirem a tensão de escoamento do material (σ_y).

Durante o trabalho de pesquisa, foram encontrados somente estudos sobre o valor de K_t somente para vigas do tipo circular efetiva. Assim, há necessidade de estudos para determinar K_t para os demais tipos de pivô e assim poder proceder uma comparação entre os valores calculados analiticamente e os obtidos via EF.

5.3 Comparação dos resultados

Na seqüência, o sistema de microposicionamento foi desenhado utilizando um programa CAD e convertido para um formato de arquivo compatível com um programa de análise por elementos finitos. O desenho original foi gerado no software *SolidWorks*[®] e exportado em arquivo padrão *IGES* para o software de elementos finitos *ANSYS*[®].

Apesar do arquivo ter sido exportado em 3D, somente a face frontal do sistema de microposicionamento foi selecionada para executar a verificação. No software *ANSYS*[®] um *2-D plain strain analysis* (elemento tipo PLANE82) foi utilizado, e uma malha formada por elementos quadriláteros foi gerada automaticamente pelo programa, através do comando *free mesh*. Posteriormente, foi feito um refino dos elementos na parte central de cada um dos 12 pivôs.

Três análises foram feitas, uma envolvendo somente a mesa, uma envolvendo somente a alavanca e, finalmente, a do conjunto (sem o atuador piezelétrico instalado). As duas primeiras análises tinham como objetivo comparar a rigidez da mesa e do pivô 2 com as rigidez calculadas e também verificar as tensões²⁷ quando o deslocamento q_{\max} e $\alpha_{z\max}$ são utilizados. A diferença entre o valor esperado (analítico) e o obtido através de EF é também mostrada na forma de porcentagem.

Os resultados estão apresentados na Tabela 5.3 e Figura 5.5.

Tabela 5.3 – Comparação dos resultados

	K_{esperado} (N/ μm)	K_{EF} (N/ μm)	%	σ_{esperado} (MPa)	σ_{EF} (MPa)	%
Mesa	7	6,36	-9,1	690	619	-10,3
Alavanca	0,5	0,45	-9,1	690	583	-15,5
Conjunto	8,58	28,6	+333,3	--	--	--

Conforme o gráfico comparativo apresentado na Figura 3.27, tanto a mesa quanto o pivô 2 apresentaram uma rigidez pouco menor que a originalmente indicada pelo desenvolvimento analítico, o que era uma situação esperada.

²⁷ O critério utilizado no ANSYS para determinar as tensões nos pivôs foi o critério de Von Misses. O maior valor apresentado pelo programa foi o utilizado para comparar com a tensão de escoamento.

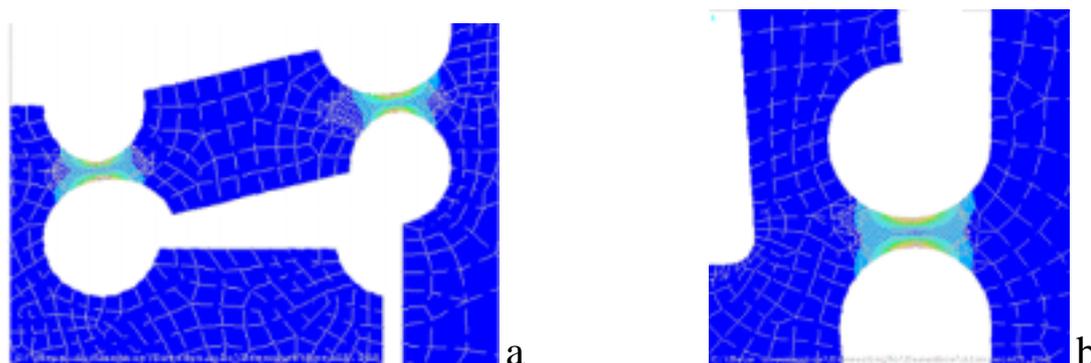


Figura 5.5 – Tensões no pivô da mesa (a) e no pivô 2 da alavanca (b)

Quanto às tensões, estudos anteriores²⁸ haviam mostrado boas correlações entre as tensões obtidas entre a Equação 3.10 e as tensões lidas através do uso de EF. (diferenças melhores que - 3%). No entanto, o mesmo não ocorreu no presente caso, o que abre caminho para alguns comentários.

1. No trabalho original, na validação da equação, foi utilizado o ângulo α_z realizado pelo pivô, que por sua vez foi obtido através do uso de EF ao se verificar o ângulo descrito por uma linha que passava pelo centro do pivô (metade da espessura t) até a extremidade livre da viga. Esse ângulo foi medido e utilizado na equação. Só depois o valor da tensão obtida via equação e via EF foram comparados. No caso deste capítulo, o ângulo utilizado foi teórico, o que é uma situação bem mais comum para se fazer uma pré - análise.
2. Também não há nenhum comentário sobre o critério utilizado na visualização das tensões. No caso da análise aqui apresentada, foi utilizado o critério de Von Misses, que é um critério menos conservativo, acusando níveis de tensões menores quando comparados com outros critérios.
3. Um baixo número de elementos (da malha) na região do pivô faz o programa acusar tensões mais baixas no local. Assim, existe uma diferença entre as tensões apresentadas pelo programa de EF quando se utiliza uma malha grosseira e uma malha mais refinada. No entanto, a malha utilizada aqui pareceu ser refinada o suficiente.

Apesar disso, as diferenças obtidas, separadamente, na análise da mesa e da alavanca, parecem desprezáveis se comparadas à diferença encontrada quando o conjunto foi simulado. A rigidez medida foi mais que três vezes superior à planejada. O suspeito original foi o pivô 1, que une a alavanca à mesa. No entanto, suas dimensões não eram tão diferentes dos outros para

²⁸ Smith et. al, 1997, Smith, 2000 - item 4.2.3 – *Accuracy of stiffness estimates for a notch type hinge.*

justificar tanta diferença de resultados. Uma visualização mais detalhada mostrou que o mesmo não estava se comportando como uma rótula, mas sim se deformando na forma de S, que pode ser melhor visualizado na Figura 5.6.

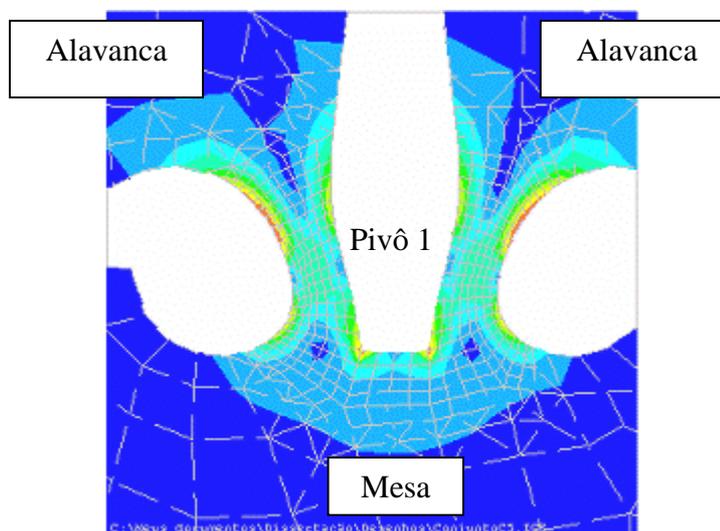


Figura 5.6 – Deformação do pivô 1

A causa foi a disposição adotada na configuração (Figura 5.4) para que o atuador piezolétrico pudesse ser inserido entre as alavancas sem comprometer qualquer outro componente. No entanto essa solução criou conexões com excesso de restrições. Para deslocamentos muito pequenos (característicos desses tipos de mecanismo) os pivôs elásticos permitem uma pequena acomodação, no entanto o deslocamento de um dos elementos da configuração foi muito acentuado. O pivô 1 está acoplado à mesa que se desloca somente na direção Y. Já a alavanca possui um movimento de rotação, que faz com que sua extremidade não somente se desloque na direção Y, mas também na direção X. Um ponto na extremidade livre da alavanca se desloca mais acentuadamente na direção X à medida que se afasta da linha que passa pelo centro do pivô. Isso se refletiu no aparecimento de uma força de cisalhamento no pivô 1.

Uma solução seria acrescentar mais um pivô entre a mesa e a alavanca. Isso criaria uma barra de conexão que eliminaria esse excesso de restrição do mecanismo. No entanto todo o diagrama de corpo livre teria que ser refeito e consequentemente todo o desenvolvimento analítico apresentado. Aparte do trabalho matemático envolvido, essa barra de conexão e seus respectivos pivôs receberiam toda a força necessária para mover a mesa. Sendo assim é de se esperar um estiramento da barra e dos pivôs e consequentemente uma perda de ampliação de movimento, conforme apresentado no item 4.3, respectivamente “perda de eficiência”.

Por isso, a solução adotada é a de fazer com que o pivô 1 e 2 fiquem praticamente horizontais.

O problema agora é que o pivô 1 invade o espaço destinado ao atuador piezelétrico. A solução encontrada foi criar uma fenda nas alavancas para acomodar o pivô 1 e o atuador piezelétrico. Assim, uma fenda com dimensões totais o suficiente para acomodar o atuador foi criada, e o acoplamento da mesa modificado, conforme pode ser observado na Figura 5.7

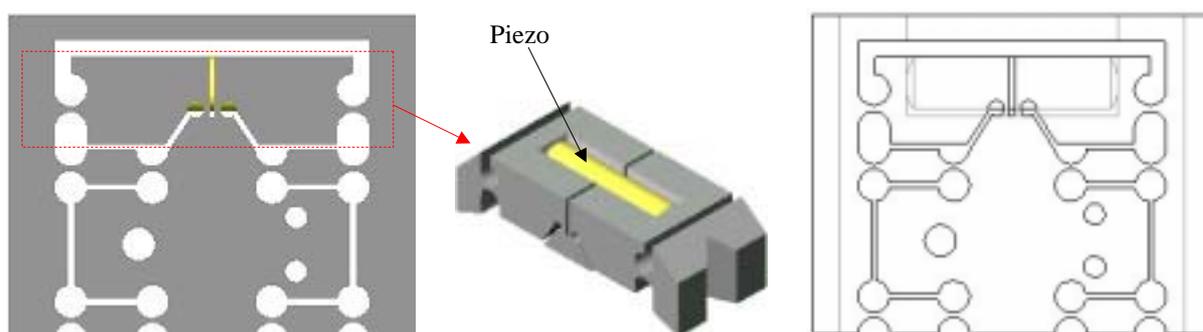


Figura 5.7 – Detalhe das modificações realizadas

Nessa configuração, os pivôs que conectam a alavanca e a mesa foram divididos ao meio e funcionam agora em paralelo, sendo que cada um possui uma profundidade $b = 9,9\text{mm}$, uma vez que a fenda possui uma espessura total de $10,2\text{mm}$. Por isso um novo valor de t para os pivôs teve que ser determinado para manter a rigidez determinada para o pivô1. As mesmas dimensões do pivô anterior, exceto o valor de b e a rigidez angular (deve ser utilizada metade do valor anterior) foram utilizadas para se obter o novo valor de t .

$$K_{C_1} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{2 \cdot E \cdot b \cdot t^{\frac{5}{2}}}{9 \cdot \pi \cdot a_x^{\frac{1}{2}}} = 90625 \text{ N} \cdot \text{mm} / \text{rad} \quad \text{Equação 5.28}$$

$$\therefore t = 1,05 \text{ mm}$$

Nova comparação dos resultados

Como as simulações vinham sendo realizadas em 2D, essa modificação deveriam de alguma maneira, ser reproduzida na simulação. O maior problema é que, para efeitos de simulação, o microposicionador deveria ter regiões de diferentes profundidades (valores de b). Assim, optou-se por tentar representar essa condição dividindo a área total em duas áreas

distintas: Uma área com valor de $b = 30\text{mm}$ e uma outra, correspondente a uma área descontada as dimensões da fenda, com um valor de $b = 19,8\text{mm}$.

Depois dessa operação, a malha foi gerada, conforme se pode observar na Figura 5.8a.

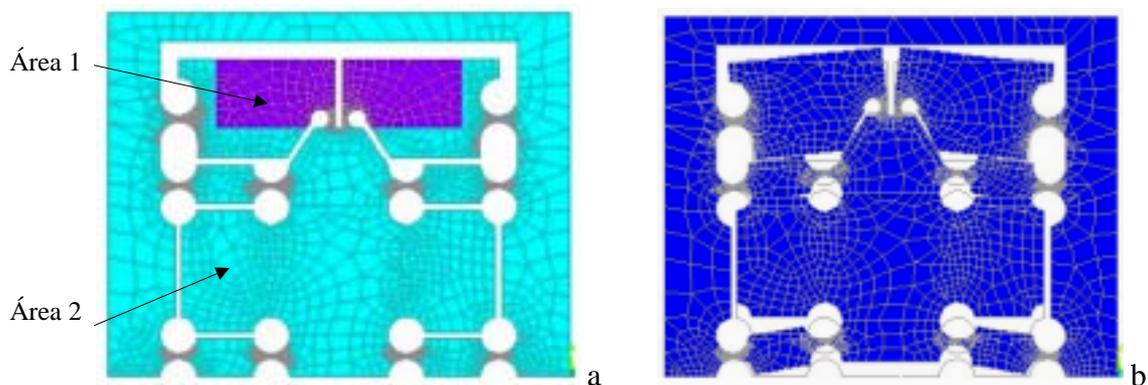


Figura 5.8 – Malha gerada sobre a nova configuração (a). Resultado após simulação da expansão do atuador piezolétrico (b)

O primeiro teste realizado foi o da rigidez do conjunto, aplicando uma força de $8,58\text{N}$ na mesa e lendo o deslocamento dos nós na direção Y. Em seguida, foi simulado o conjunto como contendo o atuador piezolétrico Pst 500/10/40. Para isso, foi criada uma barra 2D (tipo link1) com a mesma rigidez nominal do atuador piezolétrico ($70\text{N}/\mu\text{m}$). Essa barra foi modelada como estando no mesmo ponto onde o atuador contata as alavancas.

O resultado pode ser analisado na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Nova comparação dos resultados

	$K_{\text{esperado}} (\text{N}/\mu\text{m})$	$K_{\text{EF}} (\mu\text{m})$	%
Conjunto (Km)	8,75	7,8	-9,1
Com piezo	17,15	15,05	-12,23

O segundo teste realizado foi o da ampliação: um deslocamento $\Delta L_{\text{efetivo}} = 17,5\mu\text{m}$, correspondente ao deslocamento total do atuador piezolétrico quando uma tensão de 500V foi representada, conforme pode ser observado na Figura 5.8b. Assim, em cada alavanca, um deslocamento de $8,75\mu\text{m}$ foi aplicado no ponto vertical (*keypoint*) localizado à $4,37\text{mm}$ do pivô 2, valor correspondente à coordenada A (Figura 5.4). O deslocamento da mesa e a tensão máxima lida são apresentados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Resultado da expansão do atuador piezelétrico

	$\Delta Y_{\text{esperado}} (\mu\text{m})$	$\Delta Y_{\text{EF}} (\mu\text{m})$	%	$\sigma_{\text{EF}} (\text{MPa})$
Conjunto	50	43	-14	130

Observações em relação à nova configuração

Como observado, a rigidez do conjunto se manteve dentro da diferença esperada, bem diferente da primeira situação. O mesmo aconteceu quando o atuador piezelétrico foi modelado juntamente com o conjunto, estando o resultado geral coerente, uma vez que o atuador piezelétrico é responsável praticamente pela metade da rigidez do microposicionador.

Quanto à tensão, ao se aplicar o deslocamento máximo no atuador piezelétrico, verificou-se que a maior tensão, detectada através do critério de Von Misses, estava bem abaixo da tensão de escoamento do material (690MPa). Mesmo sendo um critério conservativo, a grande diferença entre a tensão detectada e a máxima permitida mostra que o conjunto pode se deformar elasticamente muito mais, o que cria uma proteção extra para o sistema de microposicionamento contra sobrecargas.

Ainda relacionada à tensão, é importante destacar que, devido às diferentes espessuras das áreas, o programa de EF camufla os valores dos nós localizados nas interfaces entre as áreas, pois o mesmo não detecta uma diferença de espessura (descontinuidade). Assim, um ponto nessa interface é calculado como sendo uma média dos pontos adjacentes localizados nas áreas 1 e 2. A melhor maneira, então, é analisar as áreas separadamente. A Figura 5.9 apresenta a distribuição das tensões encontradas no pivô 1 (área 1).

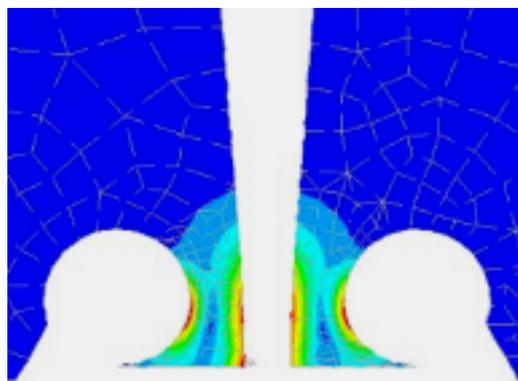


Figura 5.9 – Tensões de Von Misses no pivô 1

A maior tensão detectada nessa área foi de 97 MPa. A maior tensão encontrada no pivô 2 (área 2) foi de 120 MPa, enquanto que a maior tensão encontrada (130 MPa) estava localizada nos pivôs da mesa (também área 2).

Referente à ampliação do movimento, observa-se uma perda relativamente alta da mesma, sendo que não foi notada uma flexão da alavanca. Uma pequena contribuição dessa perda está no fato de que todo o deslocamento foi colocado em um único ponto (*keypoint*) e transmitido integralmente a um único nó. Assim, o deslocamento desse nó absorveria um pouco desse deslocamento, contribuindo para a redução do deslocamento total do conjunto.

Mas, conforme comentado, normalmente essa perda está mais associada às forças de tração/compressão que acontece nos pivôs, fazendo eles se deformarem elasticamente, pois são como uma série de molas conectadas em série.

Uma maneira de diminuir essa perda é diminuir o fator de ampliação ou reduzir as forças sobre as alavancas. Assim, um caminho seria diminuir a rigidez da mesa, o que deixaria, no entanto, a ferramenta de diamante mais vulnerável quanto às forças externas.

Diminuir a rigidez da mesa sem prejudicar muito a estabilidade da ferramenta é uma condição de **otimização** desse microposicionador da ferramenta. Dessa maneira, deve-se achar um melhor equilíbrio entre a rigidez da mesa (K_{tb}) e a rigidez dos pivôs que conectam a mesa à alavanca (K_{c1}) e a alavanca à base (K_{c2}).

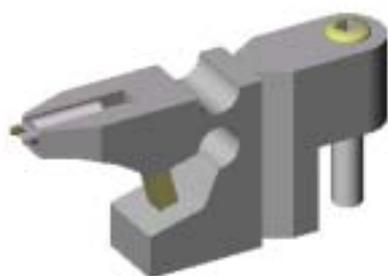
5.4 Aplicações nas demais concepções

Com base no princípio de solução utilizado neste capítulo, é possível dimensionar as demais concepções. A mesa da concepção 3 é igual ao sistema de ajuste da profundidade de corte da concepção 1. O mesmo acontece com o mancal de mola linear da concepção 5, responsável pelo ajuste da altura da ferramenta. O ajuste micrométrico da altura da ferramenta das concepções 2 e 4 são de desenvolvimento idêntico aos das as alavancas ampliadoras de movimento, apresentadas nesse capítulo.

Como exemplo, toma-se o caso do sistema de microposicionamento da altura da ferramenta proposto na concepção 4. Sua forma de dimensionamento é idêntica ao dimensionamento da alavanca aqui apresentado, como mostrado na Figura 5.10.

A principal diferença é que, para um acoplamento ideal do atuador piezelétrico, K_m é função apenas da rigidez de um único pivô (K_e). Nesse caso, a rigidez nominal do microposicionador seria medida na extremidade livre equivalente à quina da ferramenta. O

resultado é que essa rigidez deve ser transferida integralmente para um único pivô e para o atuador piezelétrico. Desse modo, é de se esperar um pivô de grandes dimensões, o que torna difícil sua integração com o atuador piezelétrico.



$$\frac{F_y}{y} = Ky = \frac{Kp}{n^2} + Km$$

$$\frac{F_x}{x} = Kx = n^2 \cdot Km + Kp$$

Figura 5.10 – Aplicação na concepção 4

Essa concepção foi simulada e os resultados acusaram novamente a necessidade de um completo reprojeto desse microposicionador, a começar pela posição do atuador em relação ao pivô. Nessa posição e devido ao fator de ampliação necessário, as perdas de ampliação foram muito altas. A principal mudança é colocar o atuador piezelétrico paralelo ao pivô, conforme sugestão da Figura 5.11a e b.



Figura 5.11 – Sugestões para mudança de posição do atuador na concepção 4

5.5 Conclusões

Nessa etapa de dimensionamento do microposicionador, pôde-se verificar a utilização e principalmente a contribuição do desenvolvimento analítico como uma importante ferramenta no projeto de um microposicionador. Através das equações, é possível se fazer um pré-dimensionamento do sistema de microposicionamento e perceber os eventuais problemas que o arranjo escolhido (atuador, mecanismos, interação com outros sub-sistemas) apresentará ao

serem integrados. Desse modo, determinados parâmetros físicos, como a_x , t , L , A , B , etc. podem ser modificados para se obter um arranjo funcional e os resultados mais facilmente observados através das equações.

No entanto, principalmente devido às simplificações utilizadas na modelagem, o resultado está sujeito a falhas. Esse foi o caso do microposicionador apresentado aqui. Mecanismos monolíticos que utilizam pivôs elásticos são na sua essência superdeterminados, no entanto, os arranjos utilizados conseguem em geral contornar essa condição²⁹. Desse modo, a primeira concepção apresentou problemas de excesso de rigidez, o que foi detectado somente durante as análises por elementos finitos (EF). Uma nova configuração foi adotada e o problema solucionado, provando que o problema original era fruto da configuração inicialmente adotada.

Como apresentado nos capítulos anteriores, as equações utilizadas para o dimensionamento dos pivôs apresentam resultados diferentes dos obtidos através do uso de EF, o que significa que, normalmente, a rigidez final do conjunto é inferior à originalmente pretendida. Desse modo, a utilização de EF faz-se necessária para se obterem as dimensões finais dos pivôs correspondentes à rigidez de projeto. Além disso, o uso de EF é necessário para uma melhor determinação das perdas de amplificação de movimento e, posteriormente, ser realizada uma otimização dos pivôs, com o objetivo de minimizar essas perdas e, no caso do microposicionador da ferramenta, não comprometer o desempenho do subconjunto fixação e posicionamento da ferramenta.

Em relação ao sistema de microposicionamento da altura da ferramenta das demais concepções, o desenvolvimento e os passos necessários para o dimensionamento das mesmas são análogos ao apresentado neste capítulo. Entretanto, cada concepção certamente necessitará de modificações, como foi exemplificado na apresentação da concepção 4.

O próximo capítulo traz outros detalhes que influenciam no comportamento do microposicionador, o que pode acarretar um comprometimento do correto posicionamento da quina da ferramenta. Por fim, são apresentados diferentes modos de como seria o procedimento para se operar o microposicionador e executar o microposicionamento da ferramenta.

²⁹ Uma explicação mais detalhada será apresentado no capítulo seguinte, no item 6.1.2.

Capítulo 6

Considerações de fabricação, montagem e ajustagem do porta-ferramenta

Este capítulo tem por objetivo dar uma visão geral das influências dos erros de fabricação sobre a precisão de microposicionamento da ferramenta, sobre técnicas de manufatura de pivôs gerados a partir de bloco monolítico e, finalmente, um modo para selecionar o melhor material para construir sistemas de microposicionamento.

Os meios mais comuns de acoplamento entre o atuador e o sistema de posicionamento são apresentados, juntamente com maneiras para evitar que os erros de deslocamento do atuador afetem o sistema de posicionamento.

Por último, dois meios de se executar o *set-up* da ferramenta são estudados (calibração e estação de posicionamento), que representam, com base nas funções parciais (Figura 2.3), o conjunto responsável por ler e indicar a posição da ferramenta.

6.1 Movimentos parasitas

Movimentos parasitas (*parasitic movements*), ou *off-axis error motion* podem ser definidos como todo movimento não desejado apresentado pelo sistema de posicionamento. De maneira geral, esses sempre existem em maior ou menor intensidade, podendo ou não ser um fator de comprometimento do resultado de posicionamento. Essa classe de problema se caracteriza por ter origem na fabricação, montagem ou simplesmente é inerente à concepção adotada. Como resultado, uma série de movimentos em torno de cada um dos eixos ocorre, comprometendo um deslocamento linear perfeito.

Como exemplo, um mancal linear flexível (Figura 6.1) não pode atingir um movimento linear perfeito, devido aos seguintes fatores: (Jones; et. al, 1956, Slocum, 1992)

- Variação na rigidez de cada pivô (devido aos erros de manufatura).
- Variação na geometria em cada perna do mancal (diferentes distâncias entre os pivôs, alinhamento, etc.).
- Deformação elástica do mancal de modo não intencional (devido ao acoplamento com o atuador).

- Deformação elástica da estrutura e não somente dos pivôs.
- Cargas externas aplicadas (ex. gravidade e a maneira de como a força do atuador é aplicada.).

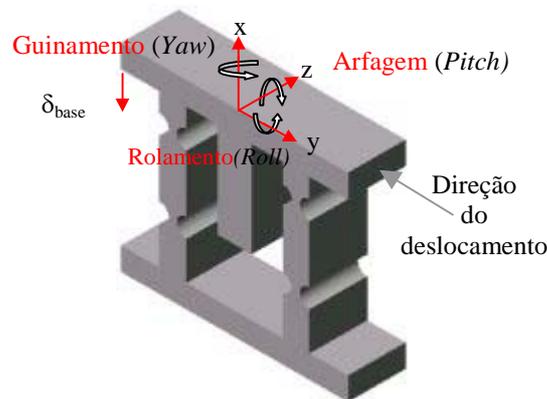


Figura 6.1 – Erros de movimentos em um mancal linear simples

6.1.1 Movimentos parasitas oriundos da concepção

Alguns dos sistemas de posicionamento apresentados nos capítulos anteriores possuem um deslocamento fora da direção desejada, relacionado ao seu próprio modo de operação. Ao utilizar como exemplo um porta-ferramenta que use um posicionamento angular como princípio de posicionamento para ajustar a altura da ferramenta, observa-se que a quina da ferramenta executa uma trajetória em forma de arco. Como consequência, ocorre também um recuo da quina em relação à peça de trabalho (δ_{recuo}) que, na prática, se traduz como uma mudança na profundidade de corte, ou seja, um movimento não desejado (Figura 6.2).

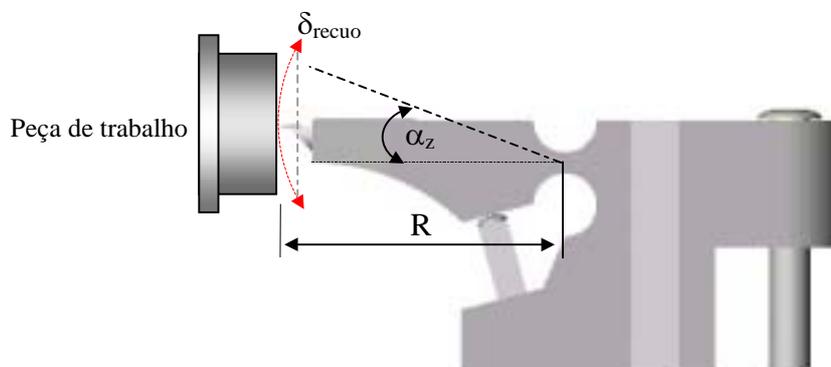


Figura 6.2 – Recuo da quina da ferramenta

O recuo da quina da ferramenta é calculado pela equação:

$$\delta_{recuo} = R \cdot (1 - \cos \alpha_z) \quad \text{Equação 6.1}$$

onde R é a distância entre a quina da ferramenta e o pivô e α_z é o ângulo descrito pela ferramenta. Felizmente, na maioria das aplicações, os ângulos são muito pequenos e mesmo valores de R na faixa dos 50mm não chegam a alterar significativamente a profundidade de corte (décimo de μm).

Um comportamento semelhante possuem as guias paralelas. Ao se aplicar uma força na direção de menor rigidez da base móvel, não somente ela irá se mover por uma distância q na direção da força, mas também a distância entre a base móvel e a base fixa irá diminuir. Também no caso de um porta-ferramenta, esse movimento pode se refletir numa mudança na profundidade de corte ou em uma variação da altura da quina da ferramenta em relação à linha de centro da árvore (Figura 6.3), depende da posição em que a guia foi montada³⁰.

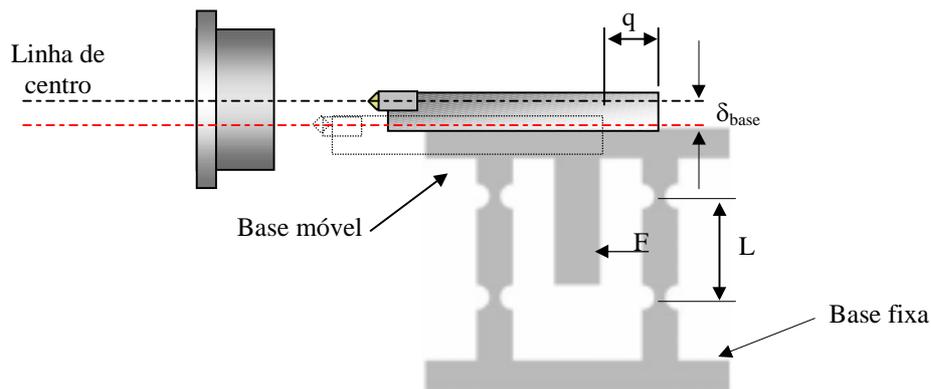


Figura 6.3 – Variação da altura da quina da ferramenta em função do deslocamento da base.

O recuo da base móvel pode ser calculado pela equação:

$$\delta_{base} = \frac{q^2}{2 \cdot L} \quad \text{Equação 6.2}$$

onde q é o deslocamento da base móvel e L é o comprimento das pernas. No entanto, esse tipo de movimento não desejado pode ser minimizado com a alteração do projeto original, fazendo com que um movimento anule o outro, pois $\delta_{base 1} + \delta_{base 2} = 0$ (Figura 6.4). O novo problema seria então a melhor forma de instalar os componentes restantes, (dispositivos de fixação, atuador, etc.) uma vez que a base de trabalho é a inferior.

³⁰ Por exemplo a Figura 4.26c, em que o mancal linear está sendo usado para ajustar o raio, porém, com a desvantagem de modificar a altura da ferramenta em relação à linha de centro da árvore.

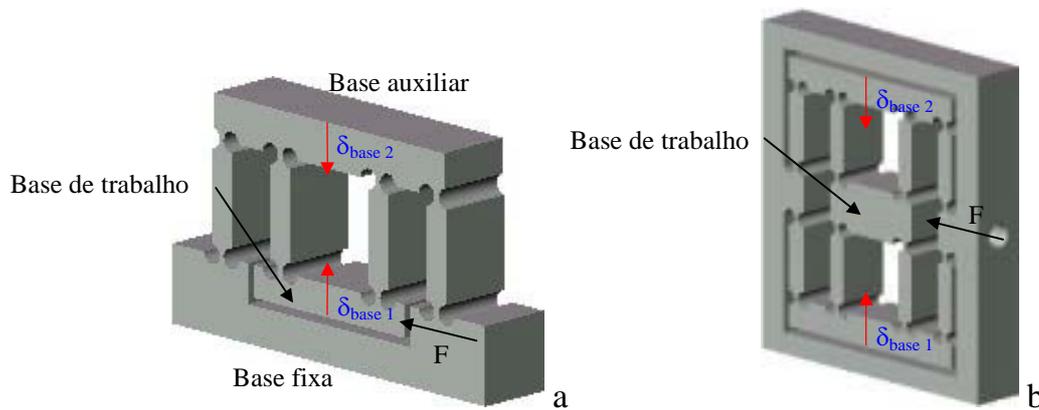


Figura 6.4 – Mancais de molas com compensação de δ_{base}

A localização de forças externas sobre o sistema de posicionamento também é uma fonte de movimentos fora do eixo. Essa força pode ser gerada por uma força peso, uma componente das forças de usinagem e, principalmente, a força que o atuador imprime sobre o sistema de posicionamento. Esse último fator é um dos maiores contribuintes dos erros tipo arfagem.

Utilizando novamente um mancal de mola linear (Figura 6.3), se o ponto de atuação da força de deslocamento for fora da distância $L/2$, um momento de flexão sobre a base móvel irá aparecer, causando arfagem na base móvel e um aumento das tensões dos pivôs. Já em um sistema com ampliação de movimento, se a força do atuador sobre um pivô de rigidez $K_{Fx\delta x}$ for suficientemente para esticá-lo alguns μm , obter-se-ão então duas pernas com diferentes L , o que causa também o aparecimento de arfagem sobre a base móvel.

6.1.2 Movimentos parasitas devido à fabricação e montagem

Cada concepção pode possuir algum tipo de movimento parasita inerente à sua concepção, mas normalmente o comprometimento da exatidão do posicionamento está mais relacionado à fabricação e montagem. Da mesma maneira que as guias descritas no item 3.1.3, os sistemas de microposicionamento através de elementos flexíveis também podem ser superdeterminados, o que faz necessário um controle mais rigoroso das tolerâncias de manufatura e montagem.

Um bom início é a verificação da mobilidade (M) que o sistema tem, o que pode ser previsto pelo critério de Kutzbach para 3 graus de liberdade (GL), ou seja, um mecanismo operando em um plano.

$$M_3 = 3 \cdot (n_l - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i \quad \text{Equação 6.3}$$

onde n_l é o número de ligações rígidas (incluindo a base), j é o número de pivôs e f_i é o número de GL do inésimo pivô.

Novamente, a correta determinação dos termos pode não ser tão trivial. Assim, para mecanismos feitos somente com pivôs com apenas um grau de liberdade, como o caso dos pivôs monolíticos, a equação é reduzida para:

$$M_3 = 3 \cdot (n_l - 1) - 2 \cdot j \quad \text{Equação 6.4}$$

também conhecido como critério de Grubler.

Observa-se que, para esses tipos de mecanismos, está sendo aplicada uma análise planar (2D) o que, na maioria das situações, é o suficiente para uma análise adequada. No entanto, caso o mecanismo fosse tratado como sendo tridimensional e fosse usado o critério de Kutzbach para 6GL (Equação 3.1), em muitos casos haveria a situação de superdeterminação, como o identificado no caso do mancal de mola linear simples (Figura 6.1) no qual a mobilidade para 6GL seria de -2.

Tabela 6.1 - Mobilidade para mecanismos monolíticos pelo critério de Grubler

Tipo de mancal	n	j	f_i	M_3	Exemplo
Mancal de mola simples	4	4	4	1	Figura 6.1
Duplo mancal de mola simples	6	8	8	-1	Figura 5.1
Mancal de mola composto	7	8	8	2	Figura 6.4a
Duplo mancal de mola composto	12	16	16	1	Figura 6.4b

Assim, baseado na análise não planar desses mecanismos (3D), para que não haja problemas, todos os eixos que passam pelo pivô deveriam ser perfeitamente paralelos e perpendiculares ao plano que ocorre o movimento. Como essa situação não ocorre na prática, qualquer imprecisão de fabricação ou montagem é absorvida pelo pivô e pela estrutura, criando um deslocamento na base móvel que pode introduzir grandes erros de posicionamento.

Essas imperfeições são pequenas diferenças na geometria e forma dos pivôs e no mancal como um todo, produzindo regiões com características diferentes (diferentes rigidez). Dessa maneira, a força de atuação produz diferentes reações nesses pontos, o que causa uma série de movimentos não desejados.

A seguir, é apresentada a influência dos erros de manufatura em uma construção monolítica. Apesar de essa concepção dispensar montagem, pode-se fazer uma analogia com muitos desses erros com os erros de montagem de mancais de molas feitos com bases e molas unidos através de elementos de fixação.³¹

Erro na espessura no bloco (b)

O cálculo da rigidez depende da espessura do bloco utilizado. Logo, fica claro que uma variação na espessura do bloco ($\pm\Delta b$) se traduz em diferente rigidez do pivô (Figura 6.6).

Erro no raio utilizado

Nesse caso, pressupondo-se que o centro dos raios que formam o pivô estão localizados corretamente, qualquer alteração no raio ($\pm\Delta a_x$) ocasiona na mudança espessura t do pivô e, conseqüentemente, na rigidez.

Erro na localização do centro do raio

Nessa situação três tipos de erros podem ocorrer:

Na Figura 6.5a, o centro do raio é deslocado em $\pm \Delta c$, o que provoca novamente uma alteração na espessura t do pivô.

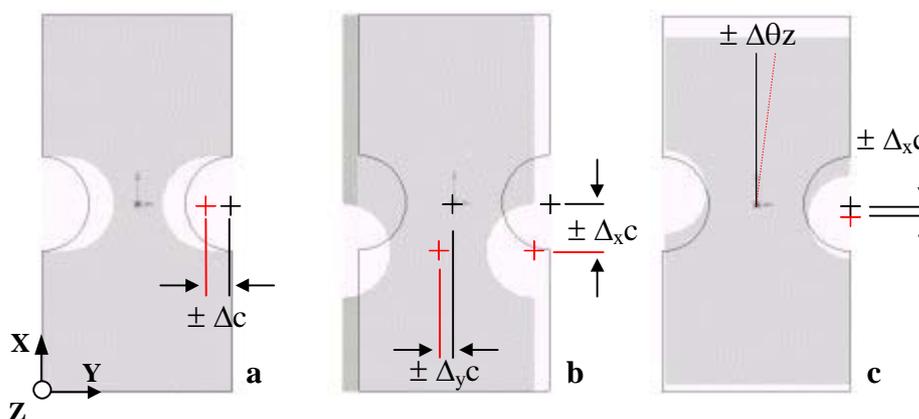


Figura 6.5 – Erros na localização do centro

A Figura 6.5b mostra também um deslocamento do centro dos raios na direção X e Y.

Por fim, a Figura 6.5c apresenta o centro deslocado $\pm \Delta c$, que causa uma rotação do centro em torno do eixo Z ($\pm \Delta\theta z$).

³¹ Para uma análise mais detalhada sobre os cuidados de montagem e alterações de projeto ao se unirem as laminas de aço mola com a base fixa e a móvel, os livros “Precision Machine Design, Slocum 1992” e “Flexure, S.T Smith, 2000” apresentam boas informações sobre o assunto.

Erro de perpendicularismo dos centros

Quando a usinagem não é executada perpendicularmente ao plano XY, ocorre uma rotação da linha de centro do furo em torno do eixo X ou Y³². No primeiro caso (Figura 6.6a), a linha de centro que passa pelo centro do furo está deslocada em relação ao eixo Y. Desse modo, a espessura t na face frontal e oposta da viga podem ser as mesmas, mas os centros não estão alinhados. Em um mancal de mola, o que pode acontecer é que a distância L entre o centro de um pivô e outro pode ser diferente se medidos com referência à face frontal e à face oposta à face frontal.

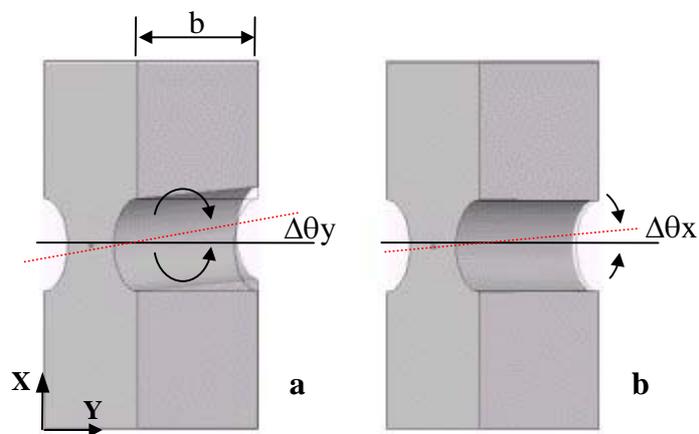


Figura 6.6 – Perpendicularidade do centro

Na situação da Figura 6.6b, a linha de centro está deslocada em torno do eixo X. Assim, t varia com a espessura b da viga.

Usando esses erros geométricos provenientes da manufatura e a variação que eles causam na rigidez do sistema, Ryu e Gweon (1997) utilizaram a concepção da Figura 6.4a para simular e quantificar analiticamente como diferentes tolerâncias de manufaturas (Δb , Δa_x , Δc e suas combinações) influenciam na precisão do deslocamento. Como conclusão das simulações obtiveram-se:

- Erros geométricos de manufatura em relação à posição e no tamanho dos furos podem ter sérias influências (movimentos indesejados) sobre as direções X, Y e θ_z .
- Erros na perpendicularidade dos centros têm sérias influências sobre as direções Z, θ_x e θ_y .
- As simulações também mostraram que mesmo um mancal perfeitamente fabricado ($\Delta = 0$) pode ter rotações indesejadas em torno do eixo Z, provavelmente causadas pelas forças de

³² Nesse caso, a linha de centro coincide com o eixo Z.

tração e compressão que surgem nos pivôs quando um deslocamento é aplicado na base inferior. (Fora do da distância $L/2$).

- Aumentando a espessura do bloco (b), o sistema de posicionamento poderá absorver melhor os movimentos causados pelos erros de manufatura e pelas diferentes rigidez em cada pivô.

Baseado nas equações de rigidez apresentadas no Capítulo 3 e no ANEXO D, a regra da diferenciação da cadeia (propagação do erro) mostra a influência da tolerância de cada termo sobre a rigidez final do pivô. Como exemplo há a expressão genérica (6.5), que contém a maioria dos parâmetros normalmente encontrados no cálculo da rigidez.

$$k \propto \frac{E \cdot b^u \cdot t^v}{L^w} \quad \text{Equação 6.5}$$

Assim, a diferenciação desses termos dá origem a uma expressão que indica a variação da rigidez em função da incerteza de cada um dos parâmetros da Equação 6.5.

$$\frac{\delta k}{k} = \frac{\delta E}{E} + u \frac{\delta b}{b} + v \frac{\delta t}{t} - w \frac{\delta L}{L} \quad \text{Equação 6.6}$$

Analisando o lado direito da equação, cada um dos numeradores de cada fração representa a incerteza de cada parâmetro. Para avaliar a influência da tolerância de manufatura sobre a rigidez obtida através das equações, é necessário determinar os valores dos expoentes dos parâmetros b , t e L e as incertezas de manufatura associadas a eles.

6.1.3 Movimentos parasitas oriundos da Instalação do atuador

Até agora, a conexão entre o atuador e o sistema de posicionamento foi considerada ideal, ou seja, o modo de acoplamento não influencia o desempenho do sistema de posicionamento. Assim, a interface entre o atuador e o sistema de posicionamento era considerada rígida e perfeita, evitando qualquer contribuição para a criação de movimentos parasitas e, principalmente, perdas de movimento, pois o deslocamento do atuador é passado integralmente para o sistema.

Uma vez que, na realidade, a interface entre os componentes possui uma rigidez associada, a relação entre o deslocamento do atuador e do sistema de posicionamento acoplado a ele não será unitário, exceto se o acoplamento estiver pré-carregado ou a rigidez do sistema de posicionamento fora do eixo de deslocamento for muito alta com uma rigidez muito baixa no sentido de deslocamento.

Para o sistema de microdeslocamento, essa última opção envolve situações antagônicas, pois como se pôde observar nas equações de rigidez dos diversos tipos de pivôs, quanto menor a rigidez no sentido do deslocamento, menor será a rigidez nos outros eixos. Desse modo, o mecanismo será particularmente vulnerável ao comportamento do atuador e de sua combinação com o acoplamento utilizado, **reproduzindo os erros de deslocamento do conjunto atuador - acoplamento.**

Tipos de acoplamentos

O desafio está na utilização de um acoplamento suficientemente rígido na direção do movimento para que as perdas de deslocamento sejam desprezáveis (uma vez que está em série com o atuador) e flexível o suficiente nas outras direções, para que possa **absorver qualquer força fora do eixo de atuação gerada pelo atuador.**

Acoplamentos sem contato são as soluções que mais se aproximam da solução ideal, como por exemplo, acoplamento hidrostáticos, eletrostáticos, *voice coils* ou magnéticos, que mantêm a distância entre o atuador e o sistema de deslocamento fixo (por monitoramento). Assim, mesmo tendo uma rigidez na direção no eixo de deslocamento sendo muito alta, esses acoplamentos sem contato ainda permitem o movimento nas outras direções.

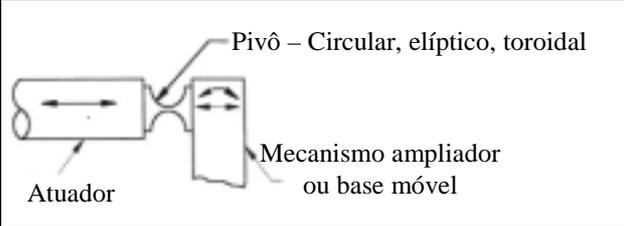
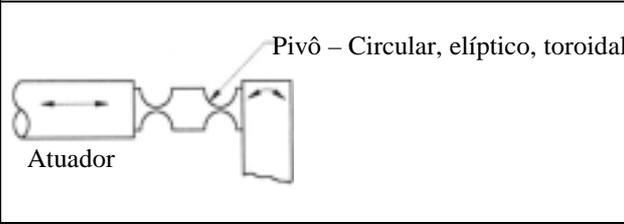
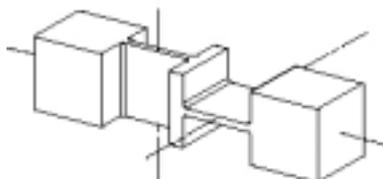
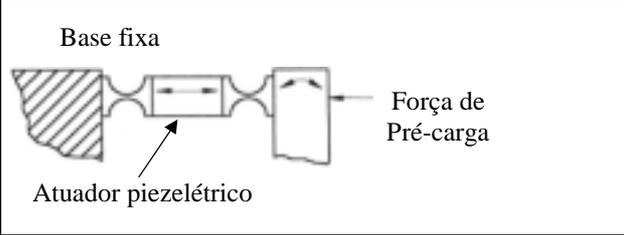
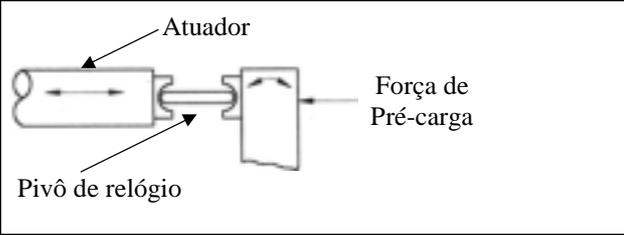
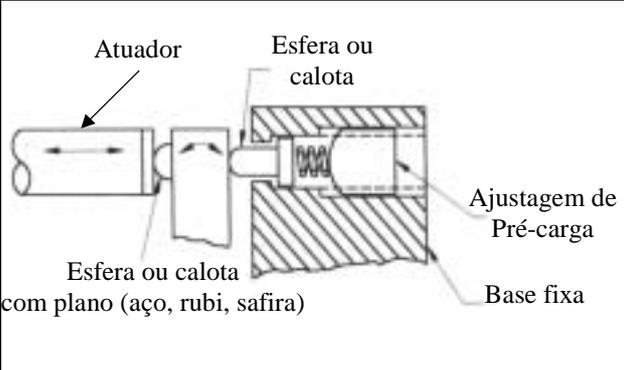
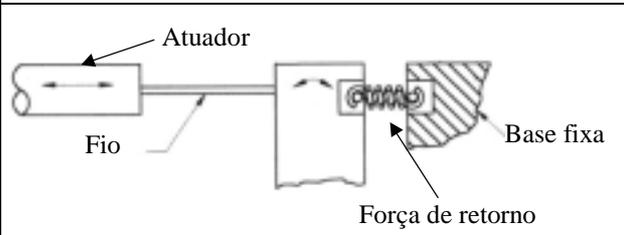
O maior problema desses acoplamento são suas dimensões, pois o aumento da força de acoplamento está ligado ao aumento das dimensões do mesmo.



Figura 6.7 – Exemplos de acoplamentos eixo - eixo tipo sanfona

Para os sistemas de posicionamento que usam parafusos micrométricos ou similares acoplados com o motor, são inúmeras as soluções comercialmente disponíveis que permitem o acoplamento do motor com o atuador, maximizando a rigidez do acoplamento e absorvendo os desalinhamentos como acoplamentos flexíveis tipo sanfona ou cruzeta (Figura 6.7).

Tabela 6.2 – Diferentes acoplamentos para o atuador e os mancais de mola (Smith, 2000)

	<p>O pivô pode assumir diferentes configurações, para que tenha plena flexibilidade nos eixos perpendiculares ao eixo do movimento, como mostrado abaixo.</p>
	
	<p>A cavidade destinada ao atuador é usinada com tolerância suficiente para que o atuador piezelétrico seja colocado juntamente com uma fina camada de cola. Pode-se também aplicar uma tensão negativa no atuador para um encaixe mais fácil ou para alocá-lo em uma cavidade menor que o seu comprimento, gerando assim pré-carga.</p>
	<p>Pivôs de relógio (rubi, safira, etc.) podem ser uma boa solução devido ao baixo coeficiente de atrito entre o pivô tipo faca e o mancal. É uma alternativa para grandes forças de deslocamento.</p>
	<p>O contato esfera – plano é a solução mais utilizada para absorver movimentos fora da direção do deslocamento. Atuadores piezelétricos com uma calota de metal duro em uma das extremidades são normalmente disponíveis em catálogo ou podem ser ordenados pelo cliente.</p>
	<p>O papel do fio é análogo ao do pivô toroidal, no entanto, muito mais flexível e possuindo somente capacidade de tração. O retorno é dado pela deformação elástica do mancal, ou através de um sistema de pré-carga.</p>

Para o acoplamento entre o atuador e o sistema de ampliação de movimento ou diretamente na base móvel, a Tabela 6.2 apresenta as soluções normalmente utilizadas. Como característica em comum, eles possuem grande rigidez no sentido do deslocamento, mas, ao mesmo tempo, disponibilizando liberdade de movimento nos outros eixos.

No final do Capítulo 5, a Figura 5.11b apresenta o atuador acoplado ao porta-ferramenta, utilizando a solução apresentado na primeira linha da Tabela 6.2.

6.2 Métodos de manufatura

Nos sistemas de microposicionamento monolíticos, a forma de geração desses mecanismos se inicia com a construção dos pivôs, através da usinagem de dois furos adjacentes e a remoção do material excedente, liberando as regiões móveis do mecanismo (exemplo, Figura 6.9). É a usinagem do pivô o ponto crítico dessa etapa, sendo que a geração do contorno do mecanismo normalmente não demanda altas tolerâncias de fabricação (exceto no ponto onde o atuador é instalado) e na prática exerce pouca ou nenhuma influência na precisão de posicionamento.

Dependendo do processo adotado, a ordem e o número de etapas utilizadas na manufatura mudam, assim como o resultado final obtido. Os exemplos mais utilizados na manufatura de sistemas de posicionamento por elementos flexíveis são apresentados a seguir (Tabela 6.3):

Tabela 6.3 – Tipos de manufatura para a confecção de pivôs

_ Usinagem convencional	_ Eletrodeposição	_ etc.
_ Eletroerosão	_ Disco diamantado	
_ Laser	_ Ataque químico	

Desses, os dois primeiros serão analisados brevemente, por serem os mais utilizados na fabricação de microposicionadores.

6.2.1 Usinagem convencional

Dependendo do comprimento (a_x) e espessura (t) desejados, pivôs laminares demandam um cuidado bastante acentuado para serem produzidos. Utilizando usinagem convencional, principalmente fresamento (Figura 6.8) longas seções podem ser produzidas ($t = 0,5\text{mm}$, $a_x = 50\text{mm}$) com precisão (Smith, 2000).

O maior problema está nas forças de corte geradas durante a usinagem do lado oposto do pivô (ex. Figura 6.8b), causando vibração e deformação do pivô que está sendo gerado, o que representa uma variação da espessura t . Esses problemas podem ser minimizados com a correta

escolha da geometria da fresa e o uso de usinagem de alta velocidade, que tem como objetivo reduzir as forças de usinagem na região mais fina do pivô.

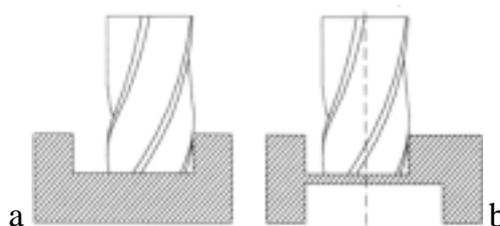


Figura 6.8 – Fresamento de pivô laminar

Pivôs circulares são os mais fáceis de serem manufaturados, no entanto padecem dos mesmos problemas de manufatura encontrados nos pivôs laminares. Dois furos, com os raios muito próximos ao raio especificado no projeto (principalmente se for utilizado alargador) são usinados no bloco. O problema está novamente na usinagem do segundo furo que, dependendo da espessura t desejada, irá causar significativa distorção no pivô propriamente dito. Uma solução normalmente usada é a inserção de um pino metálico que entra perfeitamente no primeiro furo, com a finalidade de suportar a parede do pivô e evitar sua deformação durante a usinagem do segundo furo.

Para pivôs não circulares, criar um suporte que encaixe perfeitamente com a área já usinada é difícil e normalmente dispendioso. Assim, métodos diferentes para o preenchimento da área usinada podem ser utilizados, tais como: (Smith, 2000)

- Cêras – Podem ser encontradas com as mais diversas propriedades mecânicas e térmicas, possuindo diferentes rigidez após solidificadas e diferentes pontos de fusão. Uma vez solidificadas estão bem aderidas à superfície, provendo uma boa resistência às forças de usinagem. Uma vez terminada a usinagem, a cera pode ser removida através do aquecimento da peça ou do uso de solventes especiais. No primeiro caso, a cera pode ser recuperada e reutilizada.
- Ligas com baixo ponto de fusão – Algumas ligas de baixo ponto de fusão são desenvolvidas especificamente para serem usadas como suporte de peças a serem usinadas, permitindo que peças com geometrias complexas possam ser fixadas firmemente, pois o material se expande durante a solidificação. Assim, esse mesmo material pode ser utilizado para preencher a cavidade usinada e depois removido quando aquecido em torno dos 70° C.

- Adesivos epóxi – Tal qual os métodos anteriores, podem ser encontrados com diferentes propriedades mecânicas, porém com a vantagem de não ser necessário o aquecimento da peça para sua remoção, uma vez que esta se dá através do solvente específico.

6.2.2 Eletroerosão por faísca (EDM)

Os dois tipos mais utilizados de eletroerosão para essa aplicação são por penetração e eletroerosão a fio.

O primeiro caso se caracteriza pelo uso de uma ferramenta feita em grafite ou cobre e, posteriormente, usinadas com a geometria e forma do furo que se deseja gerar. Depois, a peça de trabalho é mergulhada em um fluido dielétrico que tem a função de refrigerar e remover o material usinado. Pulsos de energia entre a peça de trabalho e a ferramenta são aplicados, fazendo com que ocorra uma erosão da peça na forma da ferramenta, que avança até a profundidade desejada. Como uma usinagem convencional, o processo se dá em etapas – de desbaste e de acabamento.

Eletroerosão a fio possui o princípio de funcionamento semelhante, no entanto, o eletrodo é um fio. As descargas elétricas do eletrodo (fio metálico) promovem a remoção do material enquanto a peça se desloca seguindo uma trajetória programada. O fio é continuamente renovado, pois após passar pela peça de trabalho o mesmo é descartado na saída. A geometria do furo sobre o bloco de metal que está sendo trabalhado é dada pelo sistema de posicionamento da máquina, e quanto mais preciso for seu sistema de posicionamento e mais GL a máquina puder controlar, mais complexas e precisas podem ser as geometrias geradas. Como principais características destacam-se:

- Baixa rugosidade (R_a abaixo do μm)³³ ao utilizar a opção de usinagem para acabamento, porém com um acréscimo considerável no tempo total de manufatura.
- Tolerâncias de fabricação abaixo de $5\mu\text{m}$ e facilidade na geração de pivôs com pequenas espessuras ($t \approx 0,1\text{mm}$).
- Capacidade de remover material de blocos de grande espessura (b), o que a torna capaz de trabalhar com peças sobrepostas, porém o avanço da ferramenta diminui proporcionalmente. Avanços grandes ou grandes taxas de remoção de material produzem uma maior rugosidade

³³ AGIE AS - Suíça – A real exatidão no posicionamento e acabamento superficial dependem do modelo da máquina utilizada.

na região trabalhada.

- Grande consumo de insumos (eletricidade, o fio que é utilizado uma única vez, filtros, etc.), o que torna seu custo de operação alto.

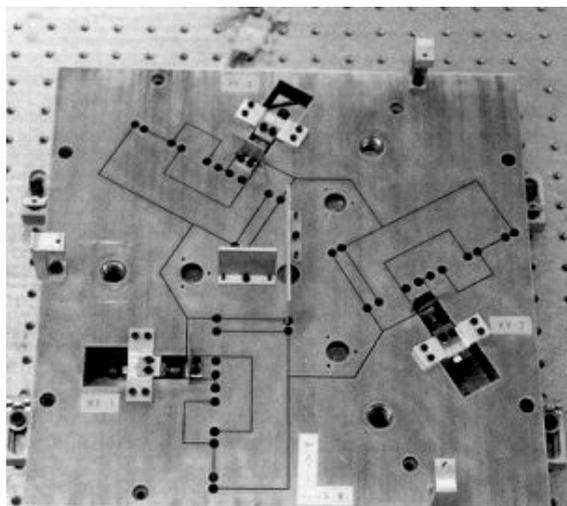


Figura 6.9 – Mesa XYθ mostrando os furos previamente executados (em furadeira CNC) e a geração do perfil através da eletroerosão a fio. (Ryu, Gweon, Moon, 1997)

6.3 Escolha do material

Bons materiais para os pivôs elásticos devem ter um limite elástico alto para permitirem grandes deslocamentos (ângulos), sem atingir a zona de deformação plástica ou fratura. Assim, em algumas aplicações especiais, o uso de materiais frágeis é uma vantagem, pois:

- Possuem somente comportamento elástico, uma vez que o limite elástico e a falha catastrófica ocorrem à mesma tensão (o que também é uma desvantagem de sua utilização).
- Possuem excelentes combinações de propriedades (térmicas, elásticas, imunidade ao ambiente, etc.).
- Tendem a manter sua estabilidade dimensional sobre grande período de tempo (por exemplo, não sofrem de micro escoamento quando fortemente tensionados).
- Baixa densidade e grande rigidez mecânica.
- Etc.

Nos metais, um limite elástico alto é encontrado quando os mesmos sofrem algum processo de endurecimento como têmpera ou encruamento. Metais que possuem uma grande diferença de dureza antes e após o processo de endurecimento são os mais desejáveis para serem utilizados na fabricação dos sistemas de microposicionamento. Também é desejado que o metal

no seu estado normal seja suficientemente duro, para ter uma usinagem fácil. Em geral, os aços com essas características possuem um teor de carbono maior que 0,3% em peso, mas o principal problema desses aços de alto carbono é a dificuldade de serem usinados por usinagem convencional (furação, fresamento, etc.) e em muitos casos, o aparecimento de grande concentração de tensão residual após a usinagem. (Smith, 2000)

Assim, é necessário se selecionar o metal com as características mais apropriadas ou procurar opções em materiais não metálicos ou compostos.

A seleção do melhor material para uma determinada aplicação é parte de qualquer projeto mecânico. Hoje, são inúmeros os materiais que podem suprir determinados requisitos de projeto, mas, ao mesmo tempo, é difícil saber as propriedades de cada um, o que torna difícil visualizar somente através de tabelas quais materiais seriam bons candidatos para a aplicação. Assim, muitas são as técnicas que visam selecionar mais facilmente esses materiais, agrupando-os por propriedade, por relações e, finalmente, disponibilizando-os na forma de cartas e gráficos para uma visualização mais prática.

As cartas de materiais elaboradas por Ashby (1992) são um bom exemplo do agrupamento dos materiais por suas propriedades mecânicas e, principalmente, por combinações de propriedades, como módulo de elasticidade e peso específico, tensão de escoamento e módulo de elasticidade e assim por diante. Desse modo, diversos metais, cerâmicas e polímeros podem ser analisados e posteriormente mais facilmente selecionados.

Como exemplo da aplicação dessas tabelas para a seleção de materiais a serem usados na confecção de pivôs elásticos monolíticos, baseados principalmente no critério tensão de escoamento σ_y , módulo de elasticidade E , densidade ρ , condutividade térmica α (σ_y/E , σ_y/ρ , $1/\alpha$), os seguintes materiais foram selecionados como candidatos

- | | | |
|------------------------|---------------------------|-----------------|
| _ Diamante | _ Carboneto de tungstênio | _ Duralumínio |
| _ Cerâmicas | _ Cristal de silício | _ Cobre berílio |
| _ Carboneto de silício | _ Tungstênio | _ Etc. |
| _ Nitreto de silício | _ Aços duros | |

Muitos desses materiais são de difícil usinagem, necessitando de métodos alternativos de manufatura, como os apresentados na Tabela 6.3. Apesar disso, a literatura apresenta a utilização de cerâmicas e, principalmente, do cristal de silício na confecção de pivôs elásticos em nanomáquinas, *probes* de microscópios de varredura e equipamentos para nanoindentação.

No caso dos porta-ferramentas, assim como os equipamentos de microposicionamento comerciais, o material utilizado é normalmente o aço inox e, em casos especiais, ligas de

baixíssimo coeficiente de dilatação térmica (tipo *Super Invar*), quando se deseja minimizar a variação dimensional com a mudança de temperatura.

6.4 Verificação da posição do gume na quina da ferramenta.

Atuadores piezelétricos são disponíveis comercialmente com um sistema de medição embutido, normalmente extensômetros fixados na própria cerâmica, o que lhe confere, em alguns casos, resolução melhor que $1 \mu\text{m}$ ³⁴ e repetibilidade melhor que 0,1% do deslocamento nominal. Parafusos diferenciais, conforme apresentado no Capítulo 4, possuem resolução até na ordem do centésimo de micrometro, podendo ser operados manualmente ou com a ajuda de motores acoplados, motores esses com capacidade de posicionamento na faixa do milésimo de radiano.

Em ambos os casos, quando o sistema de medição está instalado no atuador, em uma primeira análise, monitora-se o comportamento do atuador, mas não se tem certeza da posição final da quina da ferramenta. Assim, para que se saiba a provável localização da mesma em relação a um dado deslocamento do atuador, é necessário se levantar previamente os gráficos de deslocamento do sistema de posicionamento, executando assim a calibração do sistema com base em uma entrada no atuador e na leitura da resposta na quina da ferramenta.

Analisando somente o ajuste fino do sistema de posicionamento em relação ao centro de giro da árvore, uma vez feita a calibração do sistema de posicionamento, o *set-up* da altura da ferramenta poderia ser feito somente com base no sistema de monitoramento do atuador (extensômetro, divisão no tambor do parafuso micrométrico, *encoder* do motor, etc.), que pode incluir um monitoramento constante (em malha fechada) ou operando em aberto.

6.4.1 Calibração de microposicionadores angulares

Essa é a situação encontrada caso seja adotada qualquer concepção que utilizasse o ajuste micrométrico da altura da ferramenta através de guias flexíveis angulares, como exemplo as concepções 2 e 4 (item 2.2.3).

O deslocamento da quina da ferramenta é diretamente relacionado com a distância entre a quina da ferramenta e o centro de giro do pivô (distância R da Figura 6.2). Assim, qualquer

³⁴ – Modelos do catálogo da Physik Instrumente (2000) com faixa de atuação até 40 μm .

alteração dessa distância que leve a uma incerteza de posicionamento pior que $\pm 1\mu\text{m}$ (especificação de projeto) implicaria a exigência de uma compensação na calibração.

6.4.2 Calibração com microposicionadores lineares

Sistemas de microposicionamento que funcionam com base em um mecanismo de deslocamento linear, como por exemplo o mancal de molas, estão mais protegidos de variações na fixação da ferramenta no porta-ferramenta. Assim, não seria necessária uma nova calibração do sistema de microposicionamento se a ferramenta tivesse que ser bastante deslocada, como por exemplo, em balanço para atingir uma região de difícil acesso na peça a ser usinada.

Para ambos os casos, o procedimento pós calibração é simples. Primeiro, a peça de trabalho é usinada e seus erros de forma levantados. Depois, com a ajuda do sistema de posicionamento grosseiro, a quina da ferramenta é colocada dentro da faixa de operação do sistema de ajuste fino. Então, com o sistema já calibrado, uma tensão conhecida, pulsos ou voltas são impostos ao atuador, fazendo a quina da ferramenta se deslocar até a posição desejada. Posteriormente, uma nova usinagem é realizada e, se necessário, a operação é repetida.

6.4.3 Estação de posicionamento da ferramenta (*tool setting station*)

Uma estação de posicionamento da ferramenta (Figura 6.10) é um sistema de posicionamento calibrado previamente em relação aos eixos da máquina, permitindo que a quina da ferramenta seja corretamente posicionada antes da usinagem. Sendo assim, não ocorre a operação interativa de usinagem – verificação.

Dependendo do tipo de transdutor que a estação de posicionamento utiliza, o sensor pode tocar ou não o gume de diamante da ferramenta. A grande maioria das estações são do tipo por contato, utilizando transdutores do tipo LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*) de alta repetibilidade e resolução abaixo de $0,1\mu\text{m}$ (Slocum, 1992).

O posicionamento da ferramenta com contato possui sérias desvantagens. Devido às forças de contato envolvidas, no momento em que ocorre o contato da ponta do sensor de medição e a ponta da ferramenta (gume), ambos feitos de materiais extremamente duro, existe uma forte força de impacto, particularmente conhecida por danificar ferramentas de diamante.

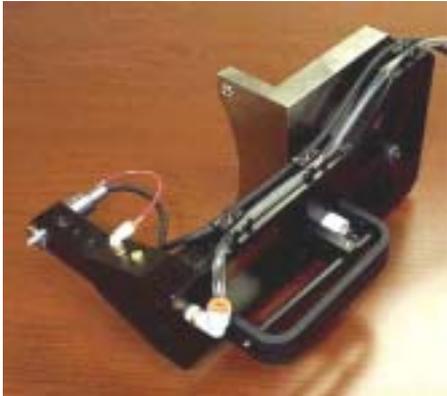
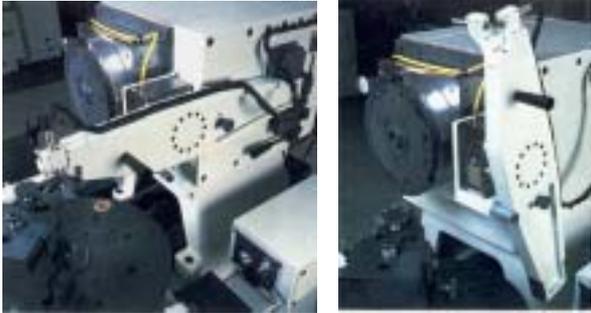
 <p>Moore Nanotechnology Systems, 1999</p>	<p>Por fixação magnética e através de acoplamentos estaticamente determinados (ED) de alta repetibilidade, a estação de posicionamento é instalada no torno. O transdutor LVDT vertical é responsável por indicar a altura da ferramenta, e o horizontal, em determinar o raio da quina e a posição da ferramenta em relação à máquina. O acoplamento ED da estação permite que uma única estação atenda a diversos tornos e ainda mantenha repetibilidade submicrométrica.</p>
 <p>Moore Special Tool Co., 1985</p>	<p>Exemplo de estação de posicionamento (não removível) instalada no torno. A primeira figura mostra a posição do set-up da ferramenta, a segunda mostra a estação recolhida durante a utilização normal do torno.</p>
 <p>Moore Nanotechnology Systems, 2000</p>	<p>Com um acoplamento ED sobre o torno, e mantido na posição sobre o próprio peso, essa estação de posicionamento da ferramenta usa uma lente acoplada a uma câmera CCD, aumentando em 500x a imagem para auxiliar o posicionamento da ferramenta.</p>

Figura 6.10 – Estações de posicionamento com e sem contato

Mesmo quando utilizada uma força de contato reduzidas e aproximações com velocidade muito baixa da ferramenta, ainda assim ocorrem outros efeitos danosos da medição por contato, como por exemplo o mascaramento do resultado real devido à ‘usinagem’ da ponta do sensor

pelo contato com o gume de diamante e/ou o acúmulo de sujeira entre o sensor e a ferramenta, que reduz também a repetibilidade da medição. (Morantz, 1992).

Assim, sistemas ópticos de grande magnificação e acoplados a uma câmera CCD são soluções normalmente oferecidas.

Nos casos apresentados na Figura 6.10, a operação de *set-up* da ferramenta pode ser totalmente automatizada, pois como previamente comentado, não há necessidade de se analisar a peça de trabalho para verificar a geometria e forma da mesma, se os parâmetros originais da estação da ferramenta ainda estiverem válidos.

6.5 Conclusões

As limitações e erros associados aos sistemas de posicionamento estão relacionados ao princípio de operação utilizado, os erros de fabricação e o material utilizado. Para os sistemas de microposicionamento, a maximização de determinadas propriedades específicas do material é fundamental para que o mesmo possa operar dentro dos requisitos de projeto, sem correr o risco de ser danificado. Assim, dependendo do material escolhido, existe o método de manufatura mais indicado, que depende da precisão de fabricação desejada, do acabamento que pode gerar, da facilidade de execução e, finalmente, dos custos associados. Mas, independente disso, sempre existirá um erro de manufatura associado, que causará o aparecimento de movimentos parasitas de maior ou menor intensidade fora da direção de deslocamento. Esses mesmos movimentos indesejados também são causados pelo acoplamento do atuador, ou por serem inerentes à concepção adotada.

Estações de posicionamento permitem uma automação do *set-up* da ferramenta. A resolução dos transdutores LVDT e o acoplamento ED utilizados fornecem uma leitura precisa e exata na faixa do décimo de μm ou melhor. Isso privilegia os atuadores com grande sensibilidade de posicionamento, pois o operador pode executar pequenos incrementos até colocar a quina da ferramenta na posição, independente se ele pode ou não quantificar com precisão o incremento dado no atuador. Assim, parafusos micrométricos/diferenciais teriam suas resoluções ampliadas até os limites construtivos, independente se utilizados com um sistema de redução de movimento. É uma boa ocasião também para serem exploradas as potencialidades de posicionamento dos atuadores piezelétricos. Como última vantagem a se destacar, os sistemas de posicionamento não precisariam ser calibrados, não havendo restrições quanto a concepção de posicionamento adotada (angular ou linear). Como ponto negativo, as estações são dispositivos a

mais que devem ser incorporados ao torno o que aumenta os custos de implementação – mesmo nos catálogos dos fabricantes, essas estações são vendidas como acessórios.

Por fim, quando a leitura da posição da ferramenta é feita em relação ao atuador, o processo de *set-up* da ferramenta ocorre de forma interativa e a calibração terá que ser refeita para cada modificação na instalação da ferramenta (caso do posicionamento angular). Sistemas de redução/ampliação de movimento teriam vantagens somente se o atuador estivesse associado a um método de posicionamento mais facilmente controlável, como, por exemplo, motores com um bom controle de posição angular ou atuadores piezelétricos. O motivo, conforme apresentado no Capítulo 4, é que o valor do fator n de redução do movimento, devido às perdas internas do mecanismo, pode ser um número fracionário, o que tornaria muito difícil o posicionamento correto, utilizando-se por exemplo somente as divisões no tambor de um parafuso micrométrico. A vantagem desse tipo de leitura, está o custo de implementação menor, o fato de o conjunto ficar mais compacto e não ser necessário alterar o torno para prover instalações

Capítulo 7

Comentários finais e sugestões para trabalhos futuros

Esta dissertação teve como objetivo auxiliar no projeto de sistemas de fixação e posicionamento de ferramenta para usinagem de ultraprecisão. Assim, as primeiras etapas foram relacionadas ao correto entendimento do problema, buscando e estruturando as informações mais relevantes sobre a usinagem de ultraprecisão, os diferentes tornos e seus componentes, a ferramenta de diamante e, finalmente, os principais erros de usinagem ocasionados pela má ajustagem da ferramenta.

Como resultado, uma série de tabelas e desenhos foram gerados, facilitando a visualização e entendimento dos detalhes e, principalmente, mostrando os pontos básicos da correta ajustagem da ferramenta para usinagem de ultraprecisão. Assim, para diferentes geometrias a serem fabricadas os ajustes corretos provavelmente terão como base as informações sobre tornos, ferramentas e ajustagens contidas nas tabelas e figuras apresentadas nesta dissertação ou serão combinações dessas informações.

Durante as diferentes etapas do projeto do porta-ferramenta, procurou-se não somente apresentar as soluções (ou princípios de soluções) mas também, quando possível, explicar e detalhar cada uma das concepções. Desse modo, qualquer interessado no desenvolvimento de um porta-ferramenta para uma situação mais particular, fora da apresentada aqui, tem um roteiro do procedimento e, principalmente, uma série de idéias e concepções que poderiam ser adaptadas aos novos requisitos.

Se, por um lado, o projeto do porta-ferramenta foi até a apresentação e discussão detalhada das concepções, o mesmo não aconteceu com o sub-sistema de ajustagem da ferramenta, cujo enfoque principal foi o do microposicionamento da ferramenta.

Sabe-se que o projeto do porta-ferramenta é a aplicação de uma área muito maior, que é o de projeto de sistemas mecânicos de precisão. Isso ficou mais evidente durante a apresentação dos sistemas de microposicionamento da ferramenta através do uso de pivôs elásticos e suas combinações, como os mancais de molas. Boa parte da teoria e dos exemplos foram tirados de trabalhos sobre microposicionadores e posteriormente adaptados ao projeto do porta-ferramenta.

As equações e exemplos apresentados fornecem uma compilação atualizada e de aplicação bastante prática para o projeto de microposicionadores. Diferentes tipos de pivôs

elásticos foram apresentados, o que permite achar uma combinação construtiva para que determinadas especificações de projeto sejam atingidas, como rigidez, curso total, resistência à fadiga, etc..

O desenvolvimento das equações permitiu analisar com mais sensibilidade a influência de cada parâmetro construtivo da geometria do pivô e do material utilizado na sua construção. Assim, é possível se ter uma prévia das dimensões do microposicionador e verificar se existe alguma impossibilidade de sua integração com os demais elementos. No entanto, nem todas as informações ou equações estavam disponíveis para todos os pivôs, havendo ainda espaço para o estudo de, por exemplo, pivôs elípticos, meio pivôs e principalmente as geometrias apresentadas no final do ANEXO D.

Dois dos mais usados tipos de atuadores foram apresentados, os parafusos micrométricos/diferenciais e o atuador piezelétrico. Dentro desse assunto, destaca-se a possibilidade de se combinar diferentes atuadores para se atingirem determinadas características de posicionamento ou de se criarem mecanismos para ampliar ou reduzir o deslocamento nominal. Como exemplo, um desses mecanismos foi apresentado e três porta-ferramentas comerciais foram analisados quanto aos meios utilizados para facilitar o microposicionamento da ferramenta.

Como um caso prático, os conhecimentos estruturados na dissertação foram utilizados para dimensionar um sistema de microajustagem da altura da ferramenta. Posteriormente, esse microposicionador foi simulado com a ajuda de um software de elementos finitos. A simulação mostrou um problema de projeto não detectado inicialmente, alertando para a necessidade de utilização de diferentes informações ou meios de prever o resultado antes da sua fabricação.

Assim, visto a ajuda que a simulação prestou para o melhor entendimento do projeto de microposicionadores, a primeira sugestão para trabalhos futuros é da fabricação e teste de pequenos sistemas de microposicionamento, que utilizem pivôs elásticos, com o objetivo de detectar os problemas de manufatura e, principalmente, verificar o comportamento dos mesmos após a construção.

Como evolução desse sistema de posicionamento, estaria o desenvolvimento de um posicionador cujo macro e microposicionamento fosse feito por um único conjunto que combinasse grandes deslocamentos com alta resolução de posicionamento. Essa foi uma linha de pesquisa observada durante as fases de coleta de informações para a dissertação, no entanto, aplicadas em sistemas de posicionamento para laboratórios. Em geral, o desempenho desses posicionadores eram bons, mas as soluções utilizadas não poderiam atender os requisitos de

projeto do porta-ferramenta, principalmente no que se refere à rigidez total do conjunto. Estudos com esses tipos de posicionadores tornariam o porta-ferramenta mais compacto e funcional, agilizando o *set-up* da ferramenta.

A seqüência mais imediata deste trabalho é a do detalhamento e construção de um porta-ferramenta completo, com a sugestão de se iniciar com um modelo a ser utilizado diretamente sobre a base de rasgos T do torno Moore/LMP. Essa primeira versão possuiria seus sistemas de ajustagem de altura totalmente mecânico e executado a partir de um *set-up* interativo. Este porta-ferramenta seria utilizado principalmente para usinar completamente (até a linha de centro) discos e cones. A contribuição desse porta-ferramenta estaria numa melhor percepção prática dos princípios utilizados, provendo experiência para uma versão mais completa, com capacidade de ajustar todos os parâmetros da ferramenta e ser inclusive instalado sobre uma base θ .

Por fim, tanto a versão simples quanto a mais completa poderiam ser utilizadas para a integração de um sistema automático de *set-up* da ferramenta, como os parcialmente disponíveis hoje em tornos comerciais e que utilizam estações de posicionamento.

Referências Bibliográficas

BACK, Nelson; FORCELLINI, Fernando A. **Projeto de Produtos**. Apostila do curso de Pós Graduação em engenharia mecânica, 1998.

BECKER, P.; SEYFRIED, P.; SIEGERT, H. **Translation Stage for a Scanning X-Ray Optical Interferometer**. Rev. Sci. Instrum., v. 58, n.2, p.207-211, 1987.

BLANDING, Douglas L. **Exact Constrains: Machine Design Using Kinematic Principles**.: ASME Press, 1999. 170p. ISBN – 0791800857

BREGUET, J. M. et. al. **Monolithic Piezoceramic Flexible Structures for Micromanipulation**. Progress in Precision Engineering and Technology. v. 2, p.397-400, 1997. ISBN – 3980143392

BREGUET, J.M; CLAVEL, R.;BLEULER, H. **An Overview of the Activities on Micro-manipulation in the Institute of Robotics Systems (ISR) at the EPFL**. Publicação interna da Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne – Suíça, 2000.

CHAPMAN, Gavin **Ultra-precision Machining Systems; an Enabling Technology for Perfect Surfaces**. Folder da Moore Nanotechnology Systems, 9p., 1998?.

FRANSE, Jelm; ROBBLE, Jeffrey **A Survey of the Dynamic Characteristics of Toolholders for Diamond Turning**.: Lawrence Livermore National Laboratory, 1989. 10p. (Preprint)

FURUKAWA, Eiichi; MIZUNO, Makoto **Displacement Amplification and Reduction by Means of Linkage**. Int. J. Japan Soc. Prec. Eng., v. 24 n.4, p.285-290, 1990.

FURUKAWA, Eiichi; MIZUNO, Makoto. **Piezo-Driven Translation Mechanisms Utilizing Linkages**. Int. J. Japan Soc. Prec. Eng., v. 26, n.1, p.54-59, 1992.

FURUKAWA, Eiichi; MIZUNO, Makoto; HOJO, Taro **A Twin-Type Piezo-Driven Translation Mechanism**. Int. J. Japan Soc. Prec. Eng., v. 28 n.1, p.70-75, 1994.

FURUKAWA, Eiichi; MIZUNO, Makoto; TEREDA, Kenji **A Magnifying Mechanism for Use on Piezo-Driven Mechanisms**. Int. J. Japan Soc. Prec. Eng., v. 25, n.4, p.315-320, 1991.

GAO, Peng; SWEI, Shan-Min; YUAN, Zhejun **A New Piezodriven Precision Micropositioning Stage Utilizing Flexure Hinges**. Nanotechnology, v. 10, p. 394–398, 1999.

HALE, Layton C. **Principles and Techniques for Design Precision Machines**. 1999. 487p.. Ph.D. Thesis, M.I.T. Cambridge Massachusetts.

HALE, Layton C.; SLOCUM, Alexander H. **Optimal Design Techniques for Kinematic Couplings**. Precision Engineering, v. 25, n.2, p.114-127, 2001.

HANNAH, Philip; RHORER, Richard **Basic Diamond Turning – Class Notes Tutorial** offered at the 1989 Annual ASPE Meeting, 1989.

HARA, Yoshihiro; MOTONISHI, Suguru; YOSHIDA, Koji **A New Micro-Cutting Device with High Stiffness and Resolution**. Annals of the CIRP, v. 39, 1990.

HATHEWAY, Alson **Alignment of Flexure Stages for Best Rectilinear Performance**. SPIE, v. 2542, p.70-80, 1995?.

HENEIN, S.; et. al. **Wire Electro-Discharge Machined Parallel Spring Stage for Microrobotics**. Progress in Precision Engineering and Technology. v. 2, p.448-451, 1997. ISBN – 3980143392

HINO, Rei; et. al. **A Micro Grooving System for Ultra Precision Parts**. International Progress in Precision Engineering, p.866-870, 1993. ISBN – 075069484X

HORIUCHI, O.; KANEBAKO, H. **Improvement of Nano-Positioning Toolholder: Compensation of Form Error of the Faceplate.** International Progress in Precision Engineering, p.773-776, 1993. ISBN – 075069484X

JONES, R. V.; et. al. **Some Parasitic Deflexions in Parallel Spring Movements.** Journal of Scientific Instruments, v. 33, p. 11-15, 1956.

MOORE **Catálogo** 1985, Moore Special Tool Co.

MOORE **Catálogo** 1998-2001, Moore Nanotechnology Systems.

MORANTZ, P. **A Nanometric Precision Non-Contact Toolsetting System.** America Society for Precision Engineering Annual Meeting Conference, p. 18-21, 1992.

MORANTZ, P.; et. al. **Application of a Nanometric Resolution Optical Tool Setting System to Aspheric Generation.** International Progress in Precision Engineering, p.314-317, 1993. ISBN – 075069484X

MÜLLER, Luís A. **Usinagem de Ultraprecisão.** Laboratório de Mecânica de Precisão, Univ. Federal de Santa Catarina, 1993.

NAKAZAWA, Hiromu. **Principles of Precision Engineering.:** Oxford University Press, 1994. 267p. ISBN – 0198562667

NEWPORT Optics and Mechanics. Catalog 1999/2000.

OKAZAKI, Y. **A Micro-Positioning Tool Post Using a Piezoelectric Actuator for Diamond Turning Machines.** Precision Engineering, v. 21, n.3, p.151-156, 1990.

PAROS, J. M.; WEISBORD, L. **How to Design Flexure Hinges.** Machine Design, n. 25, p.151-156, 1965.

PATTERSON, S. R.; MAGRABT, E. B. **Design and Testing of a Fast Tool Servo for Diamond Turning**. Precision Engineering, v. 7, n.3, p.123-128, 1985.

PEREIRA, Milton **Desenvolvimento de uma Mesa de Retificação para a Usinagem de Sapatas Planas Circulares para Mancais Aerostáticos**. Florianópolis, 1998. Dissertação de mestrado em Eng. Mec., Univ. Federal de Santa Catarina.

PI (Physik Instrumente) **Catálogo** de atuadores piezelétricos e micro/nanoatuadores, 2000.

PIEZOJENA **Catálogo** de atuadores piezelétricos e micro/nanoatuadores, 2000.

PIEZOJENA **Theory, Instruction, Application** : Piezosystem Jena, Livreto explicativo sobre piezoatuadores.

PIEZOMECHANIK, **Catálogo** 2000.

PRECITECH **Catálogo** de tornos de ultraprecisão e acessórios, 1998 - 2001.

RYU, Jae W.;GWEON, Dae-Gab. **Error Analysis of a Flexure Hinge Mechanism Induced by Machining Imperfection**. Precision Engineering, v. 21, n. 2/3, p.83-89, 1997.

RYU, Jae. W.; GWEON, Dae-Gab; MOON, Kee S. **Optimal Design of a Flexure Hinge Based on XT0 Wafer Stage**. Precision Engineering, v. 21, n.1, p.18-28, 1997.

SALIM, Riad; WURMUS, Helmut **Flexible Microgrippers for Manipulation of Microstructures**. Micro System Technologies'98, p.263-268, 1998. ISBN – 38007242219

SHELLEKENS, P.; et. al. **Design for Precision: Current Status and Trends**. Annals of the CIRP, v. 4, p. 557-586, 1998.

SLOCUM, Alexander H. **Precision Machine Design.**: Society of Manufacturing Engineers, 1992. 750p. ISBN – 0872634922

SMITH, S. T; CHETWYND, D. G.; BOWEN, D.K. **Design and Assessment of Monolithic High Precision Translation Mechanisms.** J Phys. E. Sci. Instrum., v. 20, p.987-983, 1987.

SMITH, S.T; CHETWYND, D.G. **Foundations of Ultraprecision Mechanism Design.**: Gordon and Breach Science Publishers, 1994. 348p. ISBN – 2881248403

SMITH, Stuart T. **Flexures: Elements of Elastic Mechanisms.**: Gordon and Breach Science Publishers, 2000. 430p. ISBN – 056992619

SMITH, T. et. al. **Elliptical Flexure Hinges.** Rev. Sci. Instrum., v. 68 n.3, p.1474-1483, 1997.

STOETERAU, Rodrigo L. **Desenvolvimento do Protótipo de uma Máquina-Ferramenta Comandada Numericamente para Usinagem de Ultraprecisão com Ferramenta de Geometria Definida.** Florianópolis, 1999. 217f. Tese de doutorado em Eng. Mec., Univ. Federal de Santa Catarina.

SUN, Guijing; et. al. **Para-Flex Stage for Wide-range Scanning Tunneling Microscope.** International Progress in Precision Engineering, p.922-925, 1993. ISBN – 075069484X

SYDENHAM, P. H. **Elastic Design of Fine Mechanism in Instruments.** J. Phys. E. Sci. Instrum., v. 17, p.922-930, 1984.

TANAKA, Hiroshi; HARADA, Satoshi. **Minute-Displacement Actuator Using Piezoelectric Element.** Int. J. Japan Soc. Prec. Eng., v. 28 n.3, p.279-280, 1994.

TANIGUCHI, Norio **The State of the Art of Nanotechnology for Processing of Ultraprecision and Ultrafine Products.** Precision Engineering, v. 16, n. 1, p. 5-24, 1994.

ULTRAPRECISION **Machining Technology Challenging Angstrom Units.** Metalworking, Engineering and marketing, p.31-39, 1989.

VALLEJOS, Rolando Vargas **Processos e Modos de Fabricação de Superfícies Esféricas de Precisão.** Florianópolis, 1992. 105f. Tese de mestrado em Eng. Mec., Univ. Federal de Santa

Catarina.

XU, Wei; KING, Tim. **Flexure Hinges for Piezoactuator Displacement Amplifiers: Flexibility, Accuracy and Stress Considerations**. Precision Engineering, v. 19, n.1, p.4-10, 1996.

YANG, Renyi; JOUANEH, Musa **Design and Analysis of a Low Profile Micro-Positioning Stage**. Precision Machining: Technology and Machine Development and Improvement, p. 131-142, 1992. ISBN – 0791810674

YANG, Renyi; JOUANEH, Musa; SCHWEIZER, Rudolph **Design and Characterization of a Low-Profile Micropositioning Stage**. Precision Engineering, v. 18, n.1, p.20-29, 1996.

Obras consultadas

ALORIS **Catálogo** de porta-ferramentas e acessórios, Aloris Tool Technology Co., 2000.

ASHBY, M. F. **Material Selection in Mechanical Design**.: Pergamon Press, 1992, 312p. ISBN – 0080419070

DAVIDSON, ^a **Handbook of Precision Engineering**.: Mechanical Design Applications.: McGraw-Hill, 1972. 320p.

KAROW, Hank H. **Fabrication Methods for Precision Optics**: John Wiley & Sons, 1993. 768p. ISBN – 0471512222

KRAUSE,W. **Konstruktionselement der Feinmechanik**.: Hanser, 1993. 766p. ISBN – 3446165304

McCLURE, E. Ray. **A Perspective on the Future of the Precision Engineering Industry**. Advancement of intelligent production: Elsevier Science B.V. p. K31-K37, 1994.

MONTANARI, L.; DUDUCH, J. G.; RUBIO, J. C. C. **Design of an Angular Positioner for Precision Machines**. Proceedings of the 1st. EUSPEN conference, p.128-131, 1999. ISBN – 382656085-X

NAWOTHNIG, P. **Feinverstellbare Koppelbaugruppen für die Lichtwellenleitertechnik**. Feingerätetechnik, Berlin 37 (1988) 5, p.202-205, 1988.

NISHIMURA, Kunitoshi **A Spring-Guided Micropositioner with Linearized Subnanometer Resolution**. Rev. Sci. Instrum., v. 62, n.8, p.2004-2007, 1991.

RAMUSSEN, J. D. et. al. **A Piezoelectric Too Servo System for Variable Depth of Cut Machining**. Precision Machining: Technology and Machine Development and Improvement, p.119-130, 1992. ISBN – 0791810674

VUKOBRATOVICH D. et. al. **Slit Diaphragm Flexures for Optomechanics**. SPIE, v.2542, p.2-10.

ZHU, Jianqiang. **Several Design for Ultrahigh Resolution Optical Positioning Components**. SPIE, v. 2542, p.207-211

ANEXOS

ANEXO A – Configurações de tornos

Para uma determinada geometria, quais os ajustes necessários da ferramenta para cada tipo (configuração) de torno.

(D - diâmetro da peça de trabalho, L - comprimento da peça de trabalho, R - raio gerado, Rn - enésimo raio, C – conicidade)

Geometria	Torno para faceamento horizontal.	Torno com guias em T	Torno guia cruzada	Torno R-θ
Discos: D	Altura da ferramenta ³⁵ Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Não produz
Cilindros: D L	Não produz	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Não produz
Semi-Esfera Côncava: D R	Não produz	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída Ferram. fora do centro ³⁶ Ajuste do Raio sobre base θ
Semi-Esfera Convexa: D R	Não produz	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída Ferram. fora do centro Ajuste do Raio sobre base θ

³⁵ Caso seja necessário a usinagem completa até o centro da peça (sem um furo central)

³⁶ Não coincidência da quina do gume da ferramenta com uma linha horizontal que passa exatamente pelo centro da base θ .

ANEXO A (Continuação)

Anesfera: D R1 R2 Rn	Não produz	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	2 eixos móveis Altura da ferramenta Ângulo de saída 3 eixos móveis Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída
Cones externos: D L C	Não produz	Altura da ferramenta ³⁷ Profundidade de corte Ângulo de saída Rotação ferramenta/árvore	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída Rotação ferramenta/árvore	Não produz (salvo paraboloides convexos)
Cones internos: D L C	Não produz	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída Rotação ferramenta/árvore	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída Rotação ferramenta/árvore	Não produz (salvo paraboloides cônicos)

Adicionalmente todos necessitam de parâmetros de tolerâncias de fabricação e acabamento superficial, como por exemplo:

Ra – Rugosidade média em nanometro, e diretamente ligado ao parâmetro profundidade de corte (a_p) e outros fatores mais, que dependerão da geometria e forma da peça gerada e o processo e máquina utilizados como:

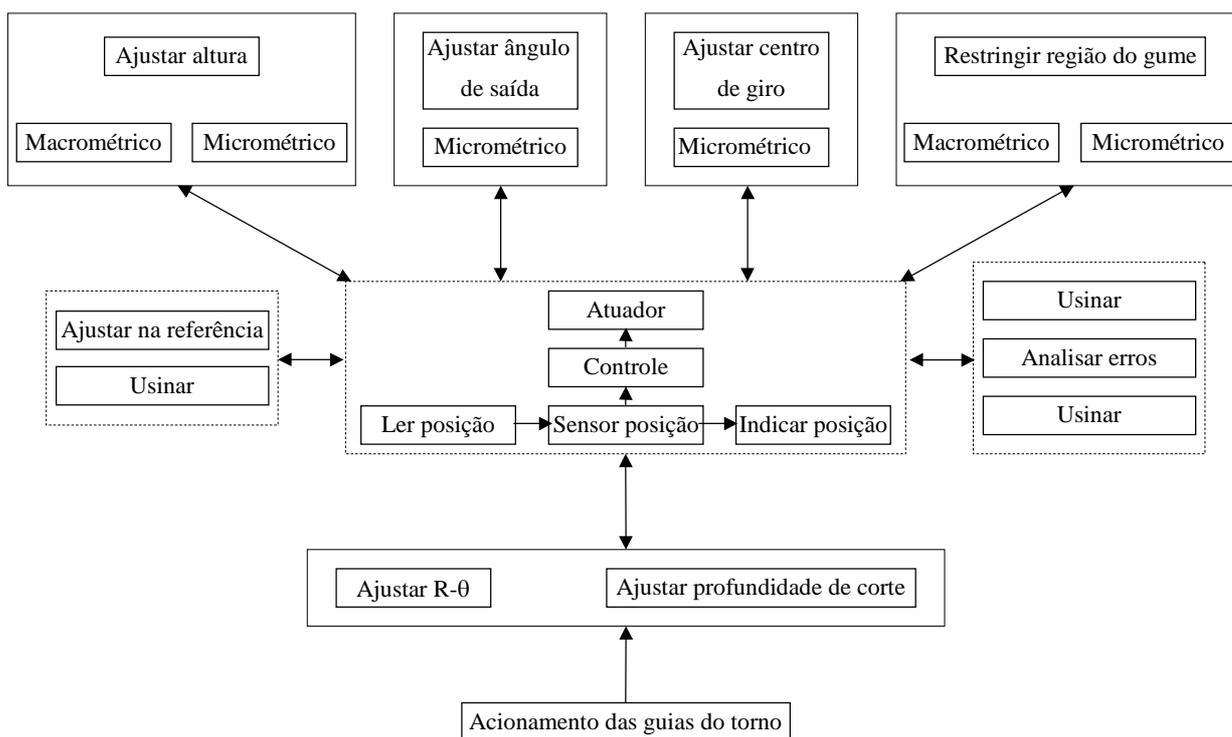
- Planicidade (μm)
- Paralelismo (mrad ou μm)
- Cilindricidade (μm)
- Linearidade (μm)
- Esfericidade (μm)
- Conicidade (μm)
- Etc.

³⁷ Nos casos dos cones externos/interiores, depende se existe a necessidade de se um cone completo ou apenas uma seção.

A configuração apresentada agora é relacionada ao torno Moore/LMP com o acréscimo de acessórios/módulos.

Geometria	Configuração. Original	Configuração. R-θ
Discos: D	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída Posição do gume
Cilindros: D L	Profundidade de corte Ângulo de saída	Profundidade de corte Ângulo de saída Posição do gume
Semi-Esfera Côncava: D R	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída Ferram. fora do centro Ajuste do R sobre base θ
Semi-Esfera Convexa: D R	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída Ferram. fora do centro Ajuste do R sobre base θ
Anesfera: D R1 R2 Rn	Altura da ferramenta Profundidade de corte Ângulo de saída	Não produz
Cones externos: D L C	Altura da ferramenta* Profundidade de corte Ângulo de saída Rotação ferramenta/árvore	Altura da ferramenta* Profundidade de corte Ângulo de saída Rotação ferramenta/árvore Posição do gume
Cones internos: D L C	Altura da ferramenta* Profundidade de corte Ângulo de saída Rotação ferramenta/árvore	Altura da ferramenta* Profundidade de corte Ângulo de saída Rotação ferramenta/árvore Posição do gume

ANEXO B – Detalhe do sub-sistema ajustagem da ferramenta



ANEXO C – Características das guias

Muito ruim-① - ④ Muito bom

Tipo de guias	Veloc. e aceler.	Amplitude do mov	Carga suportada	Exatidão	Repetibilidade	Resolução	Pré-carga	Rigidez	Resist. choq / vibr.	Capac. de amortec.	Atrito baixo	Perform. térmica	Sens. ao ambient.	Tamanho/peso	Equip. p/ suporte	Manutenção	Vida	Disponibilidade	Projeto	Manufatura	Custo		
De escorregamento	②	④	④	② ⁴	② ⁴	② ⁴	③	④	④	④	② ⁴	③	③	④	③	③	③	④	③	③	③		
De molas	④	①	③	④	④	④ ¹	④	③ ²	④	① ³	④	②	④	④	NA	④	④	③	③	③	④		
De elementos rolantes	③	④	③	③	③	④	③	③	③	②	③	③	② ⁵	④	③	③	③	④	②	②	③		
Aerostática	④	④	③	④	④	④	③	③	③	③	④	④	④	③	②	④	④	③	③	②	③		
Hidrostática	③	④	④	④	④	④	③	④	④	④	③	③	③	②	①	③	④	③	③	②	②		

1 – Depende principalmente do sistema de controle externo utilizado

2 – Maior amplitude projetada, menor rigidez

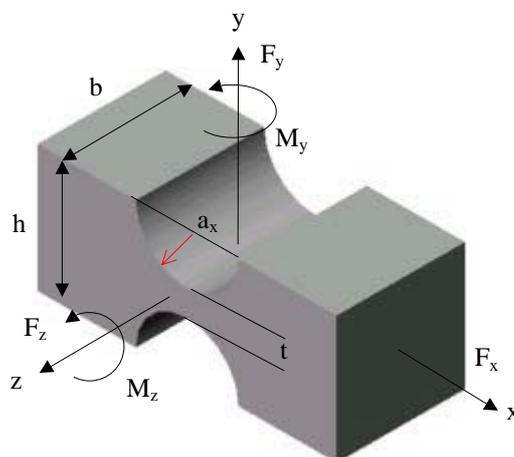
3 – O uso de um sistema para absorção de choque melhora mas diminui a rigidez do sistema

4 – O uso de materiais alternativos podem melhorar enormemente essas características

5 – Rolamentos de ultraprecisão são sensíveis a contaminantes, pois comprometem seu funcionamento

ANEXO D – Cálculo da rigidez dos pivôs

Viga circular



$$K_{\alpha_z M_z} = \frac{M_z}{\alpha_z} = \frac{2 \cdot E \cdot b \cdot t^{\frac{5}{2}}}{9 \cdot \pi \cdot a_x^{\frac{1}{2}}} \quad \text{Eq. D1}$$

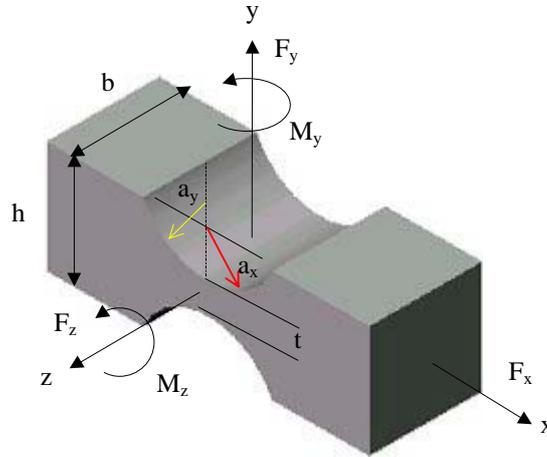
$$K_{\alpha_z F_y} = \frac{F_y}{\alpha_z} = \frac{2 \cdot E \cdot b \cdot t^{\frac{5}{2}}}{\sqrt{1 - \beta^2} \cdot 9 \cdot \pi \cdot a_x^{\frac{3}{2}}} \quad \text{Eq. D2}$$

$$K_{\delta_y F_y} = \frac{F_y}{\delta_y} = \frac{2 \cdot E \cdot b}{9 \cdot \pi \cdot (1 - \beta^2)} \cdot (2 \cdot \beta)^{\frac{5}{2}} \quad \text{Eq. D3}$$

$$K_{\alpha_z F_z} = K_{\delta_z M_y} = \frac{K_{\alpha_y M_y}}{a_x} = \frac{K_{\delta_x F_x} \cdot b^2}{12 \cdot a_x} = \frac{M_y}{\alpha_y} = \frac{E \cdot b^3 \cdot \pi}{12 \cdot a_x} \cdot \left[\left(\frac{1}{2 \cdot \beta} \right)^{\frac{1}{2}} - \sqrt{\frac{2}{3}} \right]^{-1} \quad \text{Eq. D4}$$

$$K_{\delta_z F_z} = \frac{F_z}{\delta_z} = \frac{E \cdot b^3}{12 \cdot \pi \cdot a_x^2} \cdot \left[\left(\frac{1}{2 \cdot \beta} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{4} \right]^{-1} \quad \text{Eq. D5}$$

Elípticas



$$f(\beta) = \left\{ \left(\frac{1}{2 \cdot \beta + \beta^2} \right) \cdot \left(\frac{3 + 4\beta + 2\beta^2}{(1 + \beta)(2\beta + \beta^2)} \right) + \left(\frac{6(1 + \beta)}{(2\beta + \beta^2)^{3/2}} \right) \cdot \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{2 + \beta}{\beta}} \right) \right\} \quad \text{Eq. D6}$$

$$K_{\alpha_z M_z} = \frac{M_z}{\alpha_z} = \frac{2 \cdot E \cdot b \cdot a_x^2}{3 \cdot \varepsilon^3 \cdot f(\varepsilon \cdot \beta_x)} \quad \text{Eq. D7}$$

$$g(\beta_y) = \left[\frac{2 \cdot (1 + \beta_y)}{\sqrt{2\beta_y + \beta_y^2}} \cdot \tan^{-1} \sqrt{\frac{2 + \beta_y}{\beta_y}} - \frac{\pi}{2} \right] \quad \text{Eq. D8}$$

$$K_{\alpha_y M_y} = \frac{M_y}{\alpha_y} = \frac{E \cdot b^3}{12 \cdot \varepsilon \cdot g(\beta_y)} = \frac{E \cdot b^3}{12 \cdot \varepsilon \cdot g(\varepsilon \cdot \beta_x)} \quad \text{Eq. D9}$$

$$K_{\delta_x F_x} = \frac{F_x}{\delta_x} = \frac{E \cdot b}{\varepsilon \cdot g(\varepsilon \cdot \beta_x)} \quad \text{Eq. D10}$$

$$g(\varepsilon \cdot \beta_x) = \left[2 + 2\beta_y + \frac{\pi}{2} \cdot (1 + 4\beta_y + 2\beta_y^2) - 4(1 + \beta_y) \cdot \sqrt{2\beta_y + \beta_y^2} \cdot \tan^{-1} \sqrt{\frac{2 + \beta_y}{\beta_y}} \right] \quad \text{Eq. D11}$$

$$\frac{F_z}{\delta_z} = \frac{E \cdot b^3}{12 \cdot a_x^2 \cdot \varepsilon \cdot \left[g(\varepsilon \cdot \beta_x) + \frac{h(\varepsilon \cdot \beta_x)}{2} \right]} \quad \text{Eq. D12}$$

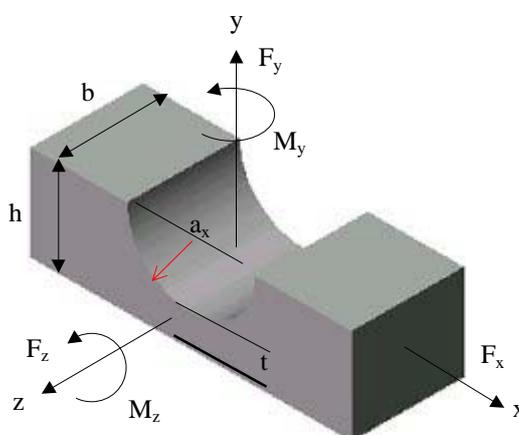
$$K_{\delta_y F_y} = K_{\delta_z F_z} = \frac{F_z}{\delta_z} = \frac{G \cdot b}{\varepsilon \cdot g(\varepsilon \cdot \beta_x)} \quad \text{Eq. D13}$$

Onde G é o módulo de cisalhamento do material.

Observações:

- A medida que $\varepsilon \rightarrow \infty$ o fator $\varepsilon \cdot g(\varepsilon \cdot \beta_x)$ converge para β_x , o que corresponde à equação da rigidez de uma viga em balanço.
- A medida que $\varepsilon \rightarrow \infty$ o fator $[g(\varepsilon \cdot \beta_x) + h(\varepsilon \cdot \beta_x)/2]$ converge para $2/3 \cdot \beta_x$, o que corresponde à equação da rigidez de uma viga em balanço.
- Fazendo $\beta_x = \beta_y = \beta$ e $a_x = a_y = \mathbf{R}$, as equações das vigas elípticas descrevem a rigidez de uma viga circular.

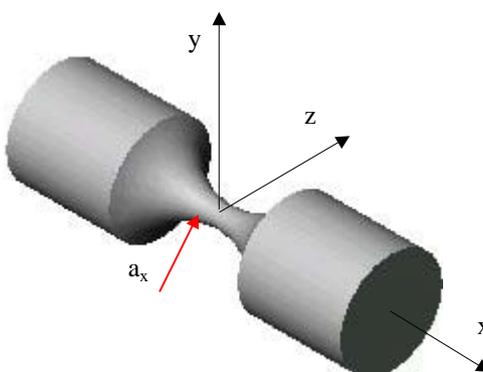
Meia viga circular



$$K_{\alpha_z M_z} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot K_{\alpha_z M_z}$$

Eq. D14

Toroidal (Pivô universal)



$$\frac{M_y}{\alpha_y} = \frac{M_z}{\alpha_z} \approx \frac{E \cdot a_x^3 \cdot (2 \cdot \beta)^7}{20} = \frac{E \cdot t^{\frac{7}{2}}}{20 \cdot a_x^{\frac{1}{2}}}$$

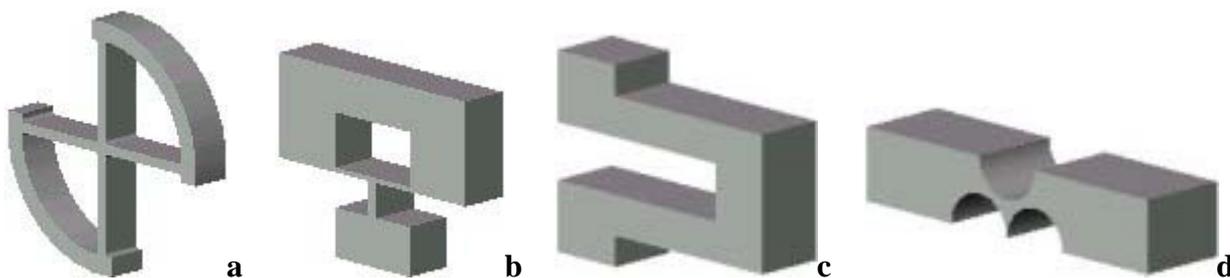
Eq. D15

$$\frac{F_z}{\alpha_y} = \frac{F_y}{\alpha_y} = \frac{E \cdot t^{\frac{7}{2}}}{20 \cdot a_x^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{1 - \beta^2}} \approx \frac{E \cdot t^{\frac{7}{2}}}{20 \cdot R^{\frac{3}{2}}} \quad \text{Eq. D16}$$

$$\frac{F_x}{\Delta_x} \approx \frac{E \cdot R \cdot (2 \cdot \beta)^{\frac{3}{2}}}{2} = \frac{E \cdot t^{\frac{3}{2}}}{2 \cdot a_x^{\frac{1}{2}}} \quad \text{Eq. D17}$$

Geometrias adicionais

Existe uma variedade imensa de mecanismos que podem ser gerados a partir de pivôs monolíticos de diferentes geometrias. Para os que desejam conhecer mais, além da bibliografia apresentada nesse trabalho, o capítulo 5 do livro “Flexures; S. T. Smith, 2000” apresenta uma extensa bibliografia de diferentes designs e aplicações de pivôs de diferentes formas (como os exemplo abaixo) incluindo algumas de suas respectivas equações de rigidez (exceto pivô d).



Pivôs de diferentes formas e diferentes GL ($a - Y$; $b - Y-\theta$; $c - Y-\theta$; $d - Y-X$)