

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

*DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO DE UMA MÁQUINA-FERRAMENTA
COMANDADA NUMERICAMENTE PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO
COM FERRAMENTA DE GEOMETRIA DEFINIDA*

TESE DE DOUTORADO EM ENGENHARIA MECÂNICA SUBMETIDA À
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

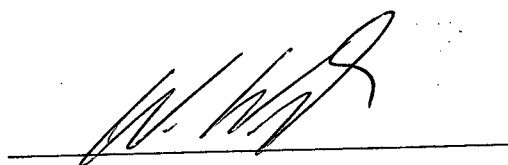
RODRIGO LIMA STOETERAU

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 1999.

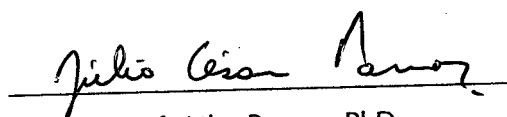
DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO DE UMA MÁQUINA-FERRAMENTA
COMANDADA NUMERICAMENTE PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO
COM FERRAMENTA DE GEOMETRIA DEFINIDA

RODRIGO LIMA STOETERAU

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
DOUTOR EM ENGENHARIA.
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA.



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

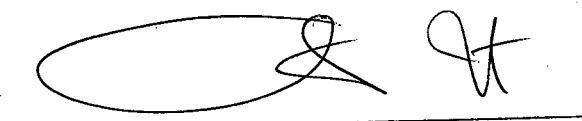


Prof. Júlio Passos, PhD.
Coordenador da Pós-Graduação

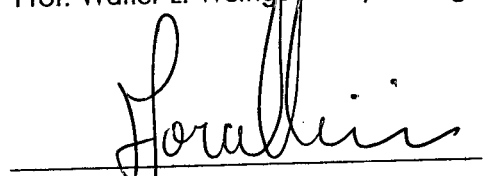
BANCA EXAMINADORA:



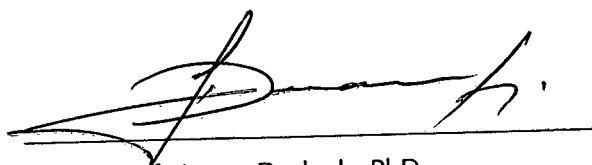
Prof. Walter L. Weingaertner, Dr.-Ing.



Prof. Carlos Alberto Martin, Dr.-Ing.



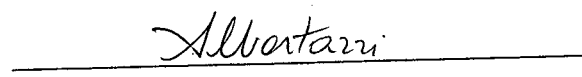
Prof. Fernando A. Forcellini, Dr. Eng. Mec.



Prof. Jaime Duduch, PhD.



Prof. Benedito Purquerio de Moraes, PhD.



Prof. Armando Albertazzi, Dr. Eng. Mec.

Biografia do Autor

O engenheiro Rodrigo Lima Stoeterau nasceu em 22 de março de 1965, na cidade de Florianópolis, Estado de Santa Catarina, filho de Rogério Stoeterau e Nice de Vasconcelos Lima Stoeterau.

Cursou o 1º grau no Curso Elementar Menino Jesus (1974) concluindo-o no Colégio de Aplicação (1979), cursando o 2º grau no mesmo até 1982. Aprovado no vestibular do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para o primeiro semestre de 1983, concluiu o curso em 1987. No mesmo período efetuou estágios nos laboratórios de Comando Numérico (GRUCON), Soldagem (LABSOLDA) e na Empresa Brasileira de Aeronáutica - EMBRAER S.A.

Cursou a Pós-Graduação no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, na área de Fabricação, defendendo a dissertação Comportamento Estático e Dinâmico de Mancais Aerostáticos Cilíndricos para Guias Lineares, onde obteve o grau de Mestre em Engenharia Mecânica em abril de 1992.

Foi engenheiro de pesquisa e desenvolvimento no Laboratório de Mecânica de Precisão do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, nas áreas de projeto e integração de sistemas mecânicos / ópticos / eletrônicos do Posicionador Linear Submicrométrico, até outubro de 1993.

Atuou como supervisor de projeto na empresa Amanda Equipamentos Industriais - Ltda. em Forquilha - SC, nas áreas de projeto de matrizes para conformação, projeto de sistemas de usinagem, organização de sistemas de produção, implantação de sistemas CAD, treinamento técnico de mão-de-obra e desenvolvimento de projetos gerais, no período de agosto de 1994 a fevereiro de 1994.

Atualmente o doutorando Rodrigo Lima Stoeterau é coordenador do Grupo de Sistemas Mecânicos do Laboratório de Mecânica de Precisão da UFSC, tendo publicado 20 trabalhos em congressos no Brasil e no exterior, além de orientar vários trabalhos de iniciação científica de estagiários do Laboratório de Mecânica de Precisão.

Agradecimentos

Aos meus pais, Rogério e Nice, e à minha irmã Karin.

À Aneliza, pelo carinho incondicional.

À Marla, pelo apoio e compreensão.

À Gilva, pelo companheirismo e inúmeras sugestões sobre o trabalho.

Ao Milton, pela amizade e eterna visão crítica.

Ao Prof. Walter, por sua amizade, orientação e apoio dado em todos os momentos deste trabalho.

Ao Prof. Martin, por suas contribuições e críticas ao trabalho.

Aos Professores Lauro Nicolazzi e Eduardo Francello, por suas colaborações e suporte ao problema de modelamento e análise numérica do protótipo.

Ao Prof. José João Espindola, pelo apoio e colaboração desde o tempo do mestrado.

Ao Prof. Nelson Back, pela amizade e contribuições ao projeto.

Ao Prof. Armando A. Gonçalves Jr., pela amizade e contribuições ao desenvolvimento do trabalho.

A João Flávio Vasconcelos "Jaburu" e Carlos Eduardo I. Baixo "Mano", amigos desde o tempo em que a engenharia era algo para se pensar no futuro.

Ao amigo e Prof. Rolf, por sua amizade, incentivo, críticas e sugestões ao trabalho.

Ao estagiário Cleber Arsego, cujo suporte no desenvolvimento do modelo numérico do protótipo foi sem igual.

À estagiária Sílvia Carina Firmino, pelo suporte, apoio e amizade nestes anos de desenvolvimento.

À equipe técnico - administrativa do LMP, em especial às secretárias Rosimar Franzoi e Sílvia, e às administradoras Christine e Regina, por seu apoio e amizade em todos os momentos.

Aos técnicos Hamilton, Nikolaus, Valtair, Sérgio e Paulo, pela dedicação, esmero e ensinamentos durante a fabricação dos componentes do protótipo.

Aos estagiários Gilberto Albrecht, Edwin Céspedes e Loreno Buzz, e a todos os estagiários que passaram pelo grupo de Sistemas Mecânicos do LMP, por sua amizade e boas experiências trocadas durante estes anos de trabalho.

Aos amigos eng. Rodrigo Chibior e Klauss Schilüching, por sua amizade e colaboração durante seu tempo de estágio no LMP.

Aos amigos Jefferson, Durval, Irapuan e Carlos Bork, pela amizade forjada durante anos de trabalho no LMP e de grandes festas.

Ao amigo Prof. Antônio Salvador da Rocha, pelo apoio, sugestões e ajuda nos primeiros passos na mecânica de precisão.

Aos amigos do LMP, em especial a Cleiton Texeira, Sérgio Macedo e Moacir Eckardt pela amizade e troca de experiências nestes anos de pós-graduação.

À Claudia Heuse Silveira, pela amizade e suporte computacional.

À equipe do LABMETRO/CERTI, em especial ao Adenir, pelos ensaios de qualificação.

As amigas Roberta, Cristiane, Ires, Letícia e Sílvia, pela amizade e apoio.

Aos amigos Rogério, Walter e Alessandro, e aos companheiros da IPMS – Florianópolis.

A todos que direta e indiretamente colaboraram no desenvolvimento deste trabalho e que tornaram-se merecedores de um agradecimento especial.

*"If we can even glimpse the infinite potentialities of man,
then who can tell what we might expect in some thousands of years,
with deeper understanding and knowledge.
There is thus no end to the life, education, and improvement of mankind.
Man will progress forever. And if this be so, he must surely achieve immortality."*

Konstantin Tsiolkovsky, 1911.

SUMÁRIO

I. SIMBOLOGIA xii
II. GLOSSÁRIO. xvi
III. LISTA DE FIGURAS xviii
IV. RESUMO xxii
V. ABSTRACT xxii
INTRODUÇÃO 1
.1. OBJETIVO 1
.2. METODOLOGIA 2
1. REVISÃO DO ESTADO DA ARTE 8
1.1. ESTADO DA ARTE DA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO 8
1.2. ESTADO DA ARTE DAS MÁQUINAS-FERRAMENTAS PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO 13
1.2.1. AS MÁQUINAS-FERRAMENTAS DE ULTRAPRECISÃO NO BRASIL 18
2. PROJETO CONCEITUAL 21
2.1. IDENTIFICAÇÃO DAS NECESSIDADES E DEFINIÇÃO DAS ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO 21
2.1.1. DEFINIÇÃO DOS CLIENTES 21
2.1.2. CONJUNTO DE QUESTÕES PARA A DEFINIÇÃO DAS NECESSIDADES 22
A. CLIENTE EXTERNO 22
B. CLIENTE INTERMEDIÁRIO 23
C. CLIENTE INTERNO 24
2.2. DESDOBRAMENTO DA FUNÇÃO QUALIDADE 28
2.3. ESTRUTURA DE FUNÇÕES 30
2.3.1. FUNÇÃO TOTAL 30
2.3.2. CINEMÁTICA DO PROCESSO DE USINAGEM 30
2.3.3. FUNÇÕES PARCIAIS 32
2.4. ESTRUTURAS. 35
2.4.1. MATERIAIS 35
A. FERRO FUNDIDO 36

B. AÇOS	36
C. CERÂMICOS	37
D. CONCRETO	37
E. GRANITO	38
F. GRANITOS SINTÉTICOS / CONCRETO POLIMÉRICO	39
2.4.2. FABRICAÇÃO DE ESTRUTURAS DE MÁQUINAS-FERRAMENTAS	40
2.4.3. ARRANJOS DE ESTRUTURAS DE MÁQUINAS-FERRAMENTAS	41
2.4.4. SELEÇÃO E CONCLUSÕES	42
2.5. MANCAIS	43
2.5.1. MANCAIS DE ESCORREGAMENTO	44
2.5.2. MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES	44
2.5.3. MANCAIS LUBRIFICADOS A FILME FLUIDO	46
A. MANCAIS HIDROSTÁTICOS	47
B. MANCAIS AEROSTÁTICOS	48
2.5.4. MANCAIS MAGNÉTICOS	49
2.5.5. COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS DE MANCAIS	50
2.5.6. SELEÇÃO E CONCLUSÕES	50
2.6. GUIAS	51
2.6.1. CLASSIFICAÇÃO DAS GUIAS	52
A. CLASSIFICAÇÃO QUANTO À FORMA	52
B. CLASSIFICAÇÃO QUANTO AO DESLIZAMENTO	53
C. CLASSIFICAÇÃO QUANTO AOS GRAUS DE LIBERDADE	53
D. CLASSIFICAÇÃO QUANTO À FORMA DE RESTRIÇÃO	54
2.6.2. MATRIZES DE COMPARAÇÃO DAS GUIAS	54
A. GUIAS DE ESCORREGAMENTO	55
B. GUIAS DE ELEMENTOS ROLANTES	55
C. GUIAS A FILME FLUIDO	57
D. GUIAS ESPECIAIS	58
2.6.3. SELEÇÃO E CONCLUSÃO	59
2.7. ACIONAMENTOS	60
2.7.1. ACIONAMENTOS ROTATIVOS.	60
A. SERVOMOTORES DE CORRENTE CONTÍNUA CC.	61
B. SERVOMOTORES DE CORRENTE ALTERNADA CA.	61
C. MOTORES DE PASSO	61
2.7.2. ACIONAMENTOS LINEARES	62

A. ATUADORES HIDRÁULICOS/PNEUMÁTICOS	62
B. ATUADORES PIEZOELÉTRICOS	62
C. MOTORES LINEARES	62
2.7.3. OUTRAS FORMAS DE ACIONAMENTOS LINEARES	64
2.7.4. SELEÇÃO E CONCLUSÕES	66
2.8. SENSORES	67
2.8.1. SENSORES DE POSIÇÃO	68
2.8.2. SENSORES DE FIM DE CURSO	70
2.9. FIXAÇÃO DA PEÇA	71
2.10. ACOPLAMENTOS	72
2.11. FERRAMENTAS	73
2.12. PORTA-FERRAMENTA	74
2.13. LUBRIFICAÇÃO/REFRIGERAÇÃO DO PROCESSO DE USINAGEM	75
2.14. ELETRÔNICA DE CONTROLE	76
2.15. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES	77
2.16. MEIO AMBIENTE	78
2.17. CONCEPÇÃO DA MÁQUINA-FERRAMENTA	80
3. IMPLEMENTAÇÃO DA SOLUÇÃO CONCEITUAL	84
3.1. INTRODUÇÃO	84
3.2. DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA	85
3.2.1. MONTAGEM DA ESTRUTURA DE SUPORTE DAS GUIAS	87
3.3. DIMENSIONAMENTO DOS ACIONAMENTOS	87
3.3.1. DEFINIÇÃO DOS AVANÇOS	87
3.3.2. ACIONAMENTO DO EIXO Z (MOTOR LINEAR)	89
A. CONSIDERAÇÕES SOBRE A MONTAGEM DO MOTOR LINEAR	90
3.3.3 ACIONAMENTO DO EIXO X	92
3.4. DIMENSIONAMENTO DAS GUIAS	93
3.4.1. DIMENSIONAMENTO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS DAS GUIAS LINEARES	93
3.4.2. FABRICAÇÃO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS	97
3.4.3. MONTAGEM DAS GUIAS LINEARES	99
3.5. ESPECIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO DE POSIÇÃO	100
3.5.1. LASER INTERFEROMÉTRICO	101
3.5.2. ENCODER LINEAR	102

3.5.3. ENCODER ANGULAR.	104
3.6. ESPECIFICAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLE	106
3.7. ÁRVORE PRINCIPAL	107
3.8. SENSORES DE FIM DE CURSO	108
3.9. SISTEMA DE AR COMPRIMIDO	109
3.10. SISTEMA DE CONTROLE AMBIENTAL	110
3.11. CONCLUSÕES	111
4. TÉCNICAS DE CONTROLE	112
4.1. REVISÃO SOBRE TEORIA DAS TÉCNICAS DE CONTROLE	112
4.2. TÉCNICA DE CONTROLE APLICADA	113
4.3. AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLE	114
4.3.1. ENSAIOS DE POSICIONAMENTO DO EIXO Z	115
4.3.2. ENSAIOS DE POSICIONAMENTO DO EIXO X	117
4.3. CONCLUSÕES	120
5. INTERFACE DE PROGRAMAÇÃO	121
5.1. INTRODUÇÃO	121
5.2. DEFINIÇÃO DE ANESFERAS.	122
5.3. IMPLEMENTAÇÃO DA INTERFACE DE COMUNICAÇÃO	123
5.3.1. ESTRUTURA DO SISTEMA	123
A. MÓDULO PEÇA	124
B. MÓDULO MATEMÁTICO	125
C. MÓDULO USINAGEM.	125
D. MÓDULO MÁQUINA	126
E. MÓDULO AJUDA	126
5.4. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES	128
6. MODELAMENTO DO PROTÓTIPO	129
6.1. A TÉCNICA DE ELEMENTOS FINITOS	129
6.2. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	129
6.3. REVISÃO DA TEORIA	130
6.3.1. ANÁLISE ESTÁTICA	130
A. EFEITOS DA ACELERAÇÃO.	131
B. SOLUÇÃO ESTÁTICA	133

6.3.2. ANÁLISE DINÂMICA. 135
A. DESCRIÇÃO DA ANÁLISE DINÂMICA 134
B. SAÍDA EM DESLOCAMENTO 136
C. SAÍDA EM TENSÃO (STRESS PASS) 137
6.4. MODELAMENTO 137
6.4.1. O MODELO DE VIGAS 140
6.4.2. O MODELO SÓLIDO 141
6.5. RESULTADOS 142
6.5.1. RESULTADOS ESTÁTICOS 142
6.5.2. ANÁLISE DINÂMICA. 143
6.6. CONCLUSÕES 146
7. QUALIFICAÇÃO DO PROTÓTIPO 148
7.1. INTRODUÇÃO 148
7.2. ENSAIOS GEOMÉTRICOS 151
7.2.1. ENSAIOS DE PRECISÃO E REPETIBILIDADE DE POSICIONAMENTO 152
A. RESULTADOS DO EIXO X 153
B. RESULTADOS DO EIXO Z 154
C. ENSAIOS DE MICRODESLOCAMENTOS 155
7.2.2. ENSAIOS DE PERPENDICULARISMO 156
7.2.3. QUALIFICAÇÃO DA ÁRVORE 157
7.2.4. CONCLUSÕES SOBRE OS ENSAIOS GEOMÉTRICOS. 160
7.3. ENSAIOS DINÂMICOS 160
7.3.1. RESUMO DA TEORIA 161
7.3.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL 162
7.3.3. EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL 165
7.3.4. RESULTADO DOS ENSAIOS DINÂMICOS 167
7.3.4. CONCLUSÕES SOBRE OS ENSAIOS DINÂMICOS 169
8. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES 171
8.1. REVISÃO DOS OBJETIVOS PROPOSTOS 171
8.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS. 172
8.3. CONCLUSÕES 173
8.4. SUGESTÕES PARA TRABALHOS NA LINHA DE PESQUISA 174

BIBLIOGRAFIAS E FONTES	177
ANEXOS	196
ANEXO 1 - PRÉ-CASA DA QUALIDADE	196
ANEXO 2 - DESDOBRAMENTO DA FUNÇÃO QUALIDADE	197
ANEXO 3 - PARÂMETROS DO MOTOR LINEAR	197
ANEXO 4 - PARÂMETROS DO SERVOMOTOR PWM	197
ANEXO 5 – PROJETO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS	199
ANEXO 6 – CARACTERÍSTICAS DA RÉGUA ÓPTICA	200
ANEXO 7 – CARACTERÍSTICAS DO ENCODER ANGULAR	201
ANEXO 8 – CARACTERÍSTICAS DO MANCAL DA ÁRVORE	201
ANEXO 9 – CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DA ÁRVORE	202
ANEXO 10 – VISTAS DO PROJETO DETALHADO	203
ANEXO 11 - CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS VIGA 3D	204
ANEXO 12 - CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS SÓLIDOS 3D	210
ANEXO 13 - EQUIPAMENTO DO ENSAIO DE POSICIONAMENTO	212
A13.1 - LASER HP	212
A13.2 - LASER RENISHAW	212
A13.3 - ACESSÓRIOS	212
ANEXO 14 - EQUIPAMENTO DO ENSAIO DE PERPENDICULARISMO	213
A14.1 - ESQUADRO DE GRANITO	213
A14.2 - SENSOR DE DESLOCAMENTO	213
A14.3 - ACESSÓRIOS	213
ANEXO 15 - EQUIPAMENTO DO BALANCEAMENTO DA ÁRVORE	214
A15.1 - ANALISADOR DE SINAIS	214
A15.2 - ACELERÔMETRO	214
A15.3 - SENSOR ESTROBOSCÓPICO	214
ANEXO 16 - EQUIPAMENTO DO ENSAIO DINÂMICO	215
A 16.1 - MÉTODO DA EXCITAÇÃO FORÇADA	215
A16.1.1 - TRANSDUTOR DE FORÇA	215
A16.1.2 - ACELERÔMETRO	215
A16.1.3 - GERADOR DE SINAIS	215
A16.1.4 - AMPLIFICADOR DE POTÊNCIA	215
A16.1.5 - EXCITADOR ELETRODINÂMICO	215
A16.1.6 - AMPLIFICADORES DE CARGA	216

A16.1.7 - ANALISADOR DE SISTEMAS DE CONTROLE	.	.	.	216
A16.2 - MÉTODO IMPULSIVO	.	.	.	216
A16.2.1 - TRANSDUTOR DE FORÇA	.	.	.	216
A16.2.2 - ACELERÔMETRO	.	.	.	217
A16.2.3 - ANALISADOR DE VIBRAÇÕES	.	.	.	217

I. SIMBOLOGIA

a	[°]	ângulo de rotação, ou rolamento, em torno do eixo X
a_p	[μm]	profundidade de corte
b	[°]	ângulo de rotação, ou guinagem, em torno do eixo Y
B	[μm]	largura de corte
d	[μm]	tamanho de grão
c_r	[μm]	folga radial
c	[°]	ângulo de rotação, ou arfagem, em torno do eixo Z
D_r	[mm]	diâmetro do restritor
D	[mm]	diâmetro
D_m	[mm]	diâmetro medido
D_k	[μm]	diâmetro médio do cristal
D_T	[μm]	diâmetro da ferramenta
D_w	[μm]	diâmetro da peça
e	[μm]	excentricidade
E	[N/mm ²]	módulo de elasticidade
F	[N]	força ou carregamento estático
F_m	[N]	força de atração do motor linear
F_c	[N]	força de impulso do motor linear
$F(t)$	[N]	força ou carregamento dinâmico
e_d	[mm]	erro diametral
e_r	[mm]	erro radial
f	[mm/min.]	avanço
f_a	[mm/min.]	avanço para acabamento
f_d	[mm/min.]	avanço para desbaste
f_t	[mm/min.]	avanço total
f_ω	[Hz]	freqüência
h_{AB}	[nm]	altura
K	[N/ μm]	rigidez
L	[mm]	comprimento do mancal
n	[rpm]	rotação da árvore

r	[mm]	raio
R_a	[nm]	rugosidade média
r_d	[mm]	raio ideal da ferramenta
r_e	[mm]	raio de quina
RF	[1/mm]	freqüência espacial
r_m	[mm]	raio medido
Rrms	[mm]	rugosidade raiz média quadrática
$R_{r,c}$	[nm]	rugosidade cinemática
$R_{t,t}$	[nm]	rugosidade cinemática teórica
r_T	[nm]	raio da ferramenta
r_w	[nm]	raio da peça
P-V	[nm]	rugosidade pico-vale
Q_r	[l/s]	consumo relativo de ar
T	[°C]	temperatura
U	[μm]	deslocamentos
t	[s]	tempo
v_c	[m/min.]	velocidade de corte
v_f	[m/min.]	velocidade de avanço
W_r	[N]	capacidade de carga relativa
w_w	[μm]	comprimento de onda
X	[mm]	direção coordenada
Y	[mm]	direção coordenada
Z	[mm]	direção coordenada
α	[°]	ângulo de folga
α_1	[°]	ângulo de folga
α_2	[°]	ângulo de folga extra
β	[graus]	ângulo
δ	[nm]	raio da aresta de corte
δ_x	[μm]	erro de movimento radial em X
δ_y	[μm]	erro de movimento radial em Y
δ_z	[μm]	erro de movimento radial em Z
ε	[%]	excentricidade relativa (c/e)
$\delta\phi_x$	[μm]	batimento em torno de X

$\delta\phi_y$	[μm]	batimento em torno de Y
$\delta\phi_x$	[μm]	erro de posicionamento
χ	[graus]	ângulo de posição da ferramenta
ϕ	[graus]	ângulo
ϕ_r	[graus]	ângulo de ferramenta
ϕ_w	[graus]	ângulo da peça
γ	[graus]	ângulo de saída
λ	[μm]	comprimento de onda
μ	[----]	coeficiente de atrito
ξ	[----]	amortecimento
ρ	[kg/m^3]	densidade

- SIMBOLOGIA PARA ANÁLISE NUMÉRICA

$\{A\}$	vetor aceleração do ponto
$\{F_{\text{max}}\}$	vetor de força máxima
$\{F_1\}$	parte real do vetor força
$\{F_2\}$	parte imaginária do vetor força
$\{F(t)\}$	vetor carregamento dinâmico
$\{F^r\}$	vetor de reação de carregamentos
$\{F^a\}$	vetor carregamento total aplicado
$\{F^{ac}\}$	vetor de carregamentos de aceleração
$\{F^{nd}\}$	vetor dos carregamentos nodais
$\{F_e^{th}\}$	vetor de carregamento de calor
$\{F_e^{pr}\}$	vetor de carregamento de pressão
$\{F_e^{pl}\}$	vetor de deformação plástica
$\{F_e^{cr}\}$	vetor de carregamento
$\{F_e^{sw}\}$	vetor de carregamento
$\{F_e^r\}$	vetor de carregamento de grandes deslocamentos
$[K]$	matriz de rigidez total da estrutura
$[K_j]$	porção da matriz rigidez baseada no material j
$[M]$	matriz total de massa

$\{U\}$	vetor deslocamento dos pontos nodais
$\{\ddot{U}\}$	vetor aceleração
$\{\dot{U}\}$	vetor velocidade
$\{U\}$	vetor deslocamento ou deformação
u_{\max}	deslocamento máximo
$\{V\}$	vetor velocidade do ponto
$\{a_T\}$	vetor de aceleração total
$\{a_1\}$	acelerações translacionais
$\{a_2\}$	acelerações translacionais
$\{a_3\}$	acelerações rotacionais
$\{\omega\}$	vetor velocidade rotacional
$\{\dot{\omega}\}$	vetor aceleração rotacional
$\{\Omega\}$	vetor velocidade angular
$\{\dot{\Omega}\}$	vetor aceleração angular
$[\xi]$	matriz de amortecimento da matriz
$[\xi_k]$	matriz de amortecimento do elemento
α	multiplicador da constante de massa
β	constante multiplicadora da matriz de rigidez
β_c	variável multiplicadora da matriz de rigidez
β_j	constante multiplicadora da matriz de rigidez para o material j
ϕ	defasagem de fase
ξ	constante de amortecimento médio
Ω	freqüência angular imposta (rad/s)
NMAT	número de materiais com entrada de amortecimento
NEL	número de elementos com especificação de amortecimento

II. GLOSSÁRIO

Este glossário se destina a estabelecer alguns dos termos utilizados neste trabalho, bem como adaptar outros para o campo de máquinas-ferramentas.

Repetibilidade – valor mais próximo do acordo entre o resultado de sucessivas medições da mesma medida levada sob as mesmas condições de medição [213].

Resolução – (de um aparelho indicador) é a menor diferença entre indicações do mostrador de um aparelho indicador que podem ser perfeitamente distinguidas [213]. A resolução é importante, pois ela nos dá a menor faixa de repetibilidade que alguém poderia obter se realmente tentasse [24].

Precisão – apesar de usada de diversas maneiras diferentes no contexto de engenharia, algumas vezes é definida como sinônimo de repetibilidade, outras como faixa de resolução, e em um terceiro uso como definição de um sistema que produza a melhor *accuracitie* ou a menor resolução que pode ser tipicamente obtida[4]. Recomenda-se que o termo precisão deva ser usado com forma de comparação qualitativa entre sistemas ou dispositivos semelhantes, e não para avaliações quantitativas entre sistemas.

Accuracy – ou *acuracidade* - é a mais próxima concordância entre o resultado de uma medição e o valor verdadeiro medido [213]. Para máquinas-ferramentas este pode ser expresso como o máximo erro translacional ou rotacional entre quaisquer dois pontos no volume de trabalho da máquina [24].

Erro – (de medição) é definido como o a diferença entre o resultado da medição e o da grandeza [213].

Erros aleatórios – é o resultado da medição menos a média que poderia resultar a partir de um número infinito de medições da mesma grandeza, realizada sob condições de repetibilidade [213].

Erros sistemáticos – média que poderia resultar a partir de um número infinito de medições da mesma grandeza, realizada sob condições de repetibilidade, menos o valor verdadeiro da grandeza [213].

III. LISTA DE FIGURAS

Figura .1 - Relações que envolvem a qualidade de uma máquina-ferramenta.	3
Figura .2 - Relações que envolvem a qualidade de uma peça usinada.	4
Figura .3 - Procedimento de projeto segundo VDI 2221.	5
Tabela .1 - Vantagens e desvantagens das soluções básicas.	6
Tabela 1.1 - Divisão do processo de usinagem.	8
Tabela 1.2 - Divisão da usinagem segundo a precisão atingível.	8
Tabela 1.3 - Relação entre precisão e mecanismo de usinagem.	9
Tabela 1.4 - Processo de fabricação de elementos ópticos e mecânicos de alta precisão.	10
Tabela 1.5 - Quadro das vantagens e desvantagens do processo tradicional..	11
Figura 1.1 - Evolução da precisão nos processos e da inspeção neste século..	12
Figura 1.2 - Máquina-ferramenta para usinagem de ultraprecisão Boley - década de 60/70 .	13
Figura 1.3 - Gerador anesférico Moore MR-17.	14
Figura 1.4 - Large Optics Diamond Turning Machine..	15
Figura 1.5 - Tetraform 1 de Lindsey desenvolvido no NPL – Inglaterra.	16
Tabela 1.6 - Quadro comparativo.	17
Tabela 1.7 - Características do Robonano Ui®..	18
Figura 1.6 - Torno de ultraprecisão Toyoda Seiki AHP 50-32..	18
Figura 1.7 - Torno para usinagem de ultraprecisão desenvolvido pelo USIMAQ-UFSC.	19
Tabela 1.8 - Principais fabricantes privados de máquinas-ferramentas de ultraprecisão.	20
Tabela 2.1 - Principais formas usinadas por ultraprecisão.	22
Tabela 2.2 – Materiais de peça a serem processados , em ordem de importância.	23
Tabela 2.3 – Materiais a serem processados na fabricação do protótipo.	25
Tabela 2.4 – Características e limitações dos processos de usinagem à disposição.	27
Tabela 2.5 – Classificação das especificações de projeto.	28
Figura 2.1 - Função total da máquina-ferramenta de ultraprecisão.	30
Tabela 2.6 - Cinemática para geração das principais formas usinadas por ultraprecisão.	31
Figura 2.2 - Estrutura de funções parciais nº 1.	32
Figura 2.3 - Estrutura de funções parciais nº 2.	33
Figura 2.4 - Estrutura de funções parciais nº 3.	33
Figura 2.5 - Estrutura de funções parciais nº 4.	34
Tabela 2.7 - Desenhos esquemáticos das estruturas funcionais.	35

Tabela 2.8 - Arranjos construtivos de máquinas-ferramentas.	41
Tabela 2.9 - Matriz de comparação para as estruturas.	42
Figura 2.6 - Classificação dos mancais quanto ao carregamento.	44
Figura 2.7 - Classificação dos mancais quanto à sustentação.	44
Figura 2.8 - Tipos de mancais de elementos rolantes.	45
Figura 2.9 - Classificação quanto à forma de sustentação.	46
Figura 2.10 - Classificação dos mancais hidrostáticos quanto ao carregamento.	47
Figura 2.11 - Classificação dos mancais hidrostáticos quanto ao tipo de restritor.	47
Figura 2.12 - Princípio de funcionamento dos mancais magnéticos.	49
Tabela 2.10 - Comparação entre os diversos tipos de mancais.	50
Figura 2.13 - Comparador Rogers-Bond com guias cilíndricas (fins do século XIX).	52
Figura 2.14 - Tomo de Maudlay (cerca de 1800).	53
Figura 2.15 - Referências para classificação dos graus de liberdade segundo a norma ISO.	54
Tabela 2.11 - Matriz de comparação das guias de escorregamento.	55
Tabela 2.12 - Matriz de comparação das guias de rolamento.	56
Tabela 2.13 - Matriz de comparação das guias de rolamento com elementos externos.	57
Tabela 2.14 - Matriz de comparação das guias a filme fluido.	58
Tabela 2.15 - Matriz de comparação das guias especiais.	59
Tabela 2.16 - Matriz de comparação dos acionamentos rotativos.	61
Tabela 2.17 - Matriz de comparação dos acionamentos lineares.	63
Tabela 2.18 - Tabela de seleção para acionamentos	66
Tabela 2.19 - Matriz de comparação dos sensores de posição rotativos ou angulares.	69
Tabela 2.20 - Matriz de comparação dos sensores de posição lineares.	69
Tabela 2.21 - Matriz de comparação dos sensores de fim de curso.	70
Tabela 2.22 - Matriz de comparação dos sistemas de fixação.	71
Tabela 2.23 - Matriz de comparação dos acoplamentos.	72
Tabela 2.24 - Comparação entre o diamante e outros materiais de ferramentas.	74
Figura 2.16 - Geometria de uma ferramenta para usinagem de ultraprecisão.	74
Tabela 2.25 - Matriz de comparação dos porta-ferramentas.	75
Tabela 2.26 - Matriz de comparação das formas de aplicação dos fluidos de corte.	76
Tabela 2.27 - Principais fluidos de corte utilizados em usinagem de ultraprecisão.	76
Figura 2.17 - Esquema de controle em malha aberta e malha fechada.	77
Tabela 2.28 - Matriz de comparação dos comandos numéricos.	77
Tabela 2.29 - Matriz de comparação dos isoladores de vibrações.	78

Tabela 2.30 - Classificação das salas limpas segundo a norma FS-209.	79
Tabela 2.31 - Escolha dos elementos mais apropriados.	80
Figura 2.18 - Arranjo selecionado para a máquina-ferramenta.	83
Figura 3.1 - Sintetização das informações do projeto conceitual para a implementação.	84
Figura 3.2 - Sapata de nivelamento.	86
Figura 3.3 - Resultados da planicidade da placa superior da estrutura.	86
Figura 3.4 - Fixação da estrutura à estrutura.	87
Figura 3.5 - Rugosidade cinemática teórica.	88
Tabela 3.1 - Valores de f [$\mu\text{m}/\text{ver.}$] obtidos em função de R_{H} e r_{G} .	88
Tabela 3.2 - Avanço total em função de n (rpm).	89
Figura 3.6 - Constituintes do motor linear.	89
Figura 3.7 - Recomendação de montagem do motor linear.	90
Figura 3.8 - Variação da força magnética F_m com a folga c .	91
Tabela 3.3 - Formas de montagem do motor linear.	91
Figura 3.9 - Montagem do motor de torque.	93
Tabela 3.4 - Fatores utilizados no dimensionamento dos mancais aerostáticos.	93
Figura 3.10 - Concepção utilizando um e dois carros a ser empregada nos eixos X e Z.	94
Figura 3.11 - Principais dimensões dos mancais aerostáticos cilíndricos.	95
Figura 3.12 - Definição de excentricidade.	95
Figura 3.13 - Gráfico L X D para determinação de W_r e Q_r .	96
Tabela 3.5 - Valores de W_r e Q_r para cálculo dos mancais.	96
Tabela 3.6 - Características dos mancais aerostáticos das guias.	97
Figura 3.14 - Seqüência de fabricação dos mancais aerostáticos.	97
Figura 3.15 - Formas de fabricação dos restritores do tipo orifício.	98
Figura 3.16 - Seqüência de fabricação dos restritores de fluxo por moldagem parcial.	99
Figura 3.17 - Erros de montagem nos eixos - guias.	99
Figura 3.18 - Detalhe do alinhamento dos mancais.	100
Figura 3.19 - Princípio de funcionamento do laser interferométrico.	101
Figura 3.20 - Considerações sobre montagem e alinhamento dos emissores laser.	102
Figura 3.21 - Elementos constituintes do encoder linear.	103
Figura 3.22 - Princípio de funcionamento do encoder linear.	103
Figura 3.23 - Vista geral da montagem do encoder do eixo Z.	104
Figura 3.24 - Encoder angular do ROD 800.	105

Figura 3.25 - Montagem do encoder angular no eixo X. 106
Figura 3.26 - O sistema de controle. 107
Figura 3.27 - Montagem da árvore principal. 108
Figura 3.28 - Esquema de montagem dos sensores de fim de curso. 109
Figura 3.29 - Descrição do sistema de ar comprimido. 109
Figura 3.30 - Lay-out do ambiente e configuração dos dutos de climatização. 110
Figura 3.31 - Visão geral do protótipo. 111
Figura 4.1 - Diagrama esquemático do sistema de controle PID+Feedforward. 113
Figura 4.2 - Deslocamento de 1 μm com avanço de 1 mm/min. 115
Figura 4.3 - Deslocamento de 0,5 μm com avanço de 1 mm/min.. 116
Figura 4.4 - Deslocamento de 1 mm com avanço de 5 mm/min. 116
Figura 4.5 - Deslocamento de 1 μm com avanço de 1 mm/min. 117
Figura 4.6 - Deslocamento de 0,5 μm com avanço de 1 mm/min.. 118
Figura 4.7 - Deslocamentos de 2 mm com avanço de 10 mm/min. 119
Figura 4.8 - Deslocamento de 120 mm com avanço de 100 mm/min. 119
Figura 5.1 - Exemplo de aplicação de anesferas 121
Tabela 5.1 - Relação entre os valores de K e a superfície gerada. 123
Figura 5.2 - Estrutura do programa. 124
Figura 5.3 - Tela do módulo peça. 125
Figura 5.4 - Representações das saídas do programa. 127
Figura 6.1 - Esquema dos nodos representativos dos mancais em cada uma das condições. 138
Figura 6.2 - Componentes da força de usinagem no torneamento, segundo a norma DIN 6584.. 139
Figura 6.3 - Direção dos carregamentos aplicados ao modelo. 139
Figura 6.4 - Modelo de elementos de vigas do protótipo. 141
Figura 6.5 - Detalhes do modelo de vigas. 141
Figura 6.6 - Modelo sólido simplificado do protótipo.. 142
Figura 6.7 - Detalhes do modelo sólido simplificado do protótipo. 142
Tabela 6.1 - Níveis de deslocamento para os modelos de vigas e sólido. 143
Tabela 6.2 - Freqüências naturais do modelo de vigas e modelo sólido. 143
Figura 6.8 - Níveis de deslocamentos nos modelos sob carregamento. 144
Figura 6.9 - Comparação entre os modos naturais de vibrações do modelo de		

vigas e sólido. 145
Figura 6.10 - Resultado dinâmico numérico, modelo de vigas 146
Figura 6.11 - Resultado dinâmico experimental 147
Figura 7.1 - Classificação dos erros em máquinas-ferramentas. 148
Figura 7.2 - Erros geométricos em guias de máquinas-ferramentas. 151
Figura 7.3 - Equipamento experimental dos ensaios de posicionamento. 152
Figura 7.4 - Repetibilidade de posicionamento - Eixo X. 153
Figura 7.5 - Erro de posição - Eixo X. 153
Figura 7.6 - Desvio Médio Unidirecional - Eixo X. 153
Figura 7.7 - Repetibilidade de posicionamento - Eixo Z. 154
Figura 7.8 - Erro de posição - Eixo Z. 154
Figura 7.9 - Desvio Médio Unidirecional - Eixo Z. 154
Figura 7.10 - Resultados dos ensaios de microposicionamento da guia Z. 155
Figura 7.11 - Equipamento experimental do ensaio de perpendicularismo. 156
Figura 7.12 - Erros básicos de um eixo-árvore. 157
Figura 7.13 - Exemplos de direções sensitivas.. 158
Figura 7.14 - Equipamento utilizado na centragem da flange de montagem. 158
Figura 7.15 - Equipamento utilizado no balanceamento da árvore 159
Figura 7.16 - Dinâmica básica do processo de vibrações em máquinas-ferramentas.. 161
Figura 7.17 - Pontos de medição da resposta em freqüência do protótipo. 163
Figura 7.18 - Medição da resposta em freqüência de pontos específicos do protótipo (plano Z-X). 164
Figura 7.19 - Equipamento experimental para os ensaios dinâmicos - método da excitação forçada. 166
Figura 7.20 - Equipamento experimental para os ensaios dinâmicos - método da excitação impulsiva. 166
Figura 7.21 - Comparação entre os métodos de excitação forçada e impulsivo. 167
Figura 7.22 - Resposta em freqüência no ponto 0. 167
Figura 7.23 - Resposta em freqüência no ponto 1. 168
Figura 7.24 - Resposta em freqüência no ponto 2. 168
Figura 7.25 - Resposta em freqüência no ponto 3. 168
Figura 7.26 - Resposta em freqüência no ponto 4. 169
Figura 9.1 - Sugestões para melhora da estabilidade da guia X. 174

Figura A5.1 - Desenho do mancal aerostático do eixo X 199
Figura A5.2 - Desenho do mancal aerostático do eixo Z 200
Figura A7.1 - Características geométricas do encoder ROD 800 201
Figura A8.1 – Principais dimensões do mancal PI-4B da árvore 202
Figura A10.1 – Vista lateral 203
Figura A10.2 – Vista superior 203
Figura A10.3 – Vista frontal 203
Figura A11.1 – Elemento de viga 3D genérico. 204
Figura A11.2 – Geometria do <i>off-set</i> 206
Figura A11.3 – Translação dos eixos 206
Figura A12.1 – Elemento sólido 3D genérico 210

IV. RESUMO

Esta tese refere-se ao desenvolvimento do protótipo de uma máquina-ferramenta numericamente controlada por computador, com capacidade para usinar elementos ópticos e mecânicos de alta e ultraprecisão, com rugosidades Ra na faixa de 100 a 1 nm (10^{-9} m), através do torneamento com ferramentas de diamante de gume único.

O procedimento consiste em aplicar metodologias de projeto capazes de oferecer soluções no campo de novos componentes e sistemas, bem como novas aplicações para soluções já conhecidas e dominadas.

O desenvolvimento é composto pelo projeto conceitual, onde todos os requisitos são apresentados e as diversas soluções possíveis de serem empregadas são analisadas sob os aspectos tecnológicos e econômicos. A solução conceitual servirá de estrutura para o projeto mecânico, utilizando o modelamento que visa prever o comportamento do protótipo, seguindo o detalhamento de projeto, fabricação, montagem, ajustagem, integração mecânica-eletrônica e qualificação do protótipo.

Findo o trabalho, o protótipo deverá estar apto para operação, assim como todas as suas limitações e necessidade de aprimoramentos futuros deverão ser apresentadas.

V. ABSTRACT

This thesis concerns about the prototype development of a numerically controlled precision machine tool. This prototype will be able to manufacture high and ultraprecision optical and mechanical components, with roughness Ra from 100 to 1 nm, by means of turning with single point diamond tool.

The proceed consists of applying Design Methodologies able offering solutions in the fields of new mechanical components and systems, as well as new applications for solutions already known.

The development consists in a conceptual design were all the necessities were listed and analyzed under many aspects, from the technological to the economical one. The resulting Conceptual Solution will be the estrutura for the detailed design and numerical model, that will give the firsts information about the prototype behavior.

By the end a fully operational high precision machine tool for single point turning will be presented, with all the problems, solutions and limitations. The results acquired during this development will listed as well their further necessity to improve its performance and carry on this research.

INTRODUÇÃO

As origens das máquinas-ferramentas podem ser remontadas ao período paleolítico superior, cerca de 6.000 a.C., onde nossos ancestrais desenvolveram plainas primitivas, utilizando pedaços de madeira para prover uma estrutura e pedra lascada como ferramenta.

Os primeiros tornos datam do ano 1.000 a.C., sendo que o Renascimento proporcionou o ambiente para a primeira grande evolução destes. Desde então, a busca por maiores precisões e qualidade superficial na fabricação sempre foi e será uma constante na engenharia [11,35,38].

Normalmente associada à fabricação de microcomponentes ou peças com reduzidas dimensões, lembranças dos antigos fabricantes de relógios e instrumentos de medição, a fabricação de precisão é apenas um dos campos abrangidos pela engenharia de precisão.

Desta forma, a fabricação de precisão é responsável pela produção de todos os componentes, independentes de forma ou tamanho, que apresentem elevadas tolerâncias geométricas e dimensionais, associados ou não à alta qualidade superficial.

Assim, este trabalho pretende contribuir com os aspectos relevantes do projeto de um torno para usinagem de ultraprecisão, envolvendo a concepção, detalhamento de projeto, fabricação, ajustagem e qualificação de um protótipo.

1. OBJETIVO

Projetar é uma atividade que, inerente a quase todas as esferas da vida humana, é apoiada em descobertas e leis científicas, criando condições para aplicações destas leis na fabricação de produtos úteis [37].

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento do protótipo de uma máquina-ferramenta numericamente controlada por computador, com capacidade para usinar elementos ópticos e mecânicos de alta e ultraprecisão, utilizando ferramentas de diamante de gume único. Quando se entra no campo dos componentes de alta e ultraprecisão, tanto as tolerâncias geométricas e dimensionais quanto a qualidade superficial encontram-se no nível do sub-micrométrico. Desta forma, o somatório das amplitudes de deslocamento de todos os sistemas que compõem a máquina-ferramenta não deve ultrapassar este nível. Assim, a metodologia de projeto deve oferecer soluções no campo de novos componentes e sistemas, bem como novas aplicações para soluções já conhecidas e dominadas.

O desenvolvimento é composto pelo projeto conceitual, projeto mecânico, modelamento, fabricação, montagem, ajustagem, integração óptica-mecânica-eletrônica e qualificação do protótipo.

A relevância no desenvolvimento deste trabalho está em apresentar contribuições ao projeto de máquinas-ferramentas, em especial às destinadas à usinagem de alta e ultraprecisão, rompendo com os conceitos tradicionais de estrutura, materiais, mancalização, acionamentos e controles. Especial ênfase será dada no sentido de testar novas formas de acionamentos, com ênfase em tentar manter as partes móveis sem contato com a estrutura, através do uso de motores lineares sem contato, guias aerostáticas, motores de torque abertos sem contato e controle adaptativo em tempo real, os quais têm se mostrado como o estado da arte para as máquinas-ferramentas do próximo século.

Esta máquina deverá ter versatilidade na geração de formas, sendo capaz de usinar peças cilíndricas, discos, planos, polígonos e calotas esféricas, além de outras formas de revolução axi-simétricas (anesferas). Os componentes a serem usinados, de forma geral, serão em materiais não-ferrosos, polímeros, cerâmicos, vítreos, entre outros. O protótipo deverá também garantir aos componentes usinados elevada precisão de forma, dimensional, com ou sem a necessidade de alta qualidade superficial.

.2. METODOLOGIA

Os primeiros tornos projetados segundo princípios modernos foram realizados pelo francês Vaucanson, por volta de 1765. Tratavam-se de tornos com barramentos prismáticos paralelos em V, os quais só encontraram aceitação no século seguinte, por intermédio de Maudslay. Este reuniu sob um único projeto o uso do ferro, aço e bronze em oposição à madeira como elemento estrutural de uma máquina-ferramenta. Maudslay aliou seu bom senso de fabricante de instrumentos ao projeto de máquinas e gerou discípulos como Bramah, Clement, Whitworth, Nasmyth e outros [11,38].

Nasmyth, o inventor da forja a vapor, foi a pessoa que expressou as idéias de Maudslay em três regras básicas:

- *Tenha uma noção clara do que deseja obter e então você terá todas as condições de fazê-lo.*
- *Mantenha um controle de qualidade rígido sobre seus materiais; tenha uma visão clara de "libra" de material e qual sua importância, coloque em si mesmo a pergunta (existe realmente a necessidade de tal componente estar lá?). Evite complexidade e faça tudo tão simples quanto possível.*

- *Lembre-se de ter uma noção da função exercida por cada uma das peças.*

Estas máximas tornaram-se a essência para o projeto de uma máquina-ferramenta de qualidade. Porém, apesar das inúmeras teorias de projeto existentes, a tendência ao longo da formação de um projetista é que este desenvolva sua própria metodologia, sistematizando procedimentos e sintetizando o melhor de diversas técnicas de projeto [18,24,32,37].

O projeto, por sua natureza, é um processo sistemático com cada uma de suas etapas sendo iniciada ao término da anterior. Weck [32] apresenta, as relações que envolvem o projeto de uma máquina-ferramenta, onde a qualidade está relacionada com os sistemas que a compõem, o uso a que se destina, os esforços mecânicos e térmicos a que será submetida, a forma como afeta o meio ambiente e as precisões e acabamento estipulados para a peça.

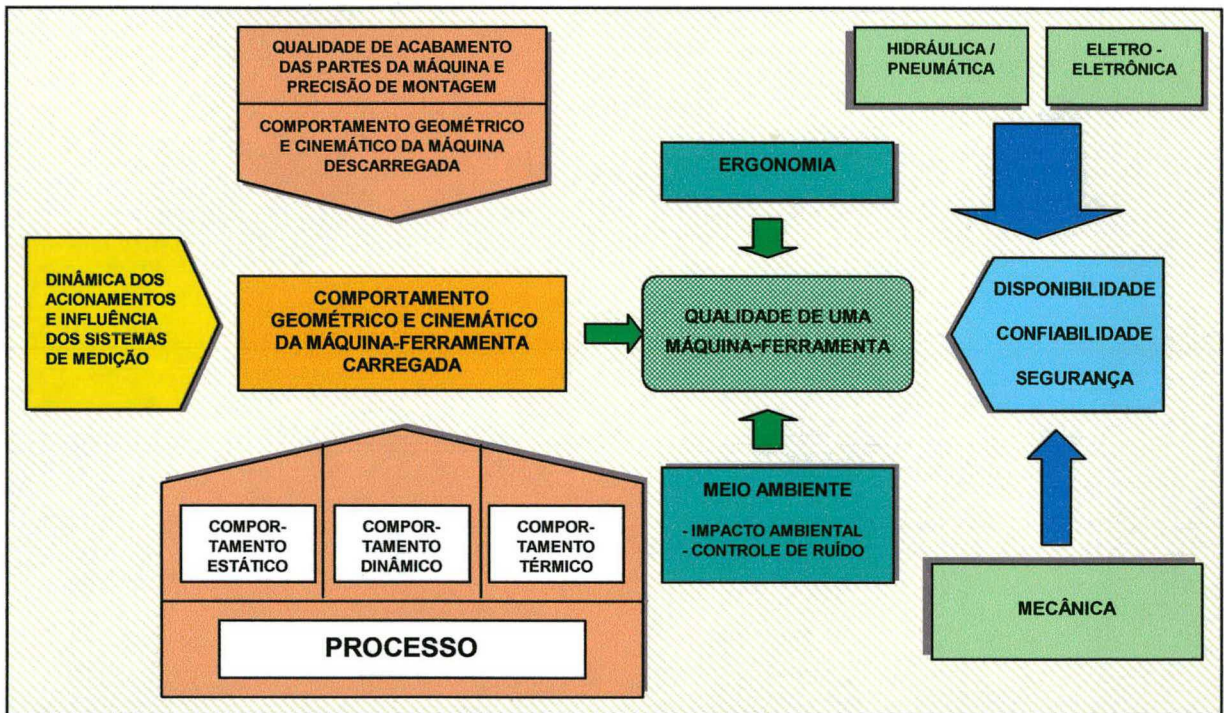


Figura .1 - Relações que envolvem a qualidade de uma máquina-ferramenta [32].

Porém, quando o objetivo é usinar componentes de ultraprecisão, a máquina passa a ser um dos meios para tal fim. As relações que envolvem a precisão e qualidade de um componente usinado são apresentadas na figura .1. Nesta figura pode-se observar as diversas parcelas que contribuem para o resultado desejado e quais suas origens. A partir desta figura também pode-se concluir que não basta apenas se concentrar no ponto máquina-ferramenta, pois mesmo a melhor das máquinas pode apresentar resultados de usinagem não satisfatórios, quando se negligencia a fixação ou controle ambiental.

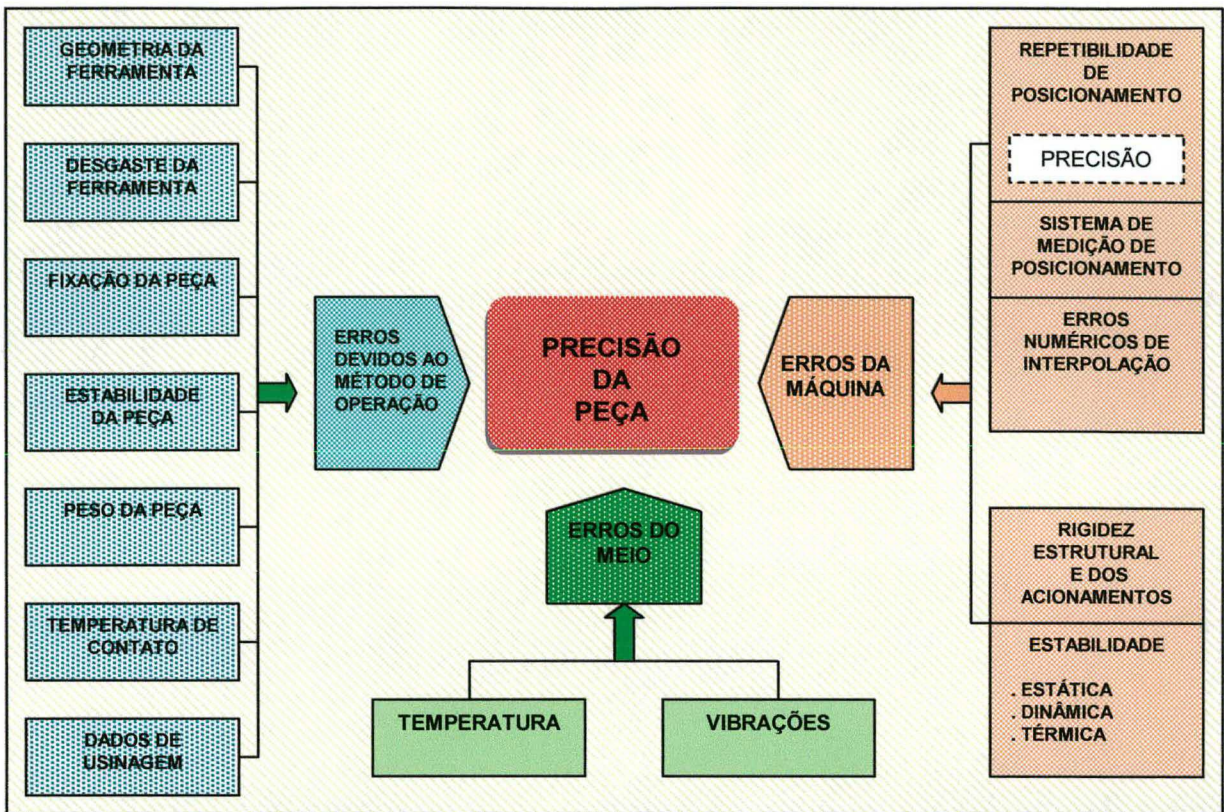


Figura .2 - Relações que envolvem a qualidade de uma peça usinada [6,39].

A metodologia empregada no desenvolvimento deste trabalho foi baseada na proposta apresentada por Pahl e Beitz [37], assim como a VDI 2221, onde o procedimento geral para o projeto é apresentado na figura .3.

A seqüência para o desenvolvimento de um projeto proposto por Pahl e Beitz [37], assim como a VDI 2221, dividem o trabalho em quatro fases principais [1,2]:

- a definição da tarefa, onde o departamento de projeto solicita informações aos representantes dos clientes, visando levantar possíveis custos, rentabilidade e uma viabilidade potencial do projeto;
- projeto conceitual, onde são estabelecidas as relações funcionais dos componentes e uma estrutura física é geralmente definida;
- projeto preliminar, onde algumas das soluções apresentadas no projeto conceitual são expandidas em detalhes e arrançadas;
- projeto detalhado, que pode ser definido como tudo que segue o projeto preliminar com o objetivo de trazer o projeto à vida.

Slocum [24] acrescenta uma quinta fase as quatro apresentadas anteriormente:

- acompanhar o projeto (*Design follow-up*), a qual pode ser definida como as atividades que englobam a parte de documentação e planos de manutenção, onde geralmente os projetistas tentam se esquivar ou mesmo fugir [24].

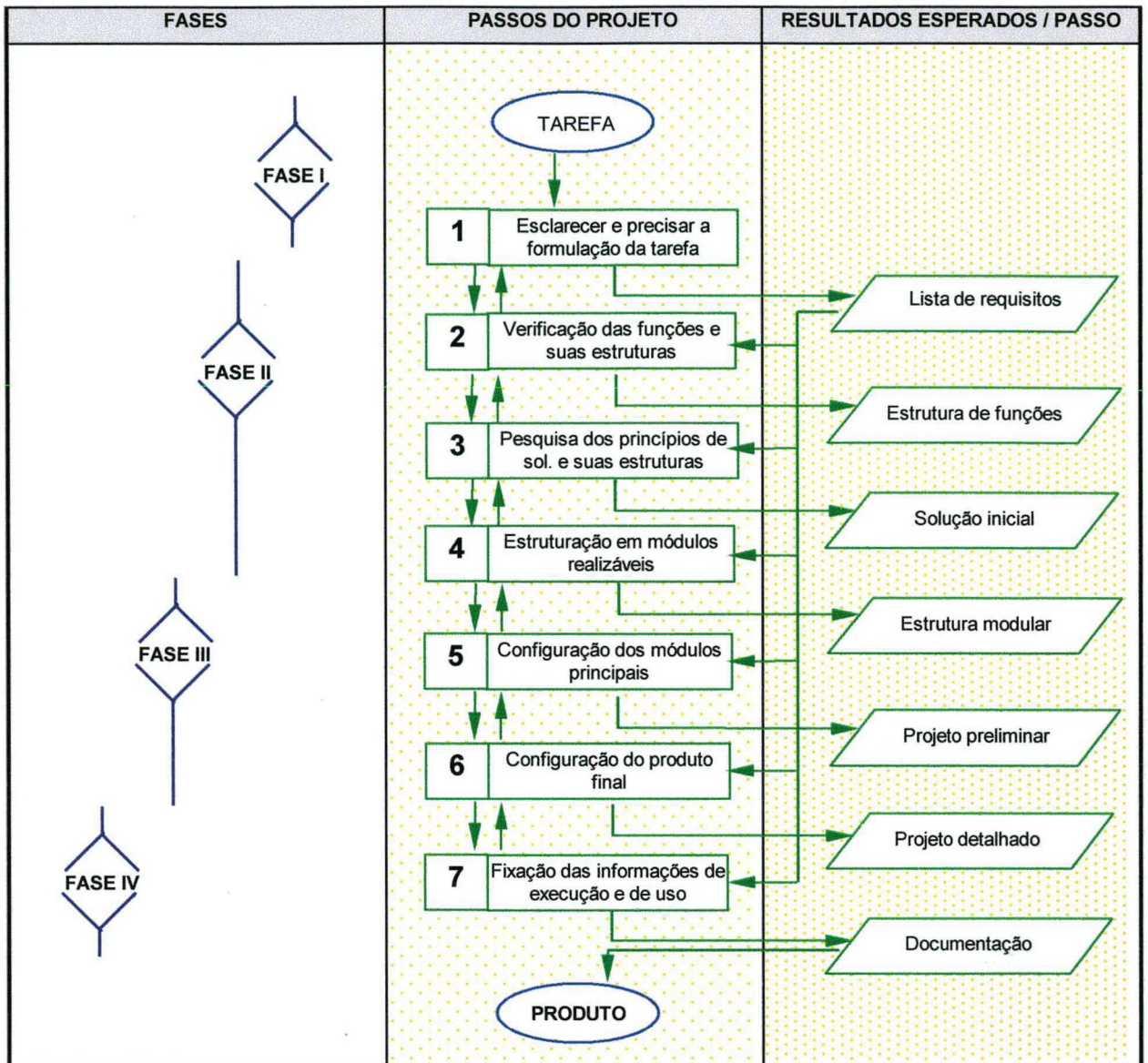


Figura .3 - Procedimento de projeto segundo VDI 2221 [1].

Ao longo do desenvolvimento de um projeto, o projetista deve ter flexibilidade suficiente para poder absorver novos conceitos e introduzir modificações conforme novos avanços tecnológicos ou mudanças nos requisitos assim o determinarem.

A estes requisitos pode-se acrescentar:

- a fabricação,
- montagem e ajustagem
- e ensaios de qualificação,

os quais abrangem todo o espectro do desenvolvimento de um protótipo de máquina-ferramenta.

Todo projeto é iniciado a partir do momento em que é detectado um problema e as necessidades das pessoas envolvidas com o mesmo. Neste trabalho, o problema detectado surgiu em fins da década de 80, quando os altos custos associados às restrições na importação de máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão levaram à decisão de se desenvolver uma máquina-ferramenta moderna, com certo grau de sofisticação, a partir de experiência conjunta adquirida nos Laboratórios de Mecânica de Precisão e no Laboratório de Hardware, do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Detectado o problema, surge a necessidade de defini-lo corretamente, de modo que não seja gasto tempo à da procura de soluções para conseqüências geradas pelo mesmo, o que não o resolve por completo.

No caso estudado, o problema vem da necessidade de obtenção de componentes usinados com alta e ultraprecisão, o que aponta para três soluções básicas:

- compra dos componentes no exterior;
- compra de uma máquina para usinagem de ultraprecisão;
- fabricação de uma máquina para usinagem de ultraprecisão.

Analisando as três soluções na tabela .1, foram encontradas vantagens e desvantagens em cada uma e estas formaram o ponto chave para se tomar a decisão de seguir no desenvolvimento de uma máquina-ferramenta para usinagem de ultraprecisão junto ao Laboratório de Mecânica de Precisão.

Tabela .1 - Vantagens e desvantagens das soluções básicas.

SOLUÇÃO	VANTAGENS	DESvantagens
- IMPORTAÇÃO DOS COMPONENTES	- MENOR CUSTO	- RESTRIÇÕES DE VENDA - TEMPO PARA RECEBIMENTO - PROJETO DETALHADO
- IMPORTAÇÃO DA MÁQUINA	- TEMPO PARA OPERACIONALIZAÇÃO	- ALTO CUSTO - RESTRIÇÕES DE IMPORTAÇÃO - RESTRIÇÕES NO USO - MANUTENÇÃO
- DESENVOLVIMENTO DA MÁQUINA	- DOMÍNIO DA TECNOLOGIA - ISENÇÃO DE RESTRIÇÕES - FACILIDADE DE MANUTENÇÃO - POSSIBILIDADE DE OFERECER SERVIÇOS - CUSTO MENOR	- TEMPO PARA OPERACIONALIZAÇÃO

O trabalho será desenvolvido em etapas, conforme a relação abaixo:

- identificação do problema;
- levantamento das estruturas funcionais que levem à solução do problema;

- seleção de componentes que levem ao preenchimento dos requisitos das estruturas funcionais;
- escolha da melhor solução;
- implementação da melhor solução;
- teste da solução implementada;
- análise dos resultados obtidos;
- conclusão.

Ao término, este trabalho deverá apresentar contribuições em especial na área de acionamentos e sistemas manuais para guias e árvores ao desenvolvimento de máquinas-ferramentas de alta precisão ou convencionais, assim como instrumentos de precisão.

CAPÍTULO 1

REVISÃO DO ESTADO DA ARTE

1.1. ESTADO DA ARTE DA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO

A definição de usinagem, segundo a DIN 8580, aplica-se a todos os processos de fabricação onde ocorre a remoção de material sob a forma de cavaco. A usinagem pode ser dividida segundo o processo, conforme a tabela 1.1 [32].

Tabela 1.1 – Divisão do processo de usinagem.

USINAGEM	PROCESSO	
▪ CONVENCIONAL	GEOMETRIA DEFINIDA	TORNEAMENTO FRESAMENTO FURAÇÃO PLAINAMENTO
	GEOMETRIA NÃO DEFINIDA	RETIFICAÇÃO BRUNIMENTO LAPIDAÇÃO POLIMENTO
▪ NÃO CONVENCIONAL	ELETROEROSÃO POR FAÍSCA ELETROEROSÃO QUÍMICA REMOÇÃO POR ULTRA-SOM REMOÇÃO TERMOFÍSICA (LASER, FEIXE DE ELETRONS, FEIXE DE ÍONS) REMOÇÃO POR JATO D'ÁGUA	

Quanto a precisão possível de ser atingida, a usinagem pode ser dividida em três ramos distintos, com dependência cronológica do grau de modernidade das máquinas, conforme a tabela 1.1. Esta divisão engloba máquinas, equipamentos de processo e medição, assim como os transdutores de deslocamento, pelos quais pode-se obter a resolução indicada.

Tabela 1.2 - Divisão da usinagem segundo a precisão atingível.

USINAGEM	PRECISÃO ATINGÍVEL	
	ANO	
	1.980	2.000 (ESTIMATIVA)
NORMAL	5 μm	1 μm
DE PRECISÃO	0,5 μm	0,1 μm
DE ULTRAPRECISÃO	0,05 μm	0,01 μm

Tomando como referência o centro de usinagem Fanuc Robonano Ui® [103], apresentado ao mercado em 1998 com uma resolução de $0,001\mu\text{m}$ (1nm), pode-se observar que as previsões para o ano 2000 estão superadas pela tecnologia. As divisões da usinagem em função do processo e precisão tornam possível estabelecer o relacionamento entre os processos e as precisões possíveis de serem atingidas, conforme a tabela 1.3.

Tabela 1.3 - Relação entre precisão e mecanismo de usinagem.

PRECISÃO	MECANISMO DE USINAGEM
10 μm	ELETROEROSÃO POR FAÍSCA USINAGEM QUÍMICA CORTE COM FIOS ABRASIVOS
1 μm	ELETROEROSÃO DE PRECISÃO POLIMENTO ELETROLÍTICO USINAGEM FINA OU RETIFICAÇÃO FOTOLITOGRAFIA (LUZ VISÍVEL)
0,1 μm	RETIFICAÇÃO DE SUPERFÍCIES ESPELHADAS LAPIDAÇÃO DE PRECISÃO FOTOLITOGRAFIA (LUZ ULTRAVIOLETA) USINAGEM COM FERRAMENTA DE GUME ÚNICO
0,01 μm	USINAGEM POR ULTRA-SOM LAPIDAÇÃO MECÂNICO-QUÍMICA LAPIDAÇÃO REATIVA USINAGEM A LASER EXPOSIÇÃO A FEIXE DE ELÉTRONS EXPOSIÇÃO A RADIAÇÃO
0,001 μm (1 nm)	LAPIDAÇÃO SEM CONTATO USINAGEM IÔNICA USINAGEM QUÍMICA
SUBNANÔMETRO	USINAGEM POR FEIXES ATÔMICOS OU MOLECULARES

Estas três tabelas permitem orientar o processo de usinagem necessário para a fabricação da maioria dos componentes [3]. Apesar da busca por maiores precisões ser uma constante ao longo da evolução do processo de usinagem, o caminho inicial para fabricação de alta precisão está firmemente enraizado na revolução industrial e exemplificado em nomes como Henry Mandslay, Joseph Bramah e Joseph Whitworth, na Inglaterra e Eli Whitney, Simeon North e Samuel Colt, nos Estados Unidos [4].

James Watt, ao adquirir sua patente para máquinas a vapor em 1.769, teve problemas consideravelmente sérios em colocá-las em uso prático, devido principalmente à lacuna no acompanhamento da tecnologia de trabalho em metais. Na época, a tolerância dimensional para cilindros de 700 mm de diâmetro era dita para ser de no máximo 18 mm. Poucos anos depois, em 1.775, John Wilkinson concluiu o desenvolvimento da máquina de brunir, a qual

tornou possível a usinagem de cilindros de 1.800 mm de diâmetro com precisão de 1 mm [11,35, 38].

Atualmente, passados quase dois séculos, a evolução da tecnologia de fabricação permite que muitos componentes de alta tecnologia possam ser fabricados, em bases regulares, com uma precisão (relação entre dimensão e tolerância) de uma parte em 100.000 ou mais [4,49].

Na indústria óptica, assim como na indústria tradicional de componentes de precisão, as mudanças pouco se fizeram sentir até a primeira metade do século XX, onde a ênfase principal era no sentido de melhorar a qualidade e aumentar a produtividade, com base no aprimoramento das tecnologias já dominadas, ao invés de enfatizar o desenvolvimento de novas tecnologias de fabricação.

Pode-se tomar como exemplo o processo para obtenção de Elementos Ópticos de Precisão (EOP), ainda muito difundido nos dias atuais, onde a fabricação é constituída por uma série de operações de usinagem, as quais também podem ser estendidas à fabricação de componentes mecânicos, conforme a tabela 1.4.

Tabela 1.4 - Processo de fabricação de elementos ópticos e mecânicos de alta precisão [5].

SEQ.	OPERAÇÃO	MÁQUINA
1	CORTE	SERRA
2	USINAGEM DE PRÉ-FORMA	LAPIDADORAS (TAMANHO DO ABRASIVO: 150-300 μm)
3	PRÉ-LAPIDAÇÃO	
4	LAPIDAÇÃO GROSSEIRA	
5	PRÉ LAPIDAÇÃO FINA	
6	LAPIDAÇÃO FINA	
7	PRÉ-POLIMENTO	
8	POLIMENTO	POLIDORAS
9	POLIMENTO FINO	(TAMANHO DO ABRASIVO: 10-150 μm)
10	POLIMENTO DE CONTATO	
11	POLIMENTO DE CORREÇÃO	MANUAL (ABRASIVO: 1-10 μm)

A tabela 1.5 apresenta um quadro das vantagens e desvantagens inerentes ao processo tradicional de fabricação de elementos ópticos e mecânicos de alta precisão.

Contudo, com o surgimento de uma demanda por componentes de alta e ultraprecisão nos anos 60, para aplicações em ciências avançadas, indústria de energia, eletro-eletrônica, de defesa, entre outras, tornou-se necessária a pesquisa de novas formas de fabricação que pudessem atender à demanda de forma rápida e também assegurar uma qualidade igual ou superior ao processo de fabricação convencional [13,40,42,44].

Tabela 1.5 - Quadro das vantagens e desvantagens do processo tradicional.

VANTAGENS	DESVANTAGENS
<ul style="list-style-type: none"> • ALTA PRODUTIVIDADE, POIS CADA DISPOSITIVO PODE CONTER VÁRIOS ELEMENTOS A SEREM PROCESSADOS; • TECNOLOGIA DOMINADA; • MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS PODEM SER OBTIDOS A PARTIR DOS JÁ EXISTENTES; • BAIXO NÍVEL DE INVESTIMENTO EM TECNOLOGIA. 	<ul style="list-style-type: none"> • NECESSIDADE DE MÁQUINAS ESPECÍFICAS PARA CADA OPERAÇÃO; • NECESSIDADE DE AJUSTES PRÉVIOS A CADA OPERAÇÃO; • FORTE RELAÇÃO ENTRE MÁQUINA E OPERADOR; • BAIXA TAXA DE REMOÇÃO DOS PROCESSOS DE USINAGEM LISTADOS, OU SEJA, ELEVADOS TEMPOS DE FABRICAÇÃO; • TEMPOS SECUNDÁRIOS DE FABRICAÇÃO ELEVADOS, DEVIDO AO TRANSPORTE ENTRE MÁQUINAS; • BAIXA FLEXIBILIDADE DE FABRICAÇÃO; • LIMITAÇÕES QUANTO À FORMA GEOMÉTRICA DO COMPONENTE; • ALTO CUSTO.

Durante as décadas de 60 e 70 a usinagem de ultraprecisão começou a ser pesquisada como forma alternativa de produção para elementos ópticos de precisão, o que deu forma à usinagem de ultraprecisão no sentido atual, tendo como base os trabalhos pioneiros de Bryan, no Lawrence Livermore National Laboratory (LLNL), nos anos 70 [6,42,44].

Nos laboratórios da Du Pont, Perkin-Elmer, Union Carbide e Lawrence Livermore National Laboratory tentou-se pela primeira vez, no início dos anos 70, obter superfícies ópticas em polymethylmethacrylat (PMMA), cobre, prata e alumínio através da utilização de máquinas de grande precisão e ferramentas de diamante monocristalino [7].

Trabalhos experimentais subseqüentes foram levados ao campo de aplicação de componentes ópticos complexos. Nos anos 80, estes esforços intensivos foram levados ao desenvolvimento de máquinas-ferramentas com complexos sistemas de metrologia e controle e com ferramentas de diamante de alta qualidade [7,8].

Em dez anos, a usinagem submicrométrica não se tornou apenas uma área de pesquisa independente, mas também garantiu sua entrada na área do acabamento óptico.

Espelhos e lentes para os raios infravermelhos, sob certas circunstâncias, também para o domínio visível do espectro, podem ser produzidos através de um processo de torneamento e fresamento controlado numericamente. Isso firma, acima de tudo, um novo impulso no emprego da óptica anesférica, pois estas formas, quando feitas por processos convencionais de polimento, possuem alto custo e elevado tempo de fabricação. A extensão do processo de usinagem de ultraprecisão de elementos ópticos aos elementos mecânicos deu-se de forma natural com a extensão da tecnologia [6,19,40,42,44,52].

Taniguchi foi o primeiro a introduzir o termo "nanotecnologia" em 1974, apesar desta definição, segundo Smith e Chetwynd [4], ser mais aplicada ao aspecto mecânico, sendo o termo "engenharia de ultraprecisão" mais abrangente, dado o espectro do tema. Taniguchi conseguiu classificar os processos de usinagem e relacionar a evolução das precisões possíveis de serem atingidas ao longo do século XX, conforme a figura 1.1 [7,8,9].

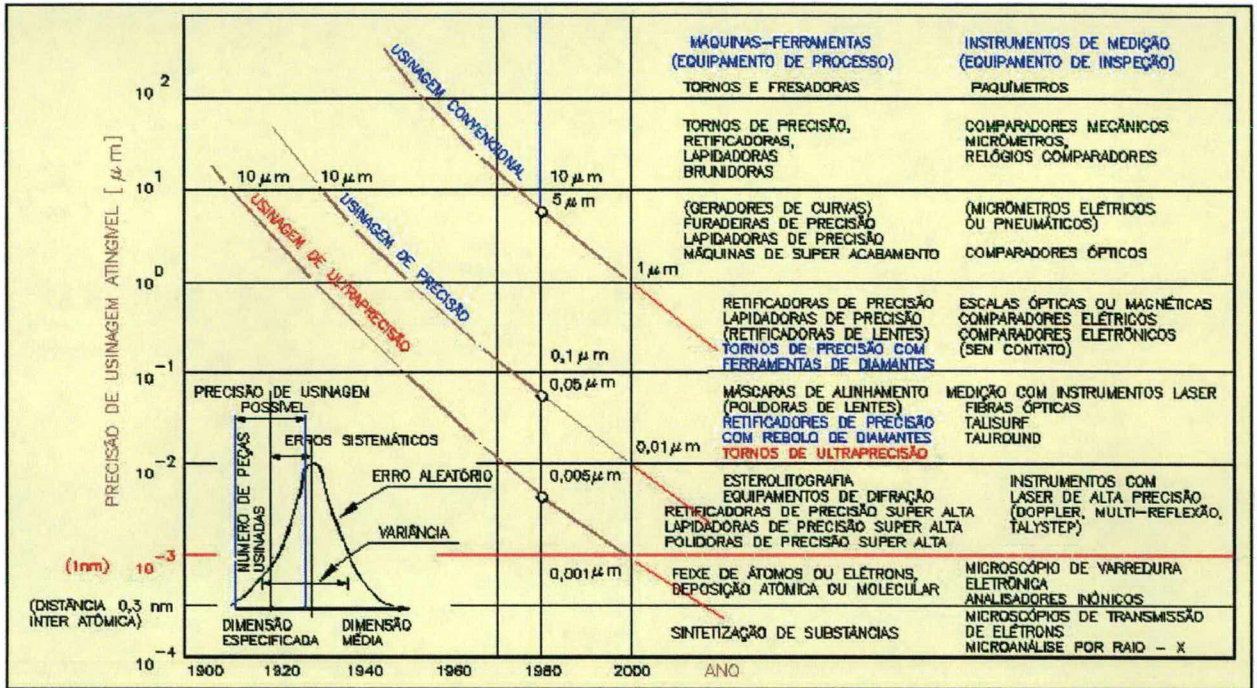


Figura 1.1 - Evolução da precisão nos processos e da inspeção neste século [8].

Atualmente, a pergunta que tem se tornado comum aos pesquisadores da área em todo o mundo é, "onde exatamente se situa o limite da precisão para aplicações de engenharia?". Analisando-se o fato de que um artefato pode ser produzido tão pequeno quanto se queira, as dimensões atômicas provêm um limitante físico. Considerando-se que atualmente já se opera em dimensões subnanométricas [50,62,103], a limitação no futuro pode ser de ordem quântica, ao se esbarrar no princípio da incerteza de Heisenberg [104].

1.2. ESTADO DA ARTE DAS MÁQUINAS-FERRAMENTAS PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO

A evolução das máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão acompanhou o desenvolvimento das técnicas de controle e das necessidades DE geração de formas e precisões.

Nos anos 60, quando surgiram os primeiros trabalhos no campo da usinagem de elementos ópticos de precisão com ferramentas de diamante, as máquinas-ferramentas eram adaptações de outras já existentes. Basicamente, eram retificadoras cilíndricas ou universais, cujas características de rigidez estrutural e precisão de posicionamento eram conhecidas. Nestas máquinas eram colocados mancais hidrodinâmicos na árvore de acionamento da peça e no contraponto, e um porta-ferramentas era montado na posição antes ocupada pelo rebolo.

Na metade da década de 60 começaram a aparecer as primeiras máquinas-ferramentas de ultraprecisão. Empresas como a Rank-Pneumo Precision, Moore Special Tools, Ex-Cell-O e Bryant Symons, entre outros fabricantes americanos, tomaram a dianteira no desenvolvimento deste tipo de máquina-ferramenta, principalmente face a uma forte demanda interna decorrente dos setores militar, de energia e espacial [10,160]. Um expoente dos desenvolvimentos deste período, está nas máquinas de super-acabamento produzidas pela Boley (figura 1.2). Estas máquinas permitem obter superfícies com rugosidade R_a de 0,09 a 0,15 μm , em disco de liga de alumínio com 360 mm de diâmetro, com espessuras de 1,4 a 1,3 mm, utilizando rotações de 1.300 rpm, acionadas por motores trifásicos, e avanços de 0,03 a 0,08 mm/rotação realizados por meio hidráulico [10]. Estas máquinas eram dedicadas, permitindo somente a usinagem de elementos planos (discos) e cilíndricos, não permitindo a usinagem de contornos complexos.

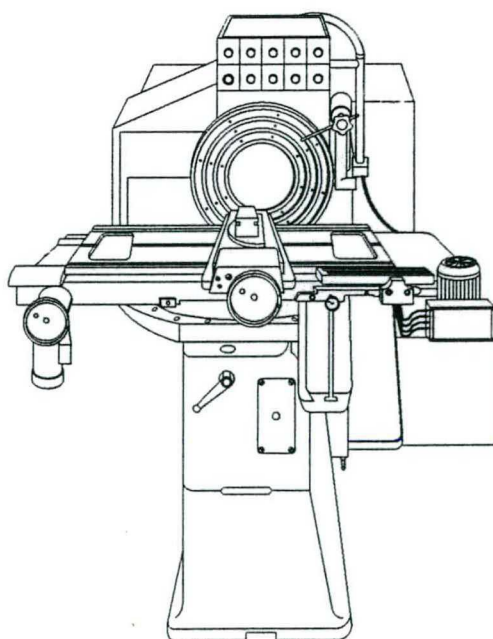


Figura 1.2 - Máquina-ferramenta para usinagem de ultraprecisão Boley - década 60/70 [10].

Nessa mesma época, houve adaptações em máquinas de lapidação e polimento utilizadas na indústria óptica. Estas conversões seguiam os mesmos princípios das realizadas nas retificadoras, com a adaptação de árvores e guias baseados em mancais hidrodinâmicos, hidrostáticos ou aerostáticos e colocação de porta-ferramentas, mantendo contudo a estrutura básica da máquina. Porém, devido à maior versatilidade apresentada pelas lapidadoras na geração de formas, expressa em graus de liberdade, estas permitiram a usinagem de contornos esféricos.

A empresa Moore Tools Company, dos Estados Unidos, tradicional fabricante de máquinas e equipamentos de precisão, vem apresentando ao mercado máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão desde meados da década de 60. Inicialmente, estas máquinas eram baseadas nas estruturas de suas retificadoras e máquinas de medição, diferindo das adaptações anteriormente citadas por apresentarem uma sofisticação muito maior, onde um exemplo típico pode ser encontrado no gerador anesférico MR-18 (figura 1.3). As máquinas desenvolvidas pela Moore utilizavam-se de árvores principais dotadas de mancais aerostáticos, acionados por motores CC ou de frequência, com cinemática de dois a três eixos controlados numericamente, com realimentação de posição por meio de réguas eletrônicas ou laser interferométrico, o que permitiu a usinagem de elementos ópticos complexos. Outra inovação apresentada nas máquinas Moore para usinagem de ultraprecisão estava na utilização de materiais de alta estabilidade térmica, tais como granitos naturais e granitos sintéticos, empregados principalmente em guias e suporte do porta-ferramenta. Atualmente, a Moore Company apresenta máquinas com bases e guias integralmente fabricados em granito ou materiais cerâmicos [11,33,50].

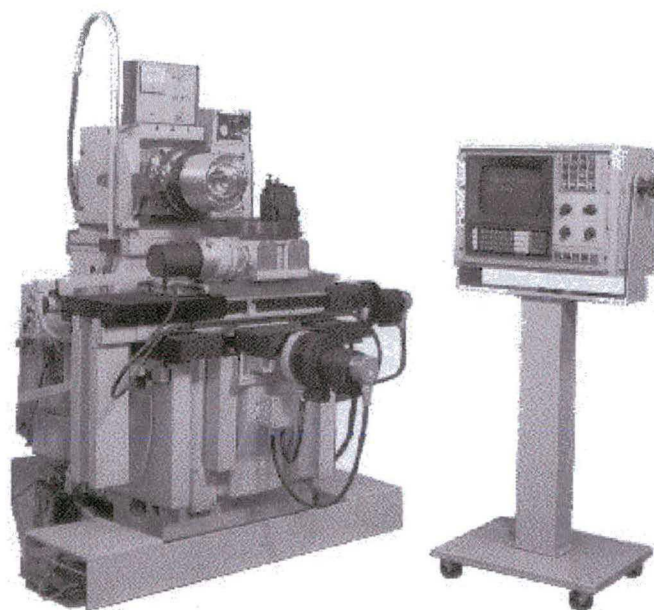


Figura 1.3 - Gerador anesférico Moore MR-18 [33].

O aumento da demanda e da complexidade dos componentes obtíveis por usinagem de ultraprecisão, aliado aos constantes avanços da eletrônica, tem levado vários fabricantes a lançarem linhas completas de máquinas capazes de cobrirem uma vasta gama de necessidades de geração de formas [8,40,42,44].

Em 1973 a Toyoda Machine Works desenvolveu os tornos AHP-30 e AHP-50 dando início à corrida pela ultraprecisão no Japão, que atualmente é o país que concentra o maior número de fabricantes de máquinas-ferramentas e sistemas para fabricação de ultraprecisão no mundo [50]. Porém, atualmente duas máquinas-ferramentas exprimem o estado da arte em usinagem de ultraprecisão: o LODTM e o Tetraform.

O Large Optics Diamond Turning Machine (LODTM) foi desenvolvido no Lawrence Livermore National Laboratory dos Estados Unidos, durante a década de 80 (figura 1.4). Caracteriza-se como um torno vertical constituído por duas estruturas: uma responsável pelo suporte da ferramenta e outra responsável pelo sistema metrológico (*metrological frame*). Possui capacidade para usinar diâmetros de até 1.625 mm com raios de curvatura de 10.000 metros, com precisão de forma 25 nm (1 μm) radial e 12,7 nm (0,5 μm) azimutal e qualidade superficial de R_a 4,2 nm (42 Å) [13].

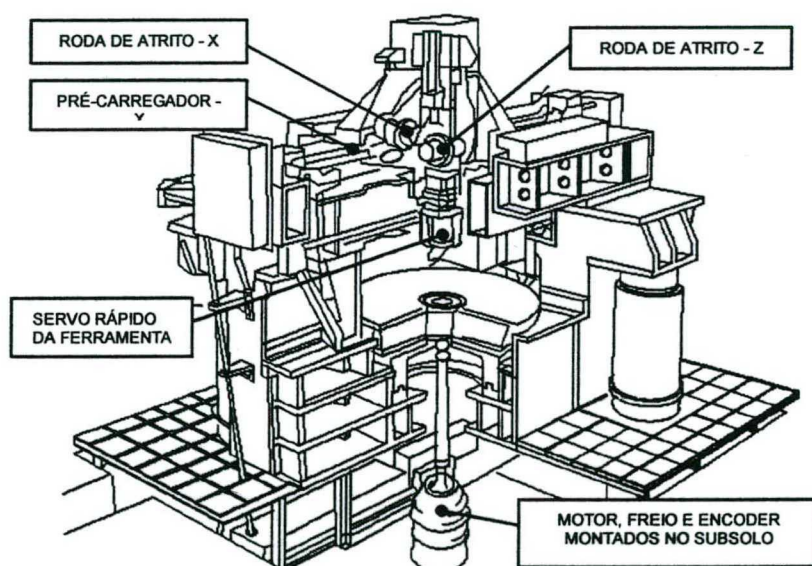


Figura 1.4 - Large Optics Diamond Turning Machine [15].

Outro desenvolvimento marcante na área de máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão foi o Tetraform (figura 1.5). Desenvolvido pela Divisão de Mecânica e Metrologia Óptica do National Physical Laboratory (NPL) na Inglaterra, nos fins da década de 80, sua grande contribuição ao projeto de máquinas está no arranjo de sua estrutura, em forma tetraédrica, e no uso de sistemas de amortecimento interno para dissipar vibrações indesejadas [12,13,26,52].

A estrutura tetraédrica proporciona uma rigidez estrutural que minimiza as conseqüências de forças unitensionais e vibrações. A rigidez da estrutura é obtida pela eliminação de cantos e por sua forma fechada (*looping*). Desta forma, a rigidez é muito melhorada pela conexão de todas as peças e a intercessão de todas as outras.

A sua compensação termal é mantida pelos quatro eixos de simetria do tetraedro equilátero, onde a estrutura básica e os outros componentes do sistema de usinagem são dispostos simetricamente sobre estes eixos. A simetria axial da estrutura tetraédrica torna o Tetraform virtualmente insensível a flutuações térmicas. Todos os componentes são fabricados com o mesmo aço, seções transversais similares, tendo assim taxas de resposta térmica praticamente iguais. Isto implica que a posição relativa da ferramenta com a peça, que ocorre próximo ao centro geométrico de tetraedro, é praticamente inalterada por mudanças de temperatura.

Uma máquina-ferramenta requer uma base dinamicamente rígida, o que exige que a estrutura tenha propriedades de amortecimento de vibrações e alta freqüência natural. No Tetraform 1, a menor freqüência de ressonância excede 1 kHz, comparada com 100 a 300 normalmente encontrados em outras máquinas de precisão. Para tanto, cada um dos seis braços tubulares conta com dois sistemas de amortecimento interno, e cada um destes pode ser sintonizado de forma a produzir uma mínima excitação mútua. Todas as interfaces, especialmente aquelas entre membros estruturais, contam com dispositivos de amortecimento.

O Tetraform 1 não se destina a ser uma máquina de múltiplos movimentos, mas sua forma construtiva permite reduzir problemas de compensação de erro comuns a outras máquinas para usinagem de ultraprecisão. Esta é capaz de produzir peças planas de até 100 mm de diâmetro, quer por retificação ou fresamento *fly-cutting* [12, 24, 36, 47].

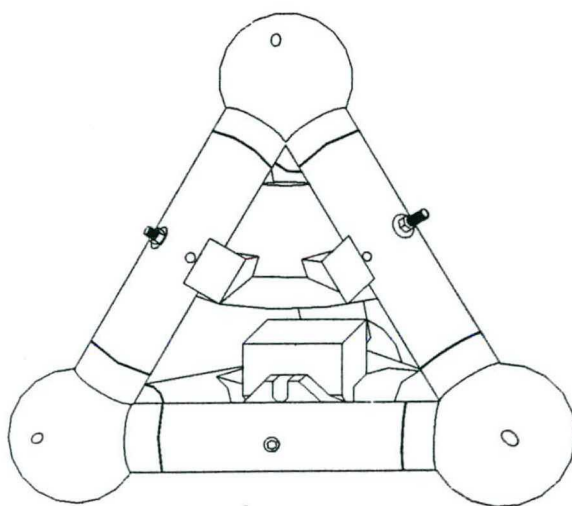


Figura 1.5 - Tetraform 1 de Lindsey desenvolvido no NPL - Inglaterra [12].

Uma análise comparativa das quatro máquinas descritas - torno Boley DW-4, gerador anesférico Moore M-18, LODTM e Tetraform - nos permite obter um quadro balanceado do estado da arte das máquinas-ferramentas nas últimas três décadas.

Tabela 1.6 - Quadro comparativo.

ITEM	BOLEY DW - 4	MOORE MR - 18	LTDOM	TETRAFORM 1
PEÇA				
DIÂMETRO (MAX.)	360 mm	290 mm (APROX.)	1625 mm	100 mm
COMPRIMENTO	50 mm	180 mm	508 mm	---
PESO MAX.	---	91 Kg	1360 Kg	---
PRECISÃO				
-DE CONTORNOS	---	0,5 μm	1,1 μIN RADIAL	---
-DE PLANOS	---	0,13 μm	0,5 μIN AZIMUTAL	> 5 nm
RUGOSIDADE				
-DE CONTORNOS	----	---	R _A 4,2 nm (42 Å)	> 5 nm R _A
-DE PLANOS	R _T 0,09 A 0,15 μm	---	R _A 4,2 nm (42 Å)	
CONTROLE				
EIXOS	FIM DE CURSO	3 - X, Z E θ	3 - X, Z E θ	2 - X, Z
RESOLUÇÃO	---	0,01 μm	0,01 μm	0,01 μm
REALIMENTAÇÃO	---	LASER INTERFER.	LASER INTERFER.	---
ÁRVORE				
MANCALIZAÇÃO	HIDRODINÂMICA	AEROSTÁTICA	HIDROSTÁTICA	AEROSTÁTICA
BATIMENTO				
- RADIAL	---	>0,2 μRAD	---	---
- AXIAL	---	>0,05 μm	---	---
PERPENDICULARISMO Z/X	---	1 ARC DE SEGUNDO	---	---
ACIONAMENTO	CC/CORREIAS		MOTOR DE FREQ.	MOTOR DE FREQ.
GUIAS				
- X - TIPO	HIDRODINÂMICA	ELEM. ROLANTES	HIDROSTÁTICAS	AEROSTÁTICA
CURSO	450 mm	410 mm	---	---
PRECISÃO	---	1,5 $\mu\text{m}/410$ mm	---	---
AVANÇO	0,03-0,08 mm/REV	---	---	---
VELOCIDADE	HIDRÁULICO	---	---	---
ACIONAMENTO	---	---	---	---
- Z - TIPO	ESCORREGAMENTO	ELEM. ROLANTES	AEROSTÁTICA	AEROSTÁTICA
CURSO	190 mm	230 mm	---	---
PRECISÃO	---	1,5 $\mu\text{m}/230$ mm	---	---
AVANÇO	---	---	---	---
VELOCIDADE	---	---	---	---
ACIONAMENTO	MANUAL	---	---	---
- θ - TIPO	---	AEROSTÁTICA	---	---
CURSO	---	360°	---	---
PRECISÃO	---	± 5 ARC DE SEG.	---	---
AVANÇO	---	---	---	---
VELOCIDADE	---	---	---	---
ACIONAMENTO	---	---	---	---
BASE				
MATERIAL	AÇO FUNDIDO	FERRO-FUNDIDO	AÇO INVAR SUPER	AÇO TUBULAR
TIPO	- I / T -	- T -	- PORTAL	- TETRAÉDRICA
ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES	PASSIVO - EXTERNO	PASSIVO - EXTERNO	ATIVO - EXTERNO	ATIVO - INTERNO

Em fins da década de 90 a empresa japonesa FANUC apresentou ao mercado seu centro de usinagem FANUC ROBOnano Ui[®]. Trata-se uma fresadora, com capacidade secundária de torneamento e retificação, baseada em completamente em mancais aerostáticos (árvore e guias), esta capaz de, segundo o fabricante, garantir um sistema completamente livre de atrito. A máquina apresenta de três a seis graus de liberdade com o acionamento da árvore principal sendo realizado por meio de turbina. Suas características são apresentadas na tabela 1.7 [103].

Tabela 1.7 – Características do Robonano Ui[®] [103].

	CARACTERÍSTICA	ESPECIFICAÇÃO
MOVIMENTAÇÃO	CURSO DO EIXO X	200 mm
	CURSO DO EIXO Z	120 mm
	RESOLUÇÃO DOS EIXOS X e Z	1 nm
	ROTAÇÃO DO EIXO C	360°
	RESOLUÇÃO DOS EIXOS B e C	1/100.000
	ALTURA DO CENTRO DE ROTAÇÃO C – ÁRVORE – COM RELAÇÃO AO EIXO – B – DA MESA.	130 mm
MESA DA MÁQUINA	ÁREA ÚTIL	Ø 220 mm
ÁRVORE PRINCIPAL	VELOCIDADE DE ROTAÇÃO	1200 RPM
	BATIMENTO À BAIXA VELOCIDADE	0,02 µm
VELOCIDADE DE AVANÇO	POSICIONAMENTO (G00)	200 mm/min.
	CORTE (G01)	200 mm/min.
	POSICIONAMENTO ANGULAR (B e C)	100 mm ⁻¹
RETILINEIDADE	EIXO X	0,2 µm / 200 mm.
	EIXO Z	0,2 µm / 120 mm.
VELOCIDADE DA TURBINA A AR	VELOCIDADE MÁXIMA	50.000 A 100.000 RPM
	BATIMENTO	0,02 µm

1.1.1. AS MÁQUINAS-FERRAMENTAS DE ULTRAPRECISÃO NO BRASIL

A primeira máquina-ferramenta para usinagem de ultraprecisão no Brasil foi importada pelo Instituto de Estudos Avançados (IEAv) do Ministério da Aeronáutica. Trata-se de uma Toyoda Seiki modelo AHP 50-32, conforme a figura 1.6.

Porém, os primeiros trabalhos na área de mecânica de precisão no Brasil voltados ao segmento de elementos para máquinas e equipamentos, remontam ao início da década de 70, com as pesquisas na área de mancais aerostáticos, lideradas pelo Prof. Rosalvo Tiago Ruffino, na Universidade de São Paulo em São Carlos (USP-São Carlos) [62,63].

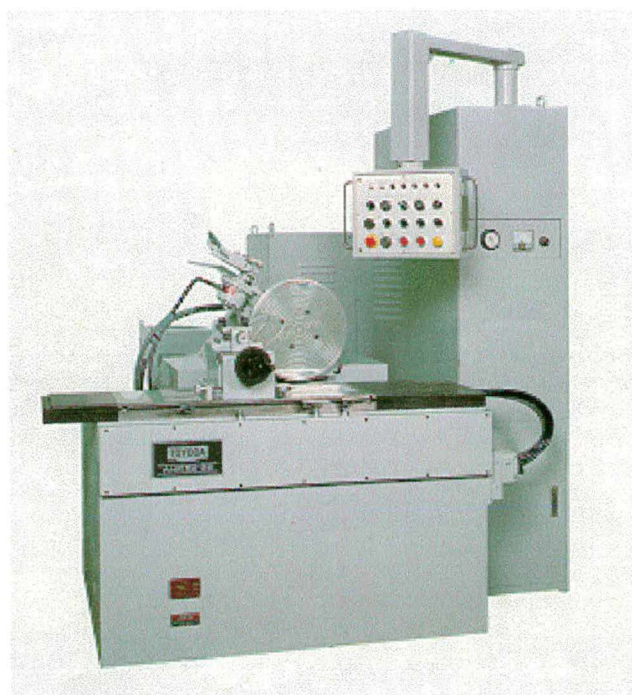


Figura 1.6 – Torno de ultraprecisão Toyoda Seiki AHP 50-32 [64].

A primeira máquina-ferramenta para usinagem de ultraprecisão desenvolvida no Brasil foi projetada pela equipe do Prof. Walter Weingaertner, no então Laboratório de Usinagem e Máquinas de Usinagem (USIMAQ) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Tratava-se de um torno dedicado à produção de cilindros fotorreceptores, com controle por CLP (figura 1.7). A esta máquina seguiu-se outra com características de projeto similares, porém já contando com toda a experiência do projeto anterior, apresentando árvore principal com mancais desenvolvidos dentro da estrutura do recém criado Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP), e controle simplificado realizado por chaves pneumáticas [19].

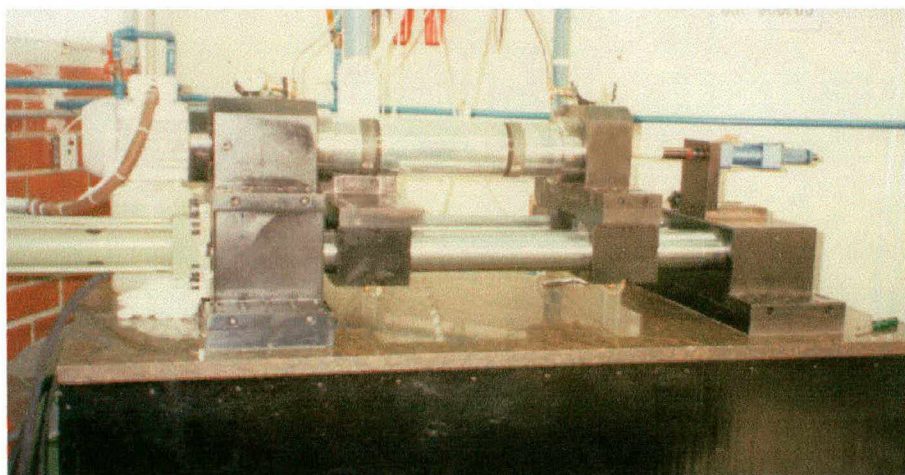


Figura 1.7 – Torno para usinagem de ultraprecisão desenvolvido pelo USIMAQ – UFSC.

Os primeiros resultados obtidos com as pesquisas na área de projeto de máquinas-ferramentas e usinagem ultraprecisão no Brasil, foram publicados em congressos e revistas especializadas, na Europa e Ásia. A adesão do Brasil a diversos tratados internacionais nas áreas de salvaguardas de disseminação de tecnologias sensíveis e não-proliferação de armas nucleares, permitiu que muitas das restrições para aquisição de tecnologia de ponta na área de ultraprecisão fossem retiradas. A partir deste ponto a opção por importar máquinas passou a ser apreciada, o que levou a Universidade de São Paulo, em São Carlos, a adquirir um gerador de superfícies Rank Pneumo Precision MSG 236 e o Laboratório de Mecânica de Precisão da universidade Federal de Santa Catarina, a adquirir um torno Moore Ex-Cell-O.

Mesmo com a opção de importação, os elevados custos na manutenção e operação deste tipo de máquina-ferramenta não descartaram a opção pelo desenvolvimento próprio, visando o domínio da tecnologia envolvida.

Apesar de sua importância, até o presente momento, no Brasil, poucos são os centros de pesquisa na área dedicados à engenharia de precisão ou equipados com máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão.

Mesmo em termos mundiais, a tecnologia necessária ao desenvolvimento de máquinas-ferramentas de ultraprecisão não é de uso comum a todos os fabricantes, em face dos recursos necessários ao desenvolvimento e da dimensão do mercado. Atualmente, existem poucos construtores de máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão [7], conforme a tabela 1.8. Além destes, existem centros de pesquisa e universidades que projetam e constróem suas próprias máquinas. Mesmo assim, o número de fabricantes de máquinas para ultraprecisão ainda é limitado.

Tabela 1.8 - Principais fabricantes privados de máquinas de ultraprecisão [7,103,151,152,153,154,155,156,157,158].

LOCAL / FABRICANTE		
ESTADOS UNIDOS	EUROPA	JAPÃO (*)
<ul style="list-style-type: none"> ▪ MOORE ESPECIAL TOOL ▪ RANK PNEUMO PRECISION ▪ Ex-Cell-O ▪ PROFESSIONAL INSTRUMENTS ▪ GENERAL ELETRIC 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ BOLEY ▪ KUGLER ▪ CUPE ▪ HEMBRUG ▪ EURO PRECISION TECHNOLOGY ▪ ZEISS ▪ FhG IPT 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ HITACHI SEIKI ▪ TOYODA SEIKI ▪ NACHI-FUJIKOSHI ▪ RIKEN SEIKI ▪ TOSHIBA KIKAI ▪ SEIBU DENKI ▪ FANUC

(*) O Japão ainda apresenta uma série de pequenos fabricantes que oferecem ao mercado máquinas-ferramentas com precisão micrométrica ou submicrométrica [50].

CAPÍTULO 2

PROJETO CONCEITUAL

Projeto Conceitual é uma técnica que visa comparar as necessidades "o que?" dos diversos interessados envolvidos durante todas as fases de desenvolvimento de um projeto, com as soluções possíveis "como?".

2.1. IDENTIFICAÇÃO DAS NECESSIDADES E DEFINIÇÃO DAS ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO

2.1.1. DEFINIÇÃO DOS CLIENTES

O termo "clientes" visa identificar todas as possíveis pessoas que entrarão em contato, direta ou indiretamente, com a máquina durante todas as fases de seu desenvolvimento, fabricação, transporte, montagem, utilização, manutenção e descarte. A definição dos clientes, em se tratando do desenvolvimento de protótipo para uso interno do Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP), muitas vezes tende a se confundir entre os três tipos a serem definidos.

Os clientes envolvidos em um projeto são definidos como:

- externos - Agrupamento de pessoas, instituições ou empresas relacionado com a utilização da máquina-ferramenta, ou seja, aqueles que irão diretamente utilizá-la na manufatura;
- intermediários - Pessoas responsáveis pela embalagem, armazenamento, transporte e manutenção, fundamentais para um eficiente funcionamento da máquina;
- internos - Pessoas responsáveis pelo projeto, fabricação e montagem da máquina-ferramenta, bem como pelo fornecimento de componentes. Tem-se basicamente dois grupos envolvidos:
 - técnicos de fabricação;
 - projetistas.


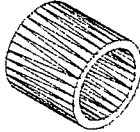
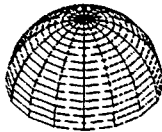
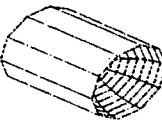
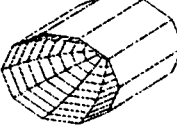
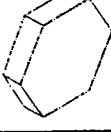
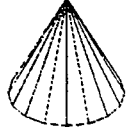
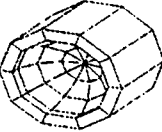
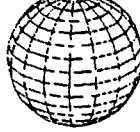
2.1.2. CONJUNTO DE QUESTÕES PARA A DEFINIÇÃO DAS NECESSIDADES

O projeto conceitual de máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão pode ser sistematizado através de uma série de questionamentos definidos na literatura [3,24,50]. De acordo com cada cliente, existe um questionamento específico, sendo este apresentado a seguir.

A. CLIENTE EXTERNO

Peças de produção: As peças que se deseja produzir por usinagem de ultraprecisão, são apresentadas na tabela 2.1. Esta tabela lista quais as formas, tolerâncias e qualidade superficial que se deseja obter das peças a serem produzidas.

Tabela 2.1 - Principais características e formas usinadas por ultraprecisão.

DISCOS	CILINDROS	SEMI-ESFERAS CÔNCAVAS
		
DIA. _{MAX} = 220 mm	DIA. _{MAX} = 200 mm / L _{MAX} = 400 mm	DIA. _{MAX} = 200 mm (R = 100 mm)
TOLERÂNCIA = ± 0,1 μm	TOLERÂNCIA = ± 0,1 μm (DIA.) TOLERÂNCIA = ± 1 μm (L)	TOLERÂNCIA = ± 0,1 μm (R)
PLANICIDADE = 3 μm PARALELISMO = 2,5 μm	CILINDRICIDADE = 1 μm LINEARIDADE = 1 μm	ESFERICIDADE = 0,5 μm
RUGOSIDADE (Ra) ≤ 10 nm	RUGOSIDADE (Ra) ≤ 20 nm	RUGOSIDADE (Ra) ≤ 10 nm
SEMI-ESFERAS CONVEXAS	ANESFERAS	POLIGONOS
		
DIA. _{MAX} = 220 mm		DIA. _{MAX} = 200 (INSCRITO)
TOLERÂNCIA = ± 0,1 μm (RAIO)	TOLERÂNCIA = ± 1 μm	TOLERÂNCIA = ± 0,1 A 0,5 μm (FORMA)
ESFERICIDADE = ± 0,1 μm	TOLERÂNCIA DE FORMA (NÃO APLICÁVEL)	PERPENDICULARISMO > 5° (ENTRE O CENTRO E DUAS FACES ADJACENTES) INDEXAÇÃO > 2°
RUGOSIDADE (RA) ≤ 50 nm	RUGOSIDADE (RA) ≤ 50 nm	RUGOSIDADE (RA) ≤ 20 nm
CONES	FACETADOS	ESFERAS
		
DIA. _{MAX} = 200 mm / L _{MAX} = 400 mm	DIA. _{MAX} = 100 mm	DIA. _{MAX} = 150 mm
TOLERÂNCIA = ± 1 μm (L)	TOLERÂNCIA = ± 0,01 μm (DIA.) TOLERÂNCIA = ± 0,1 μm (L)	TOLERÂNCIA = ± 1 μm (RAIO)
CONICIDADE = ± 0,1 μm	ESFERICIDADE = 0,1 μm (ENTRE FACES ADJACENTES)	ESFERICIDADE = 0,1 μm
RUGOSIDADE (RA) ≤ 20 nm	RUGOSIDADE (RA) ≤ 50 nm	RUGOSIDADE (RA) ≤ 30 nm

Convém levar em conta que os valores apresentados na tabela 2.1 são valores de referência e podem variar em função da aplicação destinada ao componente. Por exemplo, um disco para uso como memória rígida em computador (*whinchester*) apresenta um requisito de rugosidade $Ra_{máx}$ variando de 5 a 10 nm, ao passo que se o mesmo disco for destinado a ser utilizado como substrato para gravação de semicondutores, terá $Ra_{máx}$ de 2 nm [42,50,53]. O mesmo ocorre com componentes para aplicações ópticas, onde a qualidade superficial é uma função direta do comprimento de onda de luz que incidirá sobre o mesmo.

Materiais de produção: Os materiais que poderão ser utilizados na fabricação das peças de produção são apresentados na tabela 2.2.

Tabela 2.2. – Materiais de peça a serem processados, em ordem de importância.

1 - ALUMÍNIO	3 – ACRÍLICOS	7 - VIDROS
2 - COBRE	4 – PRATA	8 - CERÂMICAS
2.1 - BRONZE	5 – OURO	8.1 – CERÂMICAS VITREAS
2.2 - LATÃO	6 – AÇOS (COM RESTRIÇÕES)	8.2 – CERÂMICAS METÁLICAS

Tamanho dos lotes a serem produzidos: Os tamanhos dos lotes envolvidos são em geral pequenos e médios, sendo muito comuns os lotes de peça única.

B. CLIENTE INTERMEDIÁRIO

Em face da natureza ímpar deste trabalho, o cliente intermediário tende a se confundir com os outros e muitos dos questionamentos formulados para ele só podem ser respondidos ao longo do desenvolvimento do projeto ou em função das respostas aos questionamentos dos clientes externo e interno. Desta forma, o questionamento do cliente intermediário foi realizado com relação a:

Geometria: Qual o tamanho total aproximado da máquina?

- As dimensões da máquina não devem exceder um volume de 3 X 3 X 3 metros, em função das dimensões das portas de acesso ao local onde a máquina irá operar.

Montagem: A máquina pode ser montada de forma econômica?

- Dada a restrição orçamentária para o desenvolvimento deste trabalho, o enfoque do questionamento deveria ser mudado de *pode* para *deve*. Assim, os custos com montagem devem ser minimizados ao máximo.

Transporte: A máquina pode ser transportada com facilidade?

- O transporte de qualquer tipo de máquina deve ser uma preocupação constante dos projetistas. No desenvolvimento deste trabalho, o protótipo foi montado no local de operação. Assim a questão transporte tornou-se secundária, afora o transporte da estrutura. Em geral, a estrutura tende a concentrar boa parte do volume e massa de uma máquina-ferramenta. Neste trabalho o mesmo ocorreu, sendo que o transporte da estrutura ao local de montagem foi uma das partes mais trabalhosas, principalmente em termos de homens/hora/esforço gastos para movê-la e fixá-la.

Manutenção: Quais as freqüências de manutenção exigidas, e como afetam a operacionalização geral da fábrica?

- As questões referentes à manutenção estão ligadas diretamente à confiabilidade dos sistemas a serem empregados no desenvolvimento do trabalho. Sua influência sobre a operacionalização correlaciona-se com a demanda de utilização da máquina.

C. CLIENTE INTERNO

O cliente interno é questionado com relação a:

Geometria: Qual é o tamanho total aproximado?

- Como o cliente interno tende a se confundir com o cliente intermediário, as limitantes aplicadas são as mesmas, sendo as dimensões fixadas a um cubo de 3 metros de lado.

Cinémática: Que tipo de mecanismo e qual a repetibilidade, precisão e resolução requeridas?

- Em função das características necessárias aos componentes a serem fabricados, fornecidas pelo cliente externo, prevê-se que a repetibilidade devará ser máxima, com precisão na ordem de 0,05 μm e uma resolução de 0,01 μm .

Dinâmica: Que forças são geradas e quais são seus efeitos potenciais sobre o sistema e seus componentes? Qual a rigidez necessária à máquina para resistir às forças do processo, mantendo a precisão dos seus componentes e acabamento superficial?

- Na usinagem de ultraprecisão os esforços de usinagem são na ordem de 0,1 a 10N [40,67], mas em contrapartida, as precisões estão na casa do nanométrico, ou seja, as amplitudes das vibrações que incidem sobre o processo, assim como os deslocamentos decorrentes de dilatações térmicas, estão em uma ordem superior aos erros decorrentes dos esforços do processo. Desta forma a rigidez da máquina deve ser maximizada, visando minimizar os erros oriundos de vibrações e deformações térmicas.

Potência requerida: Que tipos de atuadores e acionamentos podem ser utilizados e quais são os controles necessários?

- Uma das características da usinagem de ultraprecisão com ferramentas de diamante monocristalino é a pequena profundidade de corte empregada, geralmente na ordem de micrometros, que combinada com o pequeno coeficiente de atrito entre o cavaco e a superfície de saída da ferramenta geram uma potência de corte igualmente pequena [6,8,19,40,42,44,47,55].

- As vibrações provenientes de acionamentos, entre outras fontes, tendem a se reproduzir na superfície da peça usinada [6,19,55], o que leva à seleção de acionamentos que permitam deslocamentos suaves, isentos de vibrações, e com uma dinâmica que possibilite posicionamentos precisos.

Materiais: Quais os tipos de materiais que podem ser utilizados para maximizar a eficiência da máquina?

- No processo de usinagem de ultraprecisão os erros causados por deformações térmicas, tensões mecânicas e vibrações, tendem a ser uma das principais fontes de imperfeições nos componentes fabricados. Assim sendo, além da resistência mecânica, uma das principais características desejadas nos materiais a serem empregados é a estabilidade térmica, seguida da estabilidade química principalmente a resistência à corrosão. Desta forma, os principais materiais a serem utilizados e suas características mecânicas e térmicas são listados na tabela 2.2.

Tabela 2.3. – Materiais a serem processados na fabricação do protótipo [24,66].

MATERIAL	v	E (GPa)	ρ (Mg/m ³)	α (μm/m/°C)	K (W/ m/°C)	Cp (J/kg/ °C)	σ (MPa)		
							Comp.	Tração	Flexão
AÇO CARBONO	0,29	200	7,9	11,7	60	465	---	270	---
AÇO INOX (18-8)	0,31	190	7,6	17,2	16,2	500	---	310	---
ALUMINIO (6061)	0,33	68	2,7	23,6	167	896	---	255	---
BRONZE (C22.000)	0,34	111	8,0	19,9	120	375	---	125	---
FERRO FUNDIDO	0,21	100	7,1	11	52	420	---	270	---
GRANITO	0,10	19	2,6	6	1,6	820	300	---	20
LATÃO (C26.000)	0,32	106	8,4	17,1	355	415	---	275	---
METAL DURO	---	550	14,5	5,1	108	---	5000	---	2200
POLÍMEROS	VÁRIOS TIPOS PODERÃO SER UTILIZADOS NO DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO,								

Sensores e controle: Que tipo de sensores e sistemas de controle são necessários? Como eles podem ser usados para reduzir o custo dos sistemas mecânicos exigidos e aumentar a sua confiabilidade?

- Os sensores deverão ser compatíveis com a precisão que se deseja obter e o sistema de controle. O sistema de controle deverá uma capacidade de movimentação e programação compatível com as formas que se deseja fabricar.

Segurança: Quais são as exigências para a proteção do operador? Do ambiente? Da máquina?

- O projeto de uma máquina-ferramenta por si só traz consigo as recomendações de norma para segurança do operador, da máquina e do meio ambiente. No caso da usinagem de ultraprecisão, aos requisitos de norma somam-se necessidades extras de segurança, principalmente do operador. Por suas próprias características, a usinagem de ultraprecisão forma cavacos com dimensões micrométricas e elevada superfície de contato. Estes microcavacos tendem a permanecer em suspensão no ambiente, e devem ser devidamente aspirados por apresentarem potenciais riscos se forem inalados. Outro problema com relação a este tipo de cavaco está em sua elevada superfície relativa, que tende a sofrer uma rápida oxidação criando um risco de explosão ou incêndios. Assim, a máquina deve prever um sistema de aspiração eficiente, além de prover o operador de meios para o manuseio dos componentes usinados, tais como máscaras protetoras para evitar a inalação de microcavacos, roupas, luvas e gorro de algodão de fibra longa e botas anti-estática para evitar a contaminação dos componentes usinados.

Produção: Os componentes da máquina podem ser fabricados de forma econômica?

- fator econômico foi predominante no desenvolvimento deste trabalho, dada a limitada disponibilidade de recursos por parte dos órgãos financiadores. A solução encontrada foi a de tentar manter as tolerâncias de projeto dentro dos limites possíveis de serem atingidos de acordo com as possibilidades de fabricação do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC (EMC-UFSC). Contudo, a relação de compromisso entre tolerâncias de projeto e capacidade de fabricação foi estabelecida de forma a não comprometer a funcionalidade dos componentes e, conseqüentemente, os objetivos finais do projeto. Nos casos onde as necessidades não puderam ser cobertas pelas oficinas do EMC, a opção pela contratação de serviços externos, foi regida pela melhor relação custo/qualidade/tempo.

Ergonomia: Como todos os fatores de projeto podem ser combinados para produzir uma máquina que proporcione satisfação para quem a operar, realizar sua manutenção e fazer os reparos?

- O recomendável no caso de máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão é que o operador não tenha contato direto quando da fabricação de componentes. Isto se deve tanto por questões de segurança, quanto pela quantidade de calor que este pode gerar junto à máquina e pela contaminação que este pode introduzir no meio e, conseqüentemente no componente. Neste caso a tendência será de separar a estrutura da máquina do sistema de operação, programação e controle, mantendo-a enclausurada em condições ambientais controladas e isolada de potenciais fontes de ruído e calor.

Meios de fabricação à disposição: Com que meios de fabricação você pode contar?

- Os principais meios de fabricação disponíveis foram máquinas-ferramentas convencionais e numericamente comandadas, com as características e limitações básicas dos processos disponíveis dentro das oficinas do EMC-UFSC, apresentadas na tabela 2.4.

Limites dos meios à disposição: O que você pode fabricar em função dos meios (homens e máquinas) a sua disposição?

- Os limites em termos de dimensões e capacidade de carga dos meios de fabricação à disposição são apresentados na tabela 2.4. Com relação às tolerâncias geométricas e dimensionais possíveis de serem obtidas, assume-se as apresentadas em normas para processos de fabricação convencional, conforme visto nas tabelas 1.1 e 1.3.

Tabela 2.4 – Características e limitações dos processos de usinagem a disposição.

PROCESSO	DIM.MAX.[mm]	PESO [kg]	TOLERÂNCIAS	QUALIDADE SUP.
TORNEAMENTO	∅ 400 X 2.000	1.500	ND	ND
FRESAMENTO	500 X 500 X 1.500	1.000	ND	ND
FURAÇÃO	1.500 X 1.500 X 1.000	1.000	ND	ND
MANDRILAMENTO	500 X 500 X 1.000	1.000	ND	ND
RETIFICAÇÃO PLANA	300 X 400 X 1.500	1.000	ND	ND
RETIFICAÇÃO CILIND.	DIA. 150 X 1.000	1.000	ND	ND
SERRAMENTO	∅ 200	200	---	ND
LAPIDAÇÃO PLANA	∅ 200	20	ND	ND
LAPIDAÇÃO ESFÉRICA	∅ 150	20	ND	ND
BRUNIMENTO	∅ 150	400	0,005 mm (diâmetro)	ND

ND - Informação não disponível.

Controle de qualidade: Os componentes podem ser fabricados com uma qualidade consistente nas peças?

- O controle de qualidade dos componentes a serem fabricados pode ser definido em termos de controle geométrico, dimensional e qualidade superficial. Para componentes com tolerâncias geométricas ou dimensionais de até 0,01 mm, será aplicado um controle baseado em instrumentos convencionais, sendo as necessidades suprido pela instrumentação existente no Laboratório de Mecânica de Precisão do EMC-UFSC. Para tolerâncias na ordem de 0,001 mm ou inferiores, tanto no campo dimensional quanto geométrico, serão utilizadas as facilidades oferecidas a pelo Laboratório de Metrologia da UFSC. A análise superficial

2.2. DESDOBRAMENTO DA FUNÇÃO QUALIDADE

Neste item será apresentado o desdobramento da função qualidade, também denominado de Casa da Qualidade, da máquina-ferramenta para usinagem de componentes de alta e ultraprecisão com ferramentas de gume único.

A Casa da Qualidade consiste em montar uma matriz de relacionamento que relaciona as necessidades dos clientes com os requisitos de qualidade necessários à máquina-ferramenta para usinagem de componentes de alta e ultraprecisão com ferramentas de gume único. A cada um dos requisitos é atribuído um peso global, de forma a possibilitar sua classificação segundo seu grau de importância. A partir desta lista classificada de requisitos de qualidade, obter-se-á uma tabela de requisitos de projeto para a máquina-ferramenta para usinagem de componentes de alta e ultraprecisão com ferramentas de gume único [1,3,24,37,53].

A Casa da Qualidade, assim como a pré-casa que relaciona os necessidade com os "como?", importantes para o desenvolvimento do protótipo - objetivo deste trabalho, são apresentados nos anexos 1 e 2. Esta ferramenta de projeto possibilitou identificar a ordem classificatória dos requisitos de qualidade fundamentais para a elaboração do projeto, de maneira a se poder inferir a respeito de prioridades que devem ser atacadas ao longo do desenvolvimento do mesmo. Como resultado deste estudo, tem-se a lista das especificações que seguem na tabela abaixo.

Tabela 2.5 – Classificação das especificações de projeto.

PTS	REQUISITO	OBJETIVO	SENSOR	INDICADOR
393	CUSTO	R\$ 400.000,00	LIVRO-CAIXA	>R\$ 200.000,00
264	ERGONOMIA	SATISFAÇÃO DO OPERADOR		
246	FREQ. MANUT.	<ul style="list-style-type: none"> • 1 PREVENTIVA/MÊS • 1 PREVISTA/6 MESES 	TEMPO PARADAS NAO PREVISTAS	TEMPO NAO PRODUTIVO
232	PEÇAS / TEMPO	1 PEÇA / DIA	PEÇAS / TEMPO	PEÇAS / TEMPO
226	VIBRAÇÃO DA FERRAMENTA	SEM VIBRAÇÕES	SISTEMA DE	ESPECTRO DE FREQUÊNCIA

			MONITORAMENTO	
220	REPETIBILIDADE	$\pm 0.1\%$	DESLOCAMENTO	<ul style="list-style-type: none"> ERROS GEOMÉTRICOS ERROS DIMENSIONAIS
215	ESTABILIDADE DINÂMICA DA FERRAMENTA	<ul style="list-style-type: none"> $0.01\mu\text{m}$ $0.001\mu\text{m}$ 	<ul style="list-style-type: none"> SENSOR CAPACITIVO SENSOR INDUTIVO 	> QUE ESPECIFICADA
213	RIGIDEZ FIXAÇÃO PEÇA	MÁXIMA	ANALISADOR DE VIBRAÇÕES	ESPECTRO DE FREQUÊNCIA
212	INTERFERÊNCIA DO OPERADOR	<ul style="list-style-type: none"> MÍNIMA 20% TEMPO TRABALHADO (MÁXIMO) 	TEMPO DE PRODUÇÃO	Nº DE PARADAS NÃO PLANEJADAS
210	CONFIABILIDADE DA ELETRÔNICA	SEM FALHAS NO CICLO	Nº DE INTERRUPÇÕES	Nº DE PARADAS NÃO PLANEJADAS
199	CUSTO DE MANUTENÇÃO	3% DO VALOR DA MÁQUINA/ANO	R\$ 28.000,00 / ANO	>5% DO VALOR MÁQUINA/ANO
198	DEFORMAÇÕES NA FIXAÇÃO	MÁXIMO 1% DA TOLERÂNCIA GEOMÉTRICA	<ul style="list-style-type: none"> EXTENSOMETROS ERRO GEOMÉTRICO 	QUANTIDADE DE PEÇAS REFUGADAS
197	CONFIABILIDADE DO SOFTWARE DE: <ul style="list-style-type: none"> CONTROLE PROGRAMAÇÃO 	SEM FALHAS DE OPERAÇÃO	<ul style="list-style-type: none"> Nº DE PARADAS FREQÜÊNCIA DE PARADAS 	TEMPO NÃO PRODUTIVO
184	CONFIABILIDADE DO SISTEMA DE MEDIÇÃO	MÁXIMA	NÚMERO DE PARADAS PARA MANUTENÇÃO	> DO QUE A ESPECIFICADA EM FREQÜÊNCIA DE MANUTENÇÃO
181	ERROS DE FORMA	MÍNIMOS (> $1\mu\text{m}$)	INSPEÇÃO GEOMÉTRICA	QUANTIDADE DE PEÇAS REFUGADAS / RETRABALHADAS
181	ERROS GEOMÉTRICOS	MÍNIMOS (> $1\mu\text{m}$)	INSPEÇÃO DIMENSIONAL	QUANTIDADE DE PEÇAS REFUGADAS / RETRABALHADAS
180	VIBRAÇÕES	<ul style="list-style-type: none"> AMPLITUDE MÁXIMA $\leq 5\text{ nm}$ FORA DAS FREQÜÊNCIAS NATURAIS 	ANALISADOR DE VIBRAÇÕES	RUGOSIDADE $R_a > 50\text{ nm}$
173	ATRITO	MÍNIMO	ENERGIA/CONSUMIDA	SUAVIDADE DO MOVIMENTO - <i>STICK SLIP</i>
172	RUGOSIDADE	$R_a \leq 50\text{ nm}$	RUGOSÍMETRO	$R_a \geq 50\mu\text{m}$
162	AMORTECIMENTO	$\xi < 0.5$	ANALISADOR DE VIBRAÇÕES	<ul style="list-style-type: none"> SUB AMORTECIDO SUPER AMORTECIDO
155	BATIMENTO AXIAL	$0.1\mu\text{m}/\text{VOLTA}$	<ul style="list-style-type: none"> SENSOR CAPACITIVO SENSOR INDUTIVO 	> QUE ESPECIFICADO
155	BATIMENTO RADIAL	$0.001\text{mm}/\text{VOLTA}$	<ul style="list-style-type: none"> SENSOR CAPACITIVO SENSOR INDUTIVO 	> QUE ESPECIFICADO
143	FREQÜÊNCIA DE ACIDENTES	<ul style="list-style-type: none"> NULA 	Nº DE ACIDENTES	> 0
141	INÉRCIAS	<ul style="list-style-type: none"> MÁXIMA INÉRCIA NAS PARTES FIXAS MÍNIMA MASSA NAS PARTES MÓVEIS 	<ul style="list-style-type: none"> FREQÜÊNCIAS CRÍTICAS CORRENTE DE PARTIDA 	<ul style="list-style-type: none"> ESPECTRO EM FREQÜÊNCIA CONTROLE DE CORRENTE
111	NORMALIZAÇÃO	MENOR Nº DE PEÇAS ESPECIAIS POSSÍVEL	QUANTIDADE DE PEÇAS A SEREM FABRICADAS	
107	ESTABILIDADE TÉRMICA	$20 \pm 0.1^\circ\text{C}$	TERMOPARES / TERMORESISTORES	AQUECIMENTO/ RESFRIAMENTOS LOCALIZADOS
98	TEMPO DE RESPOSTA	$20\mu\text{s}$	<ul style="list-style-type: none"> ACELERÔMETRO FREQUENCÍMETRO 	> QUE ESPECIFICADO
93	ENERGIA CONSUMIDA	$0.5 - 5\text{ KW/h}$	WATTÍMETRO	> 5 KW/H
92	TEMPO DE ACESSO	MÍNIMO / OPERAÇÃO	RELÓGIO	TEMPO DE MÁQUINA PARADA
92	PARTÍCULAS EM SUSPENSÃO	200 PPM	MEDIDOR PPM	
84	TEMPO DE PROGRAMAÇÃO	MÍNIMO / PEÇA	RELÓGIO	<ul style="list-style-type: none"> MÁQUINA PARADA OCUPAÇÃO DO PROGRAMADOR
54	ESTABILIDADE QUÍMICA	SEM ATAQUE QUÍMICO, CORROSÃO ETC.	VISUAL	OXIDAÇÃO
15	ESFORÇO DE ACIONAMENTO	FACILIDADE OPERADOR	DINAMÔMETRO	FORÇA EMPREGADA PARA OPERAR OS COMANDOS

2.3. ESTRUTURA DE FUNÇÕES

A estrutura de funções permite a determinação e visualização das diversas funções do equipamento como um todo, de forma que o procedimento de estruturação da máquina, possa ser realizado baseado nas funções de seus diferentes subsistemas. Esta estruturação dos diversos sistemas que comporão a máquina possibilita uma análise clara e um estudo objetivando o melhor arranjo a ser implementado.

2.3.1. FUNÇÃO TOTAL

No caso da máquina-ferramenta para usinagem de ultraprecisão com ferramenta de gume único, objeto deste estudo, a função total da máquina é usinar componentes ópticos e mecânicos com alta precisão geométrica e dimensional associada ou não à qualidade superficial nanométrica. Na figura 2.1, pode-se observar a representação da função total, suas entradas e saídas.



Figura 2.1 - Função total da máquina-ferramenta de ultraprecisão.

2.3.2. CINEMÁTICA DO PROCESSO DE USINAGEM

O primeiro passo para se estabelecer uma estrutura de funções para máquinas-ferramentas para usinagem com ferramentas de geometria definida, independente do grau de precisão e qualidade superficial que se deseja obter, consiste em definir a cinemática do processo.

Os movimentos relativos entre peça e ferramenta podem ser determinados com a ajuda de uma sistematização do processo de usinagem. Com isso, é possível aliar as ferramentas adequadas aos seus respectivos movimentos necessários para gerar a forma da peça. As exigências relacionadas a estes movimentos dependem do componente a ser usinado.

Movimentos na mesma direção ou ao redor do mesmo eixo podem ser combinados de muitas formas. Assim, o número de graus de liberdade pode diminuir e a montagem da máquina-ferramenta pode ser simplificada.

O torneamento de peças de contorno livre é possível por meio de um movimento de rotação e dois de translação. A tabela 2.6 mostra os movimentos necessários para a usinagem das principais formas usinadas em ultraprecisão. Os movimentos de avanço podem ser distribuídos sistematicamente sobre a peça ou sobre a ferramenta.

A definição da cinemática do processo servirá para a escolha do arranjo das estruturas, disposição de guias, árvore e acionamentos.

Tabela 2.6 - Cinemática para geração das principais formas usinadas por ultraprecisão [3].

FORMA	MOVIMENTO	NA FERRAMENTA	NA PEÇA
DISCO			
CILINDROS / CONES			
SEMI-ESFERAS CONVEXAS			
SEMI-ESFERAS CÔNCAVAS			
POLÍGONOS			
ANESFERAS			

—▶ movimento não programado

- - -▶ movimento com avanço programado

2.3.3. FUNÇÕES PARCIAIS

Obtendo-se uma idéia qualitativa e quantitativa dos requisitos do projeto da máquina-ferramenta, identificados no desdobramento da função qualidade, parte-se para o estabelecimento da estrutura de funções parciais. Assim, a partir de um estudo comparativo entre todos os elementos do grupo de projeto, estabelecem-se diferentes diagramas funcionais para a máquina. A determinação da estrutura de funções a ser empregada no projeto considera a máquina como um elemento com três subconjuntos básicos:

- ♦ subconjunto ferramenta;
- ♦ subconjunto peça;
- ♦ subconjunto meio.

A relação destes conjuntos distintos, de acordo com as funções pré-definidas, propicia a correta integração e funcionamento da máquina. A seguir, nas figuras 2.2 a 2.5 são apresentadas as diferentes estruturas de funções, os elementos funcionais da máquina, bem como suas relações.

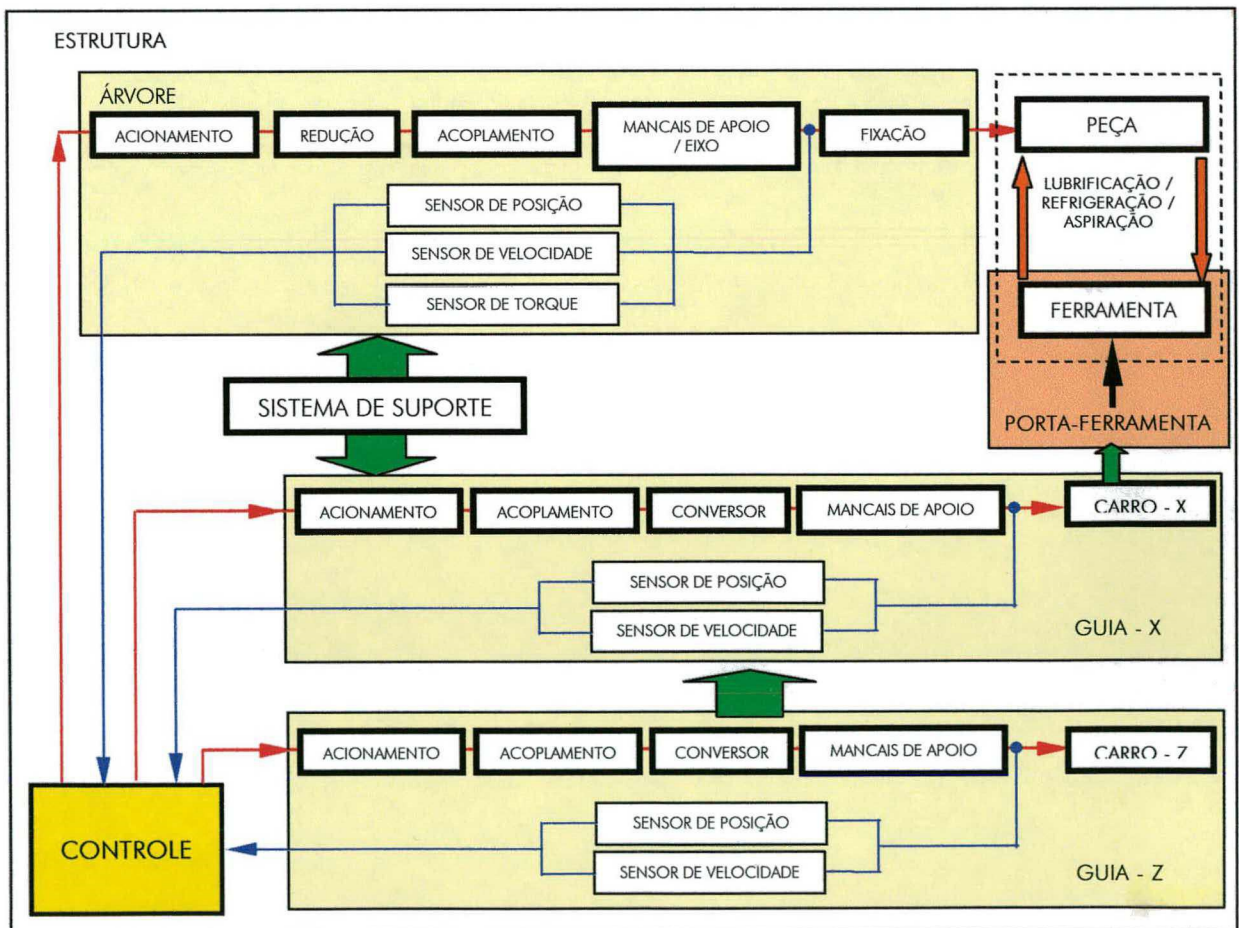


Figura 2.2 - Estrutura de funções parciais n° 1.

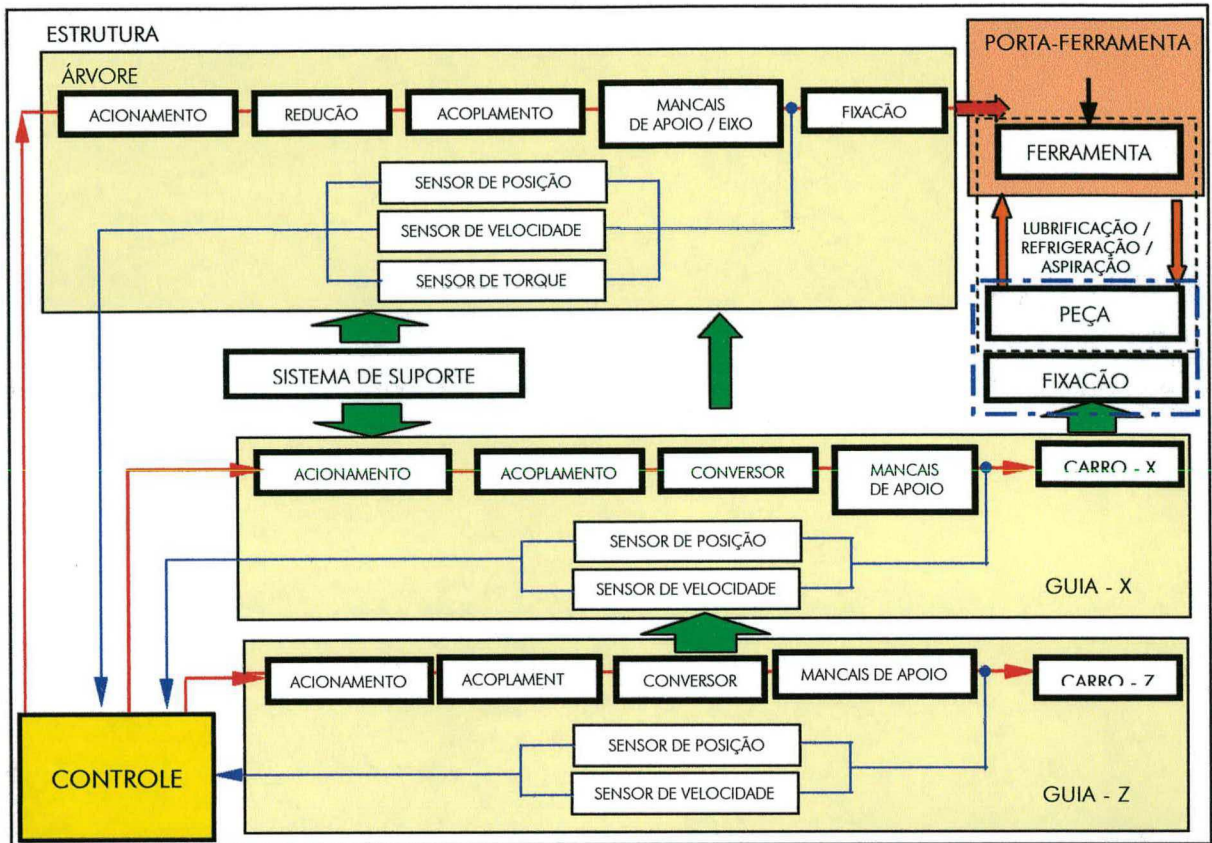


Figura 2.3 - Estrutura de funções parciais nº 2.

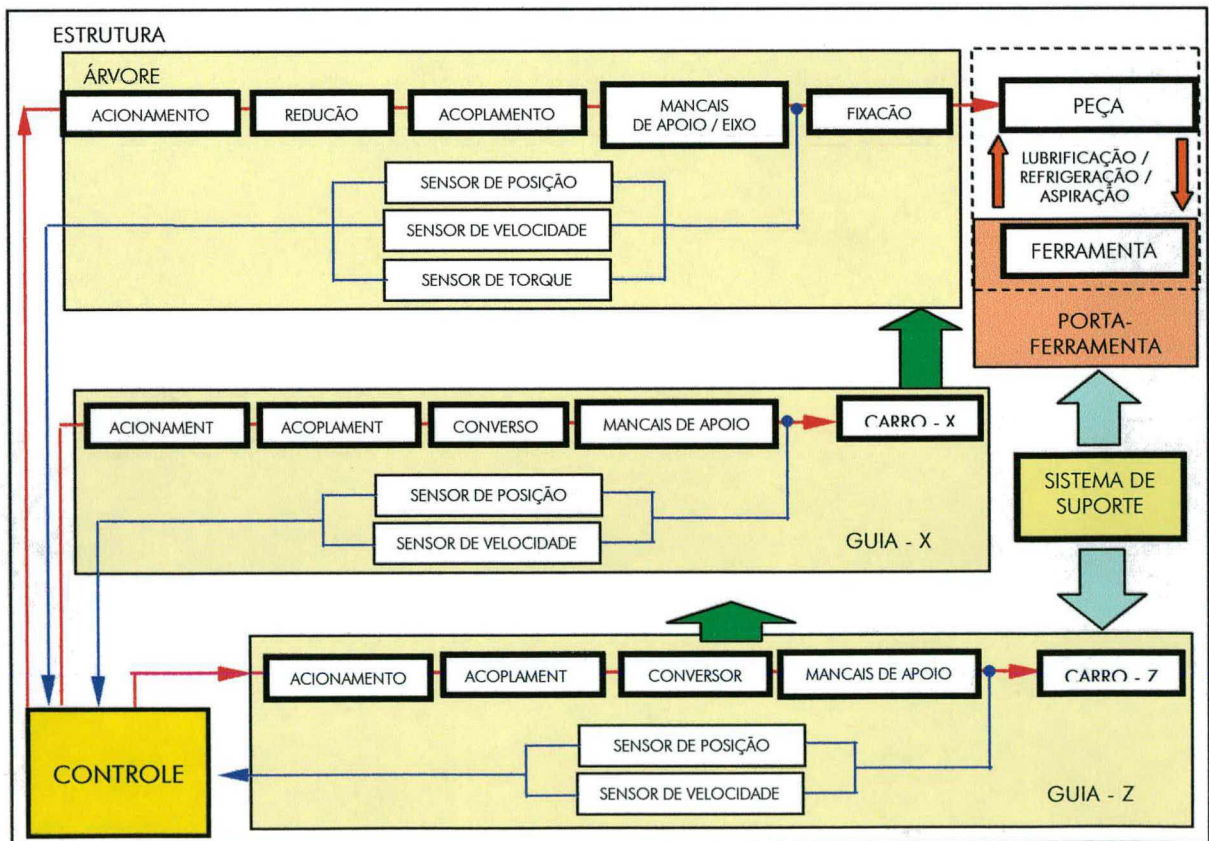


Figura 2.4 - Estrutura de funções parciais nº 3.

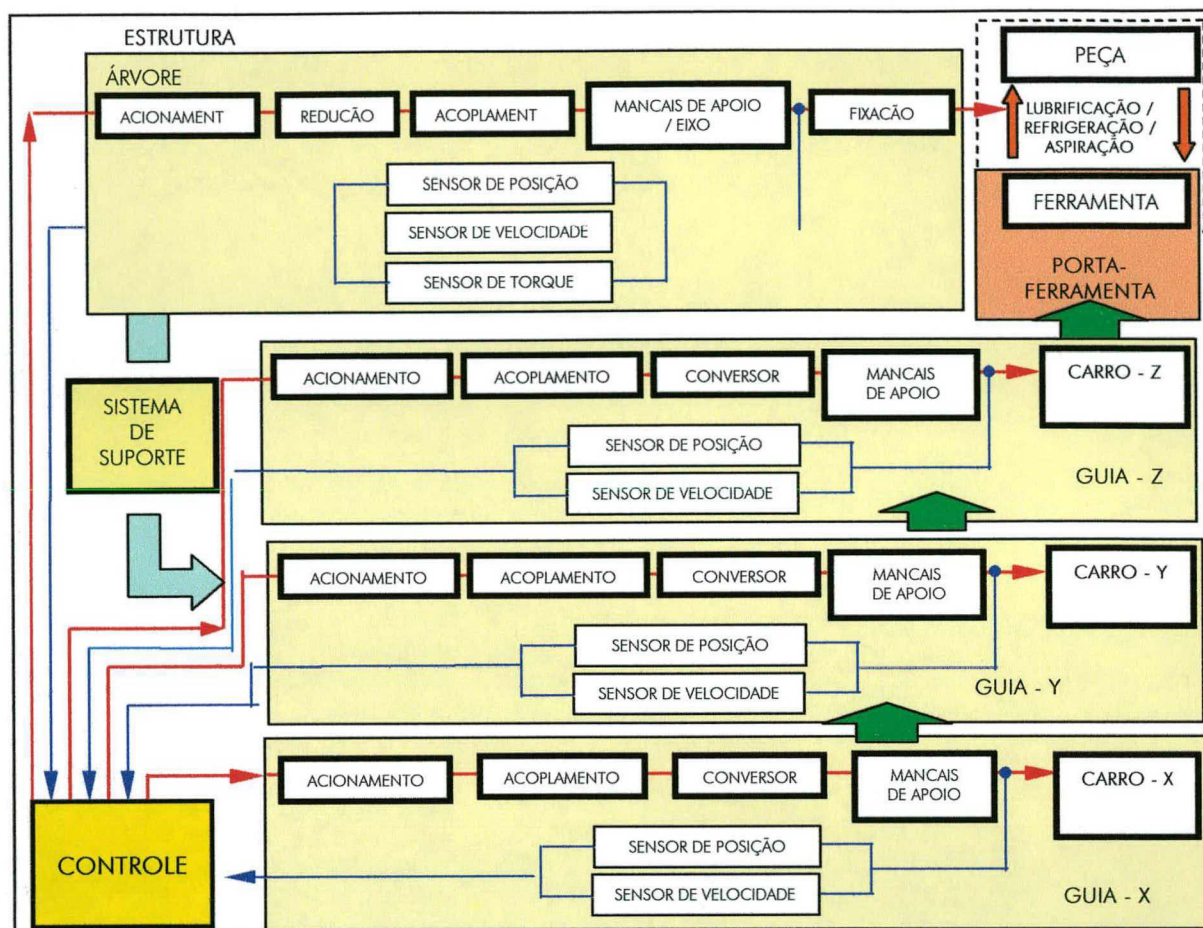


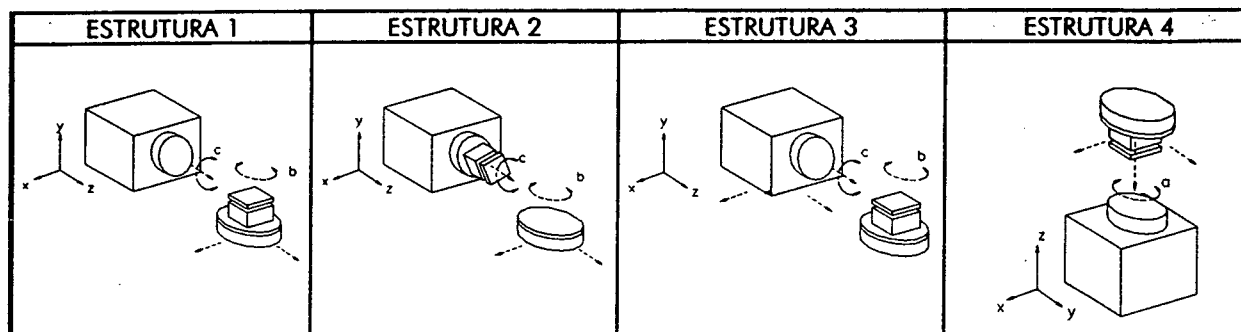
Figura 2.5 - Estrutura de funções parciais nº 4.

Cada uma destas estruturas de funções leva a uma concepção diferente de máquina-ferramenta, com diferentes arranjos dos diversos componentes e sistemas.

- No primeiro caso tem-se a forma clássica de um torno de barramento horizontal, com o porta-ferramenta ativo (um grau de liberdade - eixo a) montado sobre o carro Y, montado perpendicularmente ao carro Z (longitudinal ao eixo de giro da árvore) e a peça fixada na árvore (tabela 2.7).
- No segundo caso tem-se a concepção de uma fresadora *fly-cut*, com o porta-ferramentas montado diretamente na árvore e a peça fixada sobre um sistema ativo (um grau de liberdade - eixo a) montado sobre o carro Y, perpendicular ao carro Z, longitudinal ao eixo de giro da árvore (tabela 2.7).
- No terceiro caso tem-se a árvore com capacidade de movimentar-se, montada sobre o carro Y, perpendicular ao carro Z (longitudinal ao eixo de giro da árvore), e a peça fixa, montada sobre um sistema ativo (um grau de liberdade - eixo a) (tabela 2.7).
- No quarto caso o porta-ferramenta ativo (um grau de liberdade - eixo a) é montado de forma a ter três graus de liberdade, através da adição de um terceiro carro (eixo X) perpendicular aos outros dois (tabela 2.7).

Na tabela 2.7 são apresentados os desenhos esquemáticos dos diferentes arranjos que a máquina pode assumir, de acordo com as estruturas funcionais acima descritas.

Tabela 2.7 - Desenhos esquemáticos das estruturas funcionais.



A seguir, serão apresentados os principais componentes da máquina, responsáveis pela execução das funções descritas anteriormente. Será feita a descrição destes componentes, com uma posterior montagem de matrizes de comparação, nas quais são mostradas as vantagens e desvantagens de um elemento em relação aos demais. A partir das matrizes de comparação serão selecionados os tipos de componentes a serem utilizados no projeto.

2.4. ESTRUTURAS

As estruturas de máquinas-ferramentas servem de estrutura para suporte das guias, da árvore de acionamento, bem como de outros elementos. Sua principal função é fornecer rigidez estática e dinâmica para a estrutura da máquina-ferramenta, de modo que esta venha a sofrer a mínima deformação possível quando da ação de carregamentos ou ações dos elementos externos, como, por exemplo, temperatura [15].

2.4.1. MATERIAIS

Kegg [136] informa que atualmente o projeto de máquinas-ferramentas está fortemente influenciado por duas grandes áreas:

- ♦ mudanças nos materiais usados pelos clientes externos em seus produtos;
- ♦ mudanças nos materiais utilizados na fabricação de máquinas-ferramentas.

Estas mudanças vêm a se somar à transformação das necessidades de precisão geométrica, dimensional e de qualidade superficial.

De uma forma geral, as estruturas de máquinas-ferramentas são fabricadas em ferro fundido e aço. Mais recentemente, com o desenvolvimento da ciência dos materiais, passou-se a

utilizar produtos com baixo coeficiente de dilatação térmica como, por exemplo, o zerodur (cerâmica vítrea), aços especiais tais como o Invar[®], além de granitos sintéticos, concreto polimérico, cerâmicas, aços alta liga, entre outros materiais. Em geral, as máquinas-ferramentas destinadas à indústria óptica apresentam uma longa tradição no uso de estruturas de granito. Esta mesma experiência foi mais tarde utilizada nas máquinas destinadas à usinagem de ultraprecisão.

A. FERRO FUNDIDO

O uso do ferro fundido em máquinas-ferramentas é largamente difundido, remontando aos séculos XVIII e XIX, sendo tomado praticamente como regra entre os fabricantes em todo o mundo.

A estabilidade do ferro fundido depende principalmente de um resfriamento uniforme e lento após o vazamento no molde, o que por sua vez depende da forma como o molde foi projetado. Como regra deve-se permitir que o resfriamento se dê por tempo suficiente antes de expô-lo à temperatura ambiente.

Para estruturas, colunas de mesas e guias cruzadas de máquinas-ferramentas, assim como para desempenos, padrões de perpendicularismos e de rasqueteamento (*scraping masters*), uma das maiores fabricantes de máquinas de precisão, a empresa Moore Tools, utiliza-se de ferro fundido de grãos finos, mantendo um controle de qualidade rigoroso no resfriamento lento dos moldes de fundição [11].

B. AÇOS

O uso do aço na fabricação de estruturas de máquinas-ferramentas foi uma consequência natural da evolução do processo de redução do ferro no fim do século XIX e começo do XX. Maudslay, no século XIX, foi o primeiro a reunir sobre um único projeto o uso de ferro, aço e bronze, como principais materiais em estruturas de máquinas [176].

Seu emprego se dá tanto na forma de aço fundido quanto de aços laminados. Para aplicação em máquinas-ferramentas de ultraprecisão, é prática comum utilizar aços-liga ou alta liga para proporcionar maior estabilidade térmica (dilatações), além de prover a base de tratamentos de envelhecimento para alívio de tensões provenientes do processo de fundição ou soldagem [11,24]. Como exemplo podemos citar o *Large Optics Diamond Turning Machine* do LLNL, nos Estados Unidos, cujas estruturas foram fabricadas em aço INVAR[®].

C. CERÂMICOS

As cerâmicas na indústria podem ser divididas em dois grupos [138]:

- Cerâmicas de engenharia, as quais podem ser óxidas ou não, tais como Al_2O_3 , ZrO_2 e SiC , Si_3N_4 ;
- Porcelanas (silicatos-cerâmicos) geralmente utilizadas em aplicações domésticas, na indústria de elétrica e química.

Em máquinas-ferramentas, os principais tipos de materiais cerâmicos utilizados são alumina (Al_2O_3), aluminas reforçadas e carbonetos de silício, além de materiais especiais, tais como zerodur, o que não descarta o uso de silicatos cerâmicos em máquinas.

Os materiais cerâmicos, independente do grupo a que pertençam, apresentam muitas vantagens em relação aos materiais tradicionais, tais como aço, alumínio e granito. As principais vantagens do uso de materiais cerâmicos como elementos estruturais em máquinas-ferramentas estão na alta rigidez, estabilidade dimensional e térmica, resistência ao desgaste e química. Por outro lado, suas principais desvantagens estão na dificuldade de usinagem, elevado custo e baixa capacidade de amortecimento. Estas desvantagens podem ser contornada, através do uso de amortecedores e dissipadores estruturais, aumentando os custos [15,24,138].

Schellschmidt [167] e Slocum [24] estendem o uso de cerâmicas não só à estrutura de máquinas mas também a outros elementos, tais como guias.

D. CONCRETO

O concreto é definido como um composto de areia, cascalho, pedra moída, ou outros agregados, unidos por uma massa pastosa de cimento e água. A mistura dos ingredientes, em proporções adequadas, forma uma massa plástica que pode ser fundida ou moldada em formas predeterminadas.

As principais propriedades do concreto são:

- **Trabalhabilidade** - É a capacidade do concreto de ser manipulado, transportado e depositado sem perda de suas propriedades físicas e mecânicas. Esta propriedade é dependente das proporções dos ingredientes e de suas características individuais.
- **Durabilidade** - Esta pode ser entendida como a capacidade de, em condições de serviços, resistir à ação do tempo, ação química e ao desgaste.

- ♦ Resistência à ação do tempo - A desintegração do concreto pela ação do tempo é causada principalmente pela fadiga resultante do congelamento e descongelamento e pela expansão e contração, sob restrições, resultante de exposição à água e variações de temperatura.
- ♦ Resistência química - A deterioração do concreto se deve em grande parte à reação química entre os alcali (elementos alcalinos, sais alcalinos, etc.) constituintes do cimento e os minerais componentes dos agregados do concreto.

O concreto como elemento estrutural em máquinas-ferramentas tem sido utilizado na Europa por alguns fabricantes de máquinas especiais, notadamente em estruturas e colunas. As vantagens do uso do concreto à base de cimento Portland, estão na abundante experiência acumulada por usuários e centros de pesquisa em todo o mundo, principalmente na engenharia civil, e em seu baixíssimo custo (de U\$ 60,00 a 80,00 /m³). O concreto como elemento estrutural em máquinas-ferramentas melhora sensivelmente a capacidade de amortecimento de vibrações [15,24,41,139,143,146].

E. GRANITO

O uso de granito como material para estrutura de máquinas-ferramentas teve origem nas máquinas ópticas. Em função do percentual de seus constituintes, o granito apresenta diversas denominações geralmente relacionadas com a cor predominante, como por exemplo granito preto, granito rosa, dentre outras.

A composição do granito aliada ao tamanho de grão determinam a qualidade do granito natural. A grande vantagem da utilização de granito natural está na estabilidade dimensional (térmica) e dinâmica, e na inexistência de tensões internas [15].

Composição do granito:

- quartzo (duro, brilhante, com fratura em concha);
- feldspato orthoclase (comumente rosado, sem estrias, com faces de clivagem regular);
- feldspato plagioclase (comumente branco, ou quase, com boas faces de clivagem, que são freqüentemente estriadas);
- anfíbólio e/ou biotita.

O granito natural tem se mostrado um material alternativo ao ferro fundido e ao aço. Suas principais vantagens são [144]:

- ♦ elevado módulo de elasticidade;

- ♦ baixa densidade;
- ♦ estabilidade de longa vida;
- ♦ baixo coeficiente de dilatação térmica;
- ♦ permite alto grau de acabamento superficial;
- ♦ estabilidade química.

Outras vantagens podem ser listadas quanto ao uso de granito em máquinas-ferramentas

[144]:

- ♦ permite o uso da concepção de máquinas modulares;
- ♦ não necessita de moldes;
- ♦ não necessita de pinturas protetivas;
- ♦ visualmente agradável quando apresenta superfície polida;
- ♦ fácil de limpar e manter.

F. GRANITOS SINTÉTICOS / CONCRETO POLIMÉRICO

Granito sintético ou concreto polimérico é um compósito que normalmente consiste de uma proporção escolhida com exatidão entre o material de enchimento e o ligante. Em engenharia mecânica usa-se principalmente silicato ou granito como material de enchimento, com diâmetro médio de até 8 mm. A proporção entre ligante (resina epoxi) e material de enchimento (SiO_2) é usualmente de 10% e 90% (dependendo da aplicação e do comportamento requerido do dispositivo, estas taxas podem variar). A mistura destes elementos resulta em uma substância que, colocada em moldes, passa por um processo de cura – uma reação química que causa um pequeno aquecimento. Antes do início do processo de cura, os moldes já cheios são posicionados em um equipamento vibratório para que haja uma maior compactação do material. Após aproximadamente 24 horas é obtida uma resistência à compressão de 130 MPa. Suas vantagens frente ao granito natural estão na melhoria da capacidade de amortecimento e na facilidade para obtenção de formas. No entanto, não é simples conseguir um elevado grau de empacotamento, durante a fabricação deste material.

Dependendo da qualidade e da quantidade de peças requeridas, são usados moldes em aço ou madeira, os quais devem ser preparados com um agente desmoldante. Se for necessário que combinem aço ou ferro com concreto polimérico, as partes metálicas podem ser fixadas aos elementos deste durante a fundição ou por meio de uma operação de ligação posterior [6,15,24,41,156].

2.4.2. FABRICAÇÃO DE ESTRUTURAS DE MÁQUINAS-FERRAMENTAS

A fabricação de estruturas de máquinas-ferramentas é uma função direta do material a ser utilizado. Materiais como ferro fundido, aço, cerâmicos, granitos sintéticos e concreto, de forma geral, são fundidos em moldes apropriados.

Ferro fundido e aço geralmente são vazados em moldes de areia [177], ao passo que o concreto pode ser fundido em moldes de madeira ou metálicos. Materiais do tipo cerâmicos ou granitos sintéticos também podem ser vazados em moldes de madeira, gesso, metálicos ou em diversos tipos de materiais poliméricos (ex.: borracha de silicone). Em todos os processos onde haja vazamento em moldes, deve-se tomar cuidado quanto ao resfriamento ou cura. Este cuidado permite fabricar uma estrutura isenta de bolhas, trincas ou porosidade excessiva. A eliminação de bolhas ou outras falhas que possam resultar em concentrações de tensões internas, má aglutinação, propriedades não uniformes e deformações residuais posteriores deve ser prevista antes do processo de fundição. A principal diferença entre a utilização de ferro fundido, aço e concreto em relação aos materiais cerâmicos e granitos sintéticos, está na necessidade dos últimos de terem uma preparação mais elaborada, com uma seleção prévia dos tamanhos de grãos constituintes do pó, adição de aglutinantes, fundição e compactação para posterior aplicação de pressão ou tratamento térmico.

O processo de fundição pode ser realizado de modo que a estrutura seja sólida ou provida de cavidades que permitam o aumento da rigidez estrutural, passagem de tubos e fixações para outros elementos da máquina, além de possibilitar a dissipação de calor e vibrações.

As estruturas de granito são fabricadas por processo de usinagem integral, através da usinagem com serras ou fios diamantados diretamente na pedra em bruto, para posterior ajustagem por retificação e lapidação [15]. Outra forma de fabricação de estruturas de granito é a fabricação modular. Nesta, os diversos blocos em que a estrutura é dividida são fabricados em separado, com os mesmos sendo posteriormente unidos por meio de parafusos ou adesivos especiais.

Quando da utilização de aço laminado em chapas, a estrutura é obtida por meio de uniões soldadas a partir de partes previamente recortadas. As estruturas assim obtidas apresentam boas características de amortecimento e rigidez [54].

2.4.3. ARRANJOS DE ESTRUTURAS DE MÁQUINAS

O arranjo das estruturas independe do material ou da estrutura interna da mesma, o arranjo é fortemente dependente da:

- cinemática do processo;
- da opção construtiva da máquina;
- dos limites do processo de fabricação compatível com o material a ser empregado.

Os arranjos mais comuns encontradas no projeto de máquinas-ferramentas de ultraprecisão são apresentados na tabela 2.8 [3,6,11, 12,13,14,18,24,42,44,53,124].

Tabela 2.8 - Arranjos construtivos de máquinas-ferramentas [3].

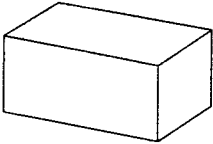
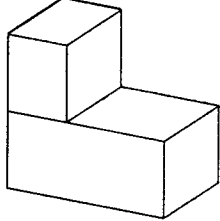
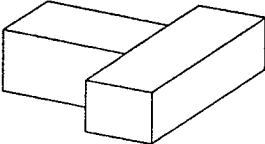
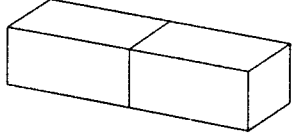
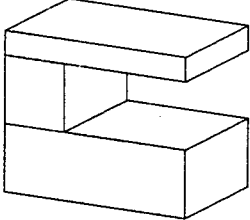
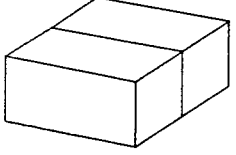
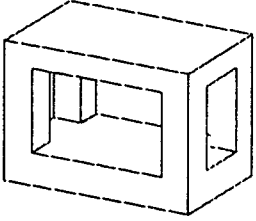
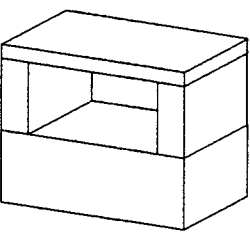
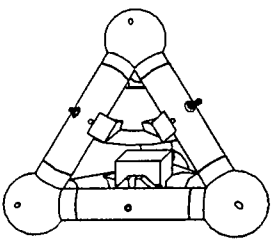
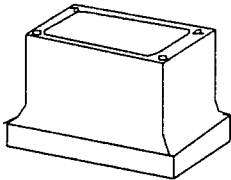
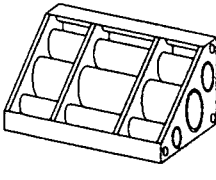
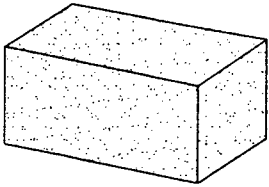
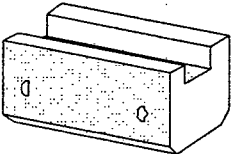
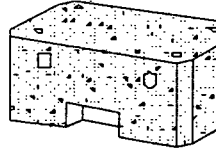
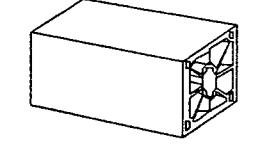
SIMPLES	"L"	"T"
		
"I"	"C"	"H"
		
CUBO VAZADO	PORTAL	TETRAÉDRICA
		

Tabela 2.9 - Matriz de comparação para as estruturas.

	FERRO FUNDIDO	AÇOS	GRANITO
			
CUSTO	BAIXO	MÉDIO	ALTO
TRABALHABILIDADE	BOA	MÉDIA	RUIM
RIGIDEZ	BOA	BOA	BOA
AMORTECIMENTO	BOM	RUIM	MÉDIO
EST. DIMENSIONAL	MÉDIA	MÉDIA	BOA
RES. QUÍMICA	BAIXA	ALTA	ALTA
RES. MECÂNICA	ALTA	ALTA	MÉDIA
	GRANITOS SINTÉTICOS	CONCRETO	CERÂMICA
			
CUSTO	ALTO	MUITO BAIXO	MUITO ALTO
TRABALHABILIDADE	MÉDIA	BOA	RUIM
RIGIDEZ	BOA	MÉDIA	BOA
AMORTECIMENTO	MUITO BOM	BOM	RUIM
EST. DIMENSIONAL	MUITO BOA	MÉDIA	MUITO BOA
RES. QUÍMICA	MÉDIA	ALTA	ALTA
RES. MECÂNICA	MÉDIA	MÉDIA	MÉDIA

2.4.4. SELEÇÃO E CONCLUSÕES

A seleção de uma estrutura, engloba não só seu arranjo e material, mas também suas dimensões, forma de sustentação, facilidade transporte e manipulação, experiências anteriores, etc..

As informações proporcionadas neste item, em especial pelos dados da matriz de comparação (tabela 2.9), permitem a seleção um arranjo simples em granito, sem levar em conta as dimensões e a forma de sustentação, pois estes pontos serão abordados na fase de dimensionamento da estrutura. A opção por uma estrutura simples em granito foi realizada em função da relação custo-benefício, das características do granito, das limitações para fabricação e manipulação de outras formas e materiais. Outro ponto relevante na escolha de estrutura simples em granito foi a experiência acumulada pelo grupo com desenvolvimentos anteriores, os quais se utilizaram desta configuração.

2.5. MANCAIS

As possibilidades de movimento entre dois corpos podem ser expressas em termos de graus de liberdade. Ao todo existem seis graus de liberdade possíveis, denominados: translação nas direções coordenadas X, Y, Z e rotação sobre os três eixos coordenados a, b, c [18].

Desta forma definem-se guias lineares e mancais rotativos como elementos de máquinas que apresentam um movimento relativo entre seus elementos constituintes. Isto permite que o estudo do efeito deste movimento seja efetuado em um dos componentes e o conhecimento, transferido, de forma adequada, para o outro elemento em questão.

Os mancais podem ser definidos como sendo todos os elementos onde o movimento de translação em qualquer direção deve ser minimizado, se não proibido, deixando livre a rotação somente em torno de um eixo. Da mesma forma, o termo guia passa a definir todos os elementos onde um movimento de translação é desejado, com restrições ao movimento de rotação. Simplificando, os mancais podem ser definidos como os elementos de máquina onde o componente fixo permite ao eixo ter somente um grau de liberdade, sendo que o movimento relativo entre as partes é de rotação. Tal definição, contudo, torna-se muito limitada quando a comparamos com o amplo espectro de utilização dos mancais.

Uma terceira forma de definição trata mancais como sendo o elemento que normalmente permite somente um grau de liberdade. Estes elementos estruturais permitem apenas movimentos de rotação, os quais envolvem a transmissão ou absorção de forças radiais e/ou axiais (figura 2.6).

Existem mancais radiais e axiais, porém muitos são capazes de suportar ambas as forças. Isto gera uma variedade de mancais de carregamentos, também denominados de buchas de deslizamento, radiais/axiais. As buchas de deslizamento não são muito utilizadas em engenharia de precisão, sendo seu uso restrito a alguns mecanismos finos e aplicações especiais[16].

Apesar de muitos dos vários tipos de mancais serem diretamente aplicados em máquinas-ferramentas, quer em guias ou árvores, alguns mancais, tais como as barras de tensão, também conhecidos como mancais de mola ou mancais de deformação, apresentam características que os tornam únicos em aplicações de nanotecnologia.

A classificação dos mancais requer dois parâmetros distintos:

- a direção preferencial do carregamento (figura 2.6);
- a forma de sustentação (figura 2.7).

Quanto à direção do carregamento, os mancais se dividem em:

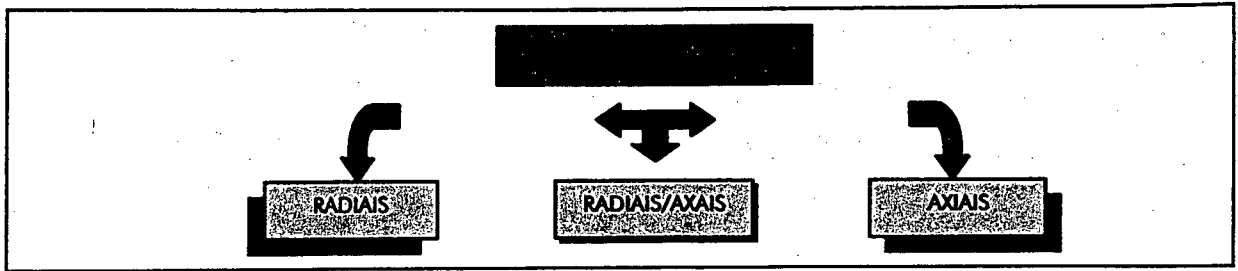


Figura 2.6 - Classificação dos mancais quanto ao carregamento.

Quanto à forma de sustentação, os mancais são classificados em:

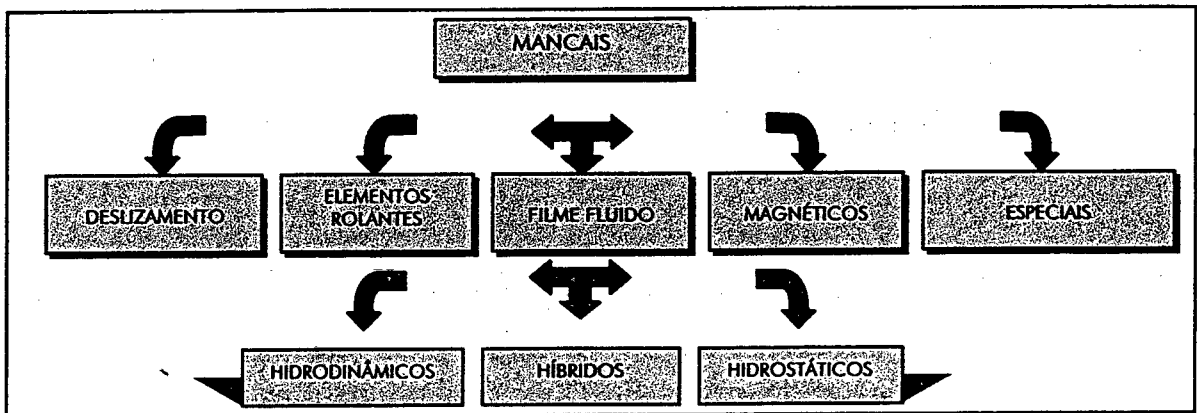


Figura 2.7 - Classificação dos mancais quanto à sustentação.

2.5.1. MANCAIS DE DESLIZAMENTO

Os mancais de deslizamento foram os primeiros tipos de mancais utilizados pelo homem. Nestes, as superfícies com movimento relativo estão em contato direto, podendo ou não ter lubrificação. Davidson [18] os subdivide de acordo com a forma de contato entre as superfícies em deslizamento. Podemos ter mancais de deslizamento radiais, axiais, cônicos, com eixo esférico e pivotados, entre outros.

Os mancais de deslizamento se caracterizam por apresentarem um elevado atrito entre os componentes com movimento relativo, e tendem a engripar. Por outro lado, os mesmos apresentam elevada precisão de giro, podendo encontrar aplicações muito específicas em máquinas-ferramentas de alta e ultraprecisão.

2.5.2. MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES

Mancais de elementos rolantes ou de rolamento, apesar de apresentarem um projeto e um cálculo dimensional extremamente complexo, são o tipo de mancal antifricção mais

largamente utilizado em mecanismos de precisão, tanto pela forma simplificada de cálculo e seleção posta a disposição pelos fabricantes, quanto pelo nível de padronização encontrado no mercado. Nestes mancais, as superfícies com movimento relativo são separadas por um elemento rolante, o qual pode ser esférico, cilíndrico, cônico, na forma de barril ou de agulha. Nestes, os carregamentos são absorvidos pela deformação elástica de contato dos elementos rolantes junto aos anéis. Por isso, seu campo de utilização é limitado tanto pela rigidez possível de se obter quanto pelo baixo ou inexistente amortecimento, o que diminui sua precisão no deslocamento [18,52].

Como consequência de não se dispor de elementos rolantes com exatamente as mesmas dimensões geométricas, o mancal de rolamento não gira em torno de um eixo, e sim em torno de uma órbita. Desta forma, mancais de elementos rolantes são divididos em classes de precisão e classificados quanto ao tipo de carregamento que podem absorver. Conforme o tipo de carregamento a que estão submetidos, os mancais antifricção são denominados de mancais radiais, axiais ou radiais/axiais, conforme a figura 2.8.

Mancais de elementos rolantes são empregados em uma grande variedade de estruturas, sendo que podem ou não ser miniaturizados, mas devem satisfazer um ou ambos dos seguintes requisitos:

- a) fácil movimentação;
- b) mínimo atrito [16].

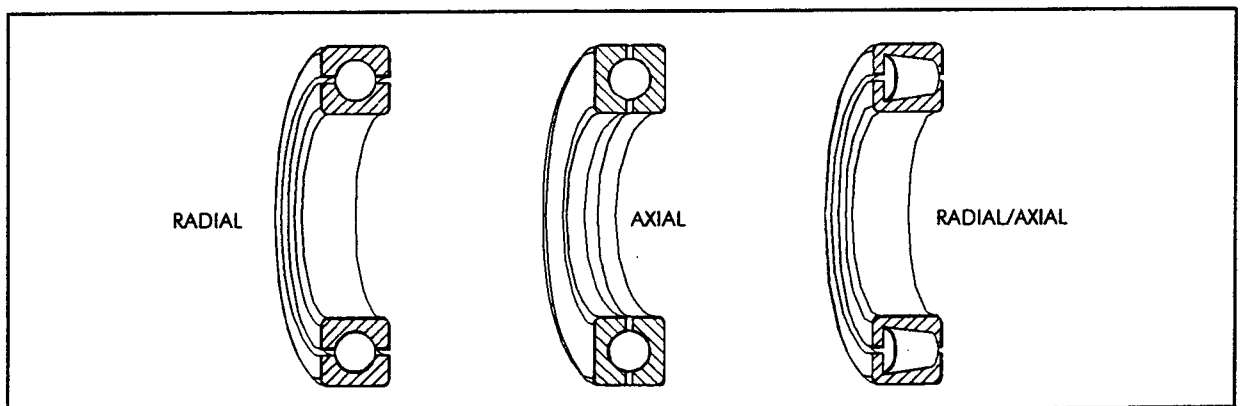


Figura 2.8 - Tipos de mancais de elementos rolantes.

Em geral, os mancais de elementos rolantes são fabricados inteiramente em aços especiais, podendo também ser produzidos com pistas em teflon ou material polimérico. Mais recentemente, começaram a aparecer comercialmente no mercado mancais de elementos rolantes fabricados em cerâmica.

2.5.3. MANCAIS LUBRIFICADOS COM FILME FLUIDO

Mancais com lubrificação com filme fluido são aqueles em que a separação entre as partes com movimento relativo é realizada por um filme fluido. Para aplicações usuais ou industriais, mancais com lubrificação a filme fluido são mais utilizados devido à sua longa vida e alta capacidade de carga. Dividem-se em dois tipos principais:

- os mancais fluidodinâmicos, que são aqueles cuja pressão da película de lubrificante que suportará a carga é dependente da velocidade tangencial do mancal;
- os mancais fluidostáticos, que são aqueles em que as superfícies com movimento relativo são separadas por um filme lubrificante, forçado entre elas sob pressão, a qual é fornecida por uma bomba, ou compressor externa (figura 2.9) [16].

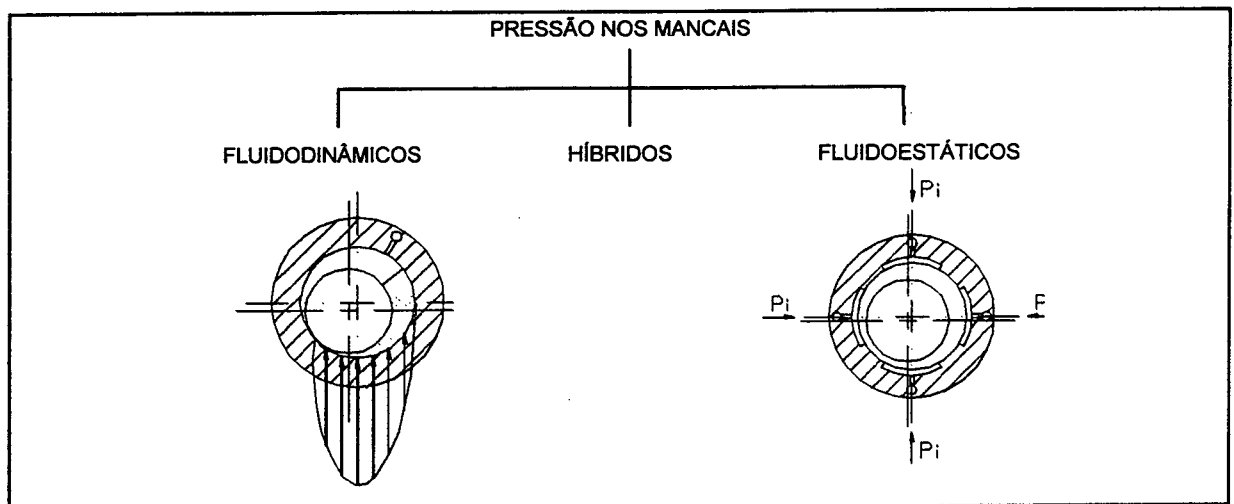


Figura 2.10 - Classificação quanto à forma de sustentação.

Quanto ao tipo de fluido, estes podem ser divididos em:

- **LÍQUIDOS** - A utilização de líquidos como fluido lubrificante em mancais acarreta a perda das propriedades devido ao calor gerado quando em operação, formando um limitador de velocidade, o que torna necessária a utilização de sistemas de resfriamento para manter o fluido em uma temperatura pré-estabelecida. Dos vários fluidos já testados, o óleo tem se sobressaído, daí vindo a denominação mancal à óleo. Apesar da água apresentar melhores características, sua capacidade corrosiva a torna pouco atrativa para uso industrial. Entretanto, o desenvolvimento de materiais cerâmicos para a construção de mancais tem permitido uma reavaliação do emprego de água como fluido em mancais hidrodinâmicos e hidrostáticos [16].

- GASES - A utilização de gases como fluido lubrificante se deve a capacidade destes de manter suas propriedades mesmo a temperaturas elevadas, por apresentarem viscosidades muito menores do que as dos líquidos, o que abriu a possibilidade de se atingir velocidades mais elevadas. O uso de gases, principalmente ar, dispensa o uso de sistemas de coleta, retorno e resfriamento necessários aos mancais a líquido. Dos vários tipos de gases já testados, o ar tem sido o gás mais extensivamente utilizado. Portanto, as terminologias mancal a ar, e mancal aerostático tomam-se mais adequadas para designar este tipo de mancal.

Os mancais hidrodinâmicos apresentam projetos bem desenvolvidos, com ampla aplicações em máquinas-ferramentas de alta e ultraprecisão, porém nestas últimas os mancais com pressurização externa são mais empregados devido à sua maior precisão de giro, sobressaindo-se os mancais aerostáticos [16].

A. MANCAIS HIDROSTÁTICOS

Nos mancais hidrostáticos a pressão de sustentação é fornecida por uma bomba. Indubitavelmente um efeito hidrodinâmico existe, e o mancal pode ser melhor descrito como um mancal híbrido. A figura 2.10 apresenta o organograma da família dos mancais hidrostáticos e a figura 2.11, a classificação quanto ao tipo de restritor [16].

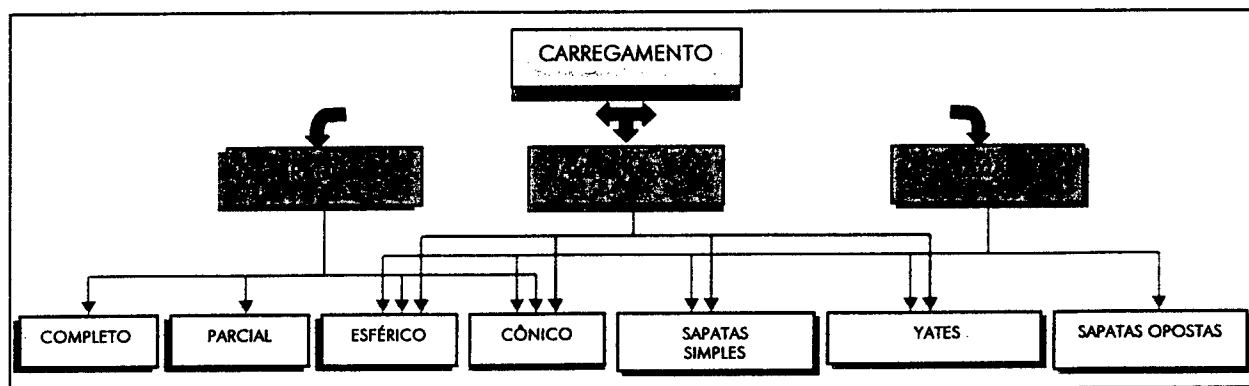


Figura 2.10 – Classificação dos mancais hidrostáticos quanto ao carregamento.

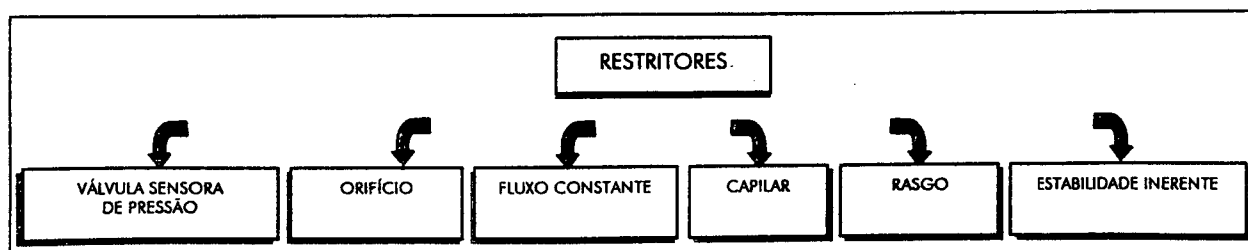


Figura 2.11 – Classificação dos mancais hidrostáticos quanto ao tipo de restritor.

B. MANCAIS AEROSTÁTICOS

Him, em 1854, falou do ar como possível lubrificante, sendo que o primeiro mancal a ar foi criado por Albert Kingsbury, em 1887 [67].

Os mancais a ar, pressurizados externamente ou aerostáticos, oferecem muitas vantagens neste campo, sendo as mais conhecidas:

- a) atrito de partida nulo e atrito viscoso muito pequeno;
- b) geração de calor desprezível, mesmo a altas velocidades;
- c) ausência de desgaste, pois as peças do mancal não estão em contato;
- d) pequeno erro médio de giro do mancal (excentricidade) devido à espessura do filme de ar ser da ordem de 5 a 50 μm ;
- e) possibilidade de fabricação inteiramente por meio de técnicas convencionais de usinagem, apesar das dimensões reduzidas da folga;
- f) relativa independência da operação do mancal em relação à temperatura ambiente, pois a variação da viscosidade do ar é muito pequena com a da temperatura;
- g) livre de vibrações, quando comparado a mancais de esfera ou outros tipos;
- h) possibilidade de ser utilizado onde a contaminação dos materiais deve ser evitada;
- i) não há necessidade de equipamentos para coleta e retorno para uso posterior;
- j) é permitido ao ar escapar livremente a partir do mancal e com isso as vedações de borracha, entre os elementos com movimento relativo, podem ser desprezadas. Isto é uma vantagem, quando até mesmo o menor atrito precisa ser evitado [16].

Mancais lubrificadas a ar são normalmente utilizados em aplicações que exigem altas velocidades e precisões, sendo a qualidade final do trabalho diretamente dependente dos níveis de vibrações inerentes ao sistema da máquina como um todo.

Embora muitas das vantagens acima se apliquem igualmente aos mancais aerodinâmicos, estes têm encontrado pouca utilização em máquinas-ferramentas e instrumentos de medição. Isto pode ser atribuído ao fato de que tanto máquinas-ferramentas quanto instrumentos de medição geralmente operam em velocidades muito variáveis para se obter rigidez e capacidade de carga adequadas a este tipo de mancal. Uma possível exceção ocorre em retificadoras de alta velocidade e em algumas furadeiras odontológicas [16].

Mancais aerostáticos pressurizados externamente apresentam também um efeito aerodinâmico e o mancal pode ser melhor classificado como híbrido, quando empregados em aplicações com altíssima velocidade relativa entre as partes.

Como forma de prover um quadro balanceado, algumas desvantagens inerentes ao uso de mancais a ar com pressurização externa devem ser mencionadas. A principal delas é seu comportamento relativamente fraco em presença de forças com componentes dinâmicos, em função do amortecimento inerente ao filme de ar. Enquanto recentes trabalhos demonstram que o coeficiente de amortecimento dos mancais a ar pode ser maximizado por um projeto correto, os valores obtidos serão sempre menores quando comparados com aqueles dos mancais hidrostáticos a óleo, os quais, por outro lado, são preferidos para aplicações onde será necessário suportar elevados carregamentos. Por consequência, mancais aerostáticos apresentam a vantagem de operar tanto em baixa quanto em alta velocidade, apresentando um especial interesse para aplicações em ultraprecisão, onde os carregamentos são pequenos e não há a necessidade de capacidade de carga dos mancais hidrostáticos [16].

2.5.4. MANCAIS MAGNÉTICOS

O funcionamento dos mancais magnéticos está baseado no princípio da atração ou repulsão mútua entre os pólos magnéticos (figura 2.12). Os campos magnéticos controlados mantêm o elemento com movimento relativo suspenso, sem que ocorra contato metal-metal. Deslocamentos resultantes de carregamentos externos são detectados por sensores que permitem a correção da posição através da manipulação dos magnéticos do mancal.

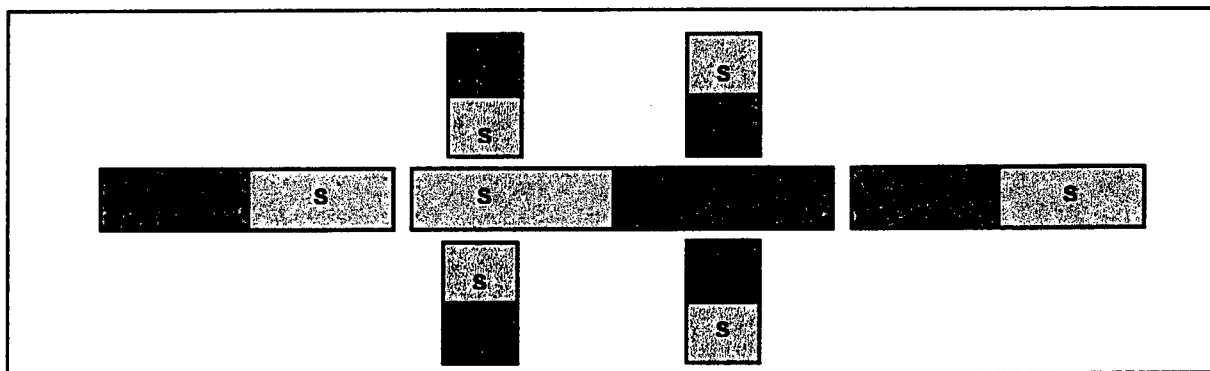


Figura 2.12 - Princípio de funcionamento dos mancais magnéticos.

Devido à excelente rigidez proporcionada por estes mancais, sua principal aplicação se dá em fusos de alta velocidade, onde pode-se atingir rotações entre 10.000 e 100.000 rpm. Apesar de nos mancais magnéticos não haver geração de calor por atrito mecânico entre as partes metálicas, esta se manifesta, e de forma excessiva, devido às correntes parasitas, o que torna necessário a utilização de refrigeração [16].

2.5.5. COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS DE MANCAIS

Como forma de fornecer um painel balanceado entre os diversos tipos de mancais, um quadro comparativo das principais características destes é apresentado na tabela 2.10.

Tabela 2.10 - Comparação entre os diversos tipos de mancais.

TIPO DE MANCAL	DE CONTATO		LUBRIFICADO A FILME FLUIDO		DE CONTATO
	DESLIZANTE	ELEM. ROL.	ÓLEO	AR	MAGNÉTICO
RIGIDEZ	4	3	4	3	5
AMORTECIMENTO	4	2	3	4	1
NÍVEL DE VIBRAÇÕES	1	3	4	4	3
CAPACIDADE DE CARGA	4	3	4	2	4
ATRITO ESTÁTICO	1	4	0	0	0
PRECISÃO DE GIRO	2	4	4	5	4
CUSTO	5	4	3	3	1
DESEMPENHO EM BAIXA VELOCIDADE.	4	4	5	5	4
DESEMPENHO EM ALTA VELOCIDADE	1	2	3	5	5
RESISTÊNCIA À BAIXA TEMPERATURA	4	4	4	5	4
RESISTÊNCIA À ALTA TEMPERATURA	1	2	3	4	3
RESISTÊNCIA À UMIDADE	2	4	4	4	3
GERAÇÃO DE CALOR	1	3	1	5	1
VIDA	1	3	4	5	5
TOTAL	35	45	46	54	43

Onde: 5 – excelente, 4 – bom, 3 – moderado, 2 – regular, 1 - ruim e 0 – não aplicável.

A tabela acima mostra que para cada aplicação existe um tipo de mancal que melhor se adapta, sendo a escolha uma função:

- da qualidade que se deseja obter;
- da velocidade de trabalho;
- das cargas envolvidas;
- do espaço disponível para instalação;
- dos custos [16].

2.5.6. SELEÇÃO E CONCLUSÕES

Weck *et alii* [166] compararam a aplicação de mancais aerostáticos, hidrostáticos e rolantes em árvores e guias, na precisão de usinagem. Estes concluíram que as árvores com sistemas de mancais aerostáticos e hidrostáticos apresentam melhores resultados em termos de precisão, para condições de usinagem com ferramenta de gume único, e na retificação de cerâmicas e vidros dúcteis. Porém as guias aerostáticas apresentam características inferiores se comparadas com as hidrostáticas nas mesmas condições.

A análise comparativa apresentada na tabela 2.10 aponta para a escolha de mancais aerostáticos como sendo a mais adequada aos requisitos de precisão de giro e características dinâmicas. Apesar de igualmente complexos em seu projeto e fabricação os mancais aerostáticos ainda assim são a melhor opção quando comparados aos mancais lubrificados a filme de óleo e magnéticos principalmente em função da complexidade associada a estes e o custo.

Os mancais de elementos rolantes só são recomendados quando pertencentes a classes especiais, difíceis de serem encontradas e de alto custo de aquisição. Apesar destas classes especiais de mancais de elementos rolantes permitirem a obtenção de bons resultados, sua utilização recai principalmente em aplicações onde não se justifique o emprego, ou o desenvolvimentos de mancais a filme fluido ou magnéticos.

Os mancais lubrificados a com filme fluido encontram aplicações únicas em máquinas e equipamentos para alta e ultraprecisão. Os mancais hidrodinâmicos apresentam certas restrições de uso, em função da geração de calor e instabilidades provenientes da cavitação do óleo na folga de trabalho, além da necessidade da utilização de equipamentos de retorno e resfriamento de óleo, o que acarreta custos e espaços adicionais.

Mancais hidrostáticos, apesar do inconveniente da unidade de tratamento de óleo, apresentam excelentes características, enquanto que os mancais aerostáticos têm se firmado como os mais utilizados em máquinas-ferramentas para alta e ultraprecisão.

Os mancais magnéticos são apresentados como uma alternativa futura para as máquinas, devido à elevada rigidez, velocidade e capacidade de carga, porém o alto custo associado à complexidade da eletrônica e o excessivo calor gerado durante a operação ainda não os tornam atrativos para o momento.

2.6. GUIAS

Guias são elementos estruturais que permitem a um componente deslizar ao longo de outro em um padrão dado. Em guias lineares, o padrão de movimento é retilíneo e geralmente restrito a um grau de liberdade.

As guias são um dos elementos fundamentais, tal qual a árvore e outros sistemas, em uma máquina-ferramenta e constituem uma parte delicada da mesma, sendo responsáveis por guiar a ferramenta na região de corte. Como todas as demais partes de uma máquina-ferramenta, estas devem ser construídas suficientemente rígidas, para que as variações de forma que se originam da ação de forças estáticas e dinâmicas, ou dos movimentos, não venham a exceder limites estabelecidos, prejudicando tanto a exatidão geométrica quanto dimensional [16].

2.6.1. CLASSIFICAÇÃO DAS GUIAS

As guias podem ser classificadas de quatro formas distintas:

- quanto à forma da seção transversal;
- quanto à forma de movimento;
- quanto aos graus de liberdade;
- quanto à forma de restrição à rotação ao longo do eixo de translação.

A. CLASSIFICAÇÃO QUANTO À FORMA

Quanto à forma, as guias são classificadas em cilíndricas ou prismáticas. Independente da seção transversal ao eixo da guia, o elemento móvel pode envolvê-la completa ou parcialmente, o que complementa a classificação de forma através da denominação guia aberta ou fechada. O envolvimento completo assegura que este não seja arrancado da guia quando da translação por meio de uma rotação indesejada do elemento móvel [16].

- GUIAS CILÍNDRICAS

As guias cilíndricas são as formas mais simples de guias lineares e encontram várias aplicações em mecânica de precisão, tais como em unidades de disco flexíveis, impressoras e outros periféricos de computadores, bem como em máquinas-ferramentas e sistemas de medição [16,33,38]. Seu uso em sistemas de precisão remonta ao final do século XIX, com o desenvolvimento do comparador Rogers-Bond (figura 2.13) que, segundo a Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos, permitiu resolver o problema de medições exatas e uniformes. Este equipamento foi desenvolvido para resolver o problema de definição e reprodução do padrão polegada de dimensão, o qual apresentava variações entre os diversos fabricantes de máquinas nos Estados Unidos, em fins do século passado [11].

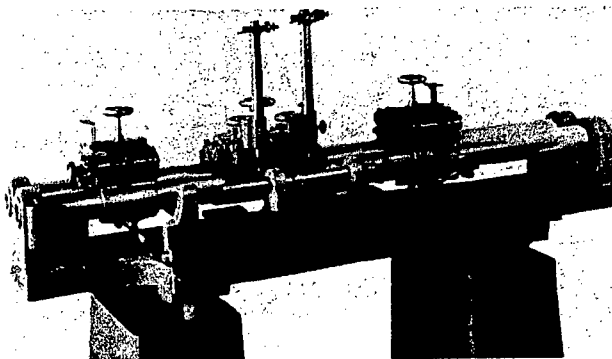


Figura 2.13 - Comparador Rogers-Bond com guias cilíndricas (final do século XIX) [11].

- GUIAS PRISMÁTICAS

As primeiras aplicações de guias prismáticas em duplo V em tornos são atribuídas ao francês Vaucanson (1765), mas só encontraram grande aceitação no século seguinte, por intermédio de Maudslay (1800) (figura 2.14) [11,38].

As guias lineares de seção transversal prismática ou angular foram, e ainda são, amplamente utilizadas em máquinas-ferramentas, e suas formas construtivas variam de fabricante para fabricante. Observando a evolução das máquinas-ferramentas através dos anos, podemos concluir que estas quase sempre se utilizaram de guias prismáticas para absorção de forças, independente da posição plana ou inclinada. O deslizamento entre o carro-porta-ferramentas e as guias é garantido por um filme lubrificante, que tanto pode ser líquido quanto sólido [16].

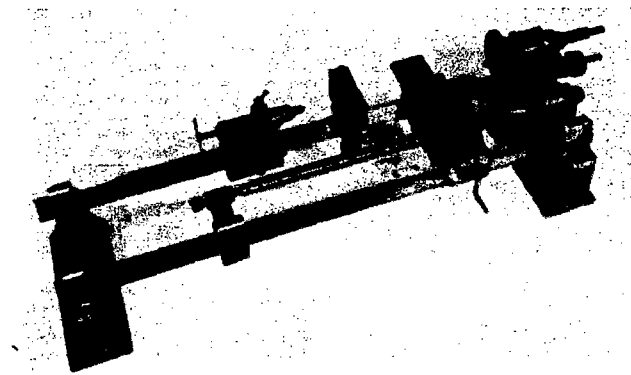


Figura 2.14 – Torno de Maudslay (cerca de 1800) [11].

B. CLASSIFICAÇÃO QUANTO AO DESLIZAMENTO

Com relação à forma de deslizamento, as guias podem ser classificadas em:

- ♦ guias de deslizamento;
- ♦ guias de elementos rolantes;
- ♦ guias hidrostáticas / aerostáticas;
- ♦ guias de elementos elásticos.

C. CLASSIFICAÇÃO QUANTO AOS GRAUS DE LIBERDADE

Para um elemento móvel com deslocamento relativo linear sobre uma guia, na direção x , temos até seis, conforme a figura 2.15, (sendo cinco indesejados e classificados como erros de movimento) os quais são:

- rolamento - representa rotação em torno do eixo - X;
- guinagem - representa rotação em torno do eixo - Y;
- arfagem ou cambamento, representa rotação em torno do eixo - Z;
- deslocamento na direção X;
- deslocamento na direção Y;
- deslocamento na direção Z [16].

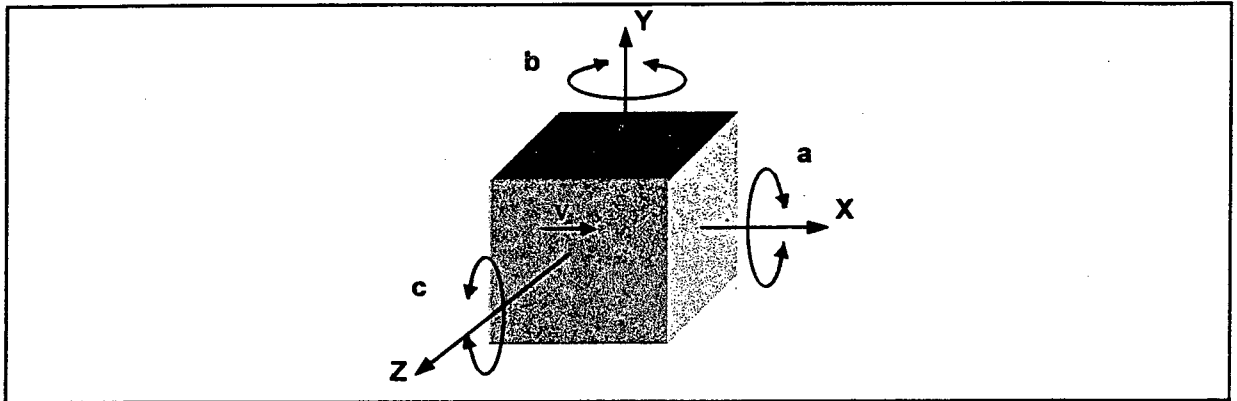


Figura 2.15 - Referências para classificação dos graus de liberdade segundo norma ISO.

D. CLASSIFICAÇÃO QUANTO À FORMA DE RESTRIÇÃO

As guias podem ser ainda classificadas com relação à prevenção contra a rotação do elemento móvel em torno do eixo de translação. Esta prevenção pode ser por meio de restrição interna ou externa.

2.6.2. MATRIZES DE COMPARAÇÃO DAS GUIAS

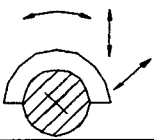
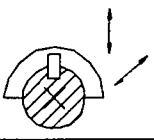
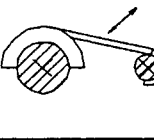
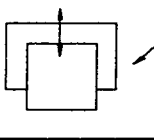
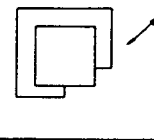
A seguir serão apresentadas as matrizes de comparação dos diversos tipos de guias. A comparação será realizada levando em consideração os principais requisitos funcionais utilizados na seleção de guias, os quais são:


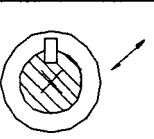
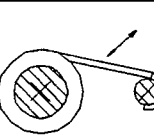
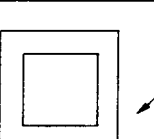
- custo;
- capacidade de carga;
- facilidade de fabricação;
- rigidez;
- repetibilidade de deslocamento, o que engloba a suavidade de movimento;
- desgaste com o uso, o que define a frequência com a qual a guia deve sofrer manutenção

para poder operar corretamente.

A. GUIAS DE DESLIZAMENTO

Tabela 2.11 - Matriz de comparação das guias de deslizamento.

FORMA	CILINDRICAS			PRISMÁTICAS	
TIPO	ABERTAS				
RESTRIÇÃO	SEM	INTERNA	EXTERNA	SEM	COM
					
CUSTO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	MÉDIO	MÉDIO
CAPACIDADE DE CARGA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
FABRICAÇÃO	FÁCIL	MÉDIA	FÁCIL	MÉDIA	MÉDIA
RIGIDEZ	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
AMORTECIMENTO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	BAIXO
PRECISÃO DE DESLOC.	BAIXA	BAIXA	BAIXA	BAIXA	BAIXA
DESGASTE	ALTO	ALTO	ALTO	ALTO	ALTO

TIPO	FECHADAS				
RESTRIÇÃO	SEM	INTERNA	EXTERNA	SEM	COM
				---	
CUSTO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	---	MÉDIO
CAPACIDADE DE CARGA	ALTA	ALTA	ALTA	---	ALTA
FABRICAÇÃO	FÁCIL	MÉDIA	FÁCIL	---	MÉDIA
RIGIDEZ	ALTA	ALTA	ALTA	---	ALTA
AMORTECIMENTO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	---	BAIXO
PRECISÃO DE DESLOC.	BAIXA	BAIXA	BAIXA	---	BAIXA
DESGASTE	ALTO	ALTO	ALTO	---	ALTO

B. GUIAS DE ELEMENTOS ROLANTES

O primeiro sistema de guias baseado em elementos rolantes lineares, de que se tem notícias foi desenvolvido por Gretsh e patenteado na França em 1932. Tratava-se de uma guia com duas carreiras de esferas recirculantes montadas em um bloco que deslizava sobre um trilho com canais em forma circular [171,220].

As guias de elementos rolantes em máquinas-ferramentas apresentam como principais vantagens:

- ♦ maior precisão de posicionamento;
- ♦ maior velocidade de avanço, permitindo um aumento de produtividade de 20 a 30%.

Os bons resultados apresentados pelas guias lineares com elementos rolantes devem-se às forças de suporte puramente elásticas, as quais são produzidas por deformação elástica de contato das esferas. Contudo, estas guias apresentam um campo de utilização limitado, tanto pela rigidez possível de se obter quanto pelo baixo ou inexistente amortecimento, o que diminui sua precisão no deslocamento [171,220].

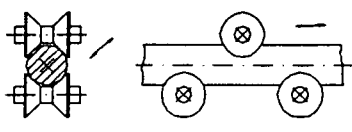
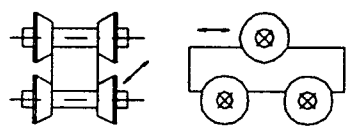
Tabela 2.12 - Matriz de comparação das guias de rolamento.

FORMA	CILINDRICAS			PRISMÁTICAS	
TIPO					
RESTRIÇÃO	SEM	INTERNA	ABERTAS EXTERNA	SEM	COM
CUSTO	BAIXO	MÉDIO	MÉDIO	ALTO	ALTO
CAPACIDADE DE CARGA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
FABRICAÇÃO	FÁCIL	MÉDIA	MÉDIA	DIFÍCIL	DIFÍCIL
RIGIDEZ	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
AMORTECIMENTO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	BAIXO
PRECISÃO DE DESLOC.	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
DESGASTE	MÉDIO	MÉDIO	MÉDIO	MÉDIO	MÉDIO

TIPO					
RESTRIÇÃO	SEM	INTERNA	FECHADAS EXTERNA	SEM	COM

CUSTO	BAIXO	MÉDIO	MÉDIO	---	ALTO
CAPACIDADE DE CARGA	ALTA	ALTA	ALTA	---	ALTA
FABRICAÇÃO	FÁCIL	MÉDIA	MÉDIA	---	DIFÍCIL
RIGIDEZ	ALTA	ALTA	ALTA	---	ALTA
AMORTECIMENTO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	---	BAIXO
PRECISÃO DE DESLOC.	ALTA	ALTA	ALTA	---	ALTA
DESGASTE	MÉDIO	MÉDIO	MÉDIO	---	MÉDIO

Tabela 2.13 - Matriz de comparação das guias de rolamento com elementos externos.

TIPO	ELEMENTOS ROLANTES EXTERNOS	
	SEÇÃO CIRCULAR	SEÇÃO PRISMÁTICA
		
CUSTO	BAIXO	BAIXO
CAPACIDADE DE CARGA	MÉDIA/ALTA	MÉDIA/ALTA
FABRICAÇÃO	FÁCIL	FÁCIL
RIGIDEZ	MÉDIA	MÉDIA
AMORTECIMENTO	BAIXO	BAIXO
PRECISÃO DE DESLOC.	MÉDIA	MÉDIA
DESGASTE	ALTO	ALTO

C. GUIAS COM FILME FLUIDO

As guias lubrificadas com filme fluido foram desenvolvidas como alternativas às guias de deslizamento e de elementos rolantes, como resultado da demanda por maiores precisões e velocidades de deslocamento.

As primeiras guias lubrificadas com filme fluido utilizavam-se de lubrificação hidrodinâmica, sendo aprimoradas a partir das guias de deslizamento com a adição de rebaixos que retinham o fluido lubrificante, formando bolsas de lubrificação. As guias hidrostáticas surgiram quando se percebeu que a lubrificação hidrodinâmica era falha e provocava instabilidade.

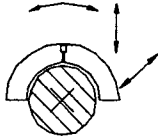
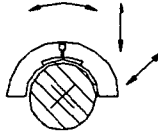
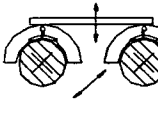
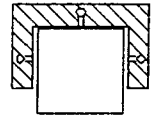
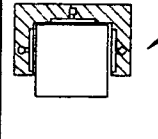
Os principais fluidos em uso atualmente são óleo e ar, e apresentam as mesmas vantagens e desvantagens, do seu emprego em mancais a filme fluido. Contudo, publicações recentes apontam para o uso de água como fluido lubrificante em guias e mancais. O uso da água como fluido lubrificante remonta aos trabalhos pioneiros de Maxwell. Apesar de suas vantagens frente aos óleos, esta foi preterida em relação aos últimos devido à corrosão associada a ela, problema só superado com a introdução de elementos de máquinas em materiais cerâmicos, naturalmente resistentes à corrosão.

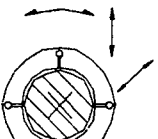
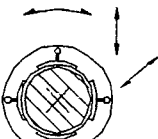
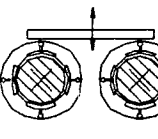
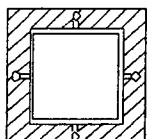
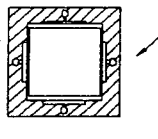
As guias lubrificadas a filme fluido proporcionam características superiores, sendo as que mais se destacam:

- deslocamento suave, isento de *stick-slip*;
- possibilidade de deslocamentos rápidos;
- capacidade de carga alta para as guias a óleo e baixa para as guias a ar;
- elevada precisão de posicionamento, devido à inexistência de atrito;
- baixo amortecimento e elevada rigidez [16].

Guias lubrificadas a filme fluido empregadas em máquinas-ferramentas de ultraprecisão e instrumentos de medição requerem um projeto específico e uma fabricação apurada, o que as tomam elementos caros.

Tabela 2.14 - Matriz de comparação das guias a filme fluido.

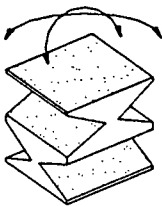
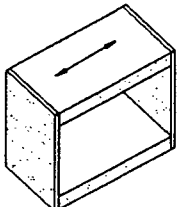
FORMA	CILÍNDRICAS			PRISMÁTICAS	
TIPO	PARCIAL				
REBAIXO	SEM	COM	RESTRIÇÃO EXT.	SEM	COM
					
CUSTO	MÉDIO	ALTO	ALTO	MUITO ALTO	MUITO ALTO
CAPACIDADE DE CARGA	MÉDIA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
FABRICAÇÃO	FÁCIL	MÉDIA	MÉDIA	DIFÍCIL	DIFÍCIL
RIGIDEZ	MÉDIA	MÉDIA	MÉDIA	MÉDIA	MÉDIA
AMORTECIMENTO	MÉDIO	MÉDIO	MÉDIO	MÉDIO	MÉDIO
PRECISÃO DE DESLOC.	MÉDIA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
DESGASTE	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO

TIPO	COMPLETA				
REBAIXO	SEM	COM	RESTRIÇÃO EXT.	SEM	COM
					
CUSTO	MÉDIO	ALTO	ALTO	MUITO ALTO	MUITO ALTO
CAPACIDADE DE CARGA	MÉDIA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
FABRICAÇÃO	FÁCIL	MÉDIA	MÉDIA	DIFÍCIL	DIFÍCIL
RIGIDEZ	MÉDIA	MÉDIA	MÉDIA	MÉDIA	MÉDIA
AMORTECIMENTO	ALTO	ALTO	ALTO	ALTO	ALTO
PRECISÃO DE DESLOC.	MÉDIA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA
DESGASTE	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO

D. GUIAS ESPECIAIS

Guias especiais ou mancais barra de tensão são aqueles capazes de realizar movimentos de rotação ou translação limitada, através da torção de uma barra de tensão. Os mancais barra de tensão e pivotados são amplamente utilizados em aplicações de mecânica de precisão, em especial aquelas que necessitam de pequenas rotações ou deslocamentos, ou onde os requisitos de paralelismo no deslocamento linear ou precisão no deslocamento angular são necessários.

Tabela 2.15 - Matriz de comparação das guias especiais.

TIPO	DEFORMAÇÃO	MOLA
		
CUSTO	MÉDIO	MÉDIO
CAPACIDADE DE CARGA	BAIXA	BAIXA
FABRICAÇÃO	DIFÍCIL	DIFÍCIL
RIGIDEZ	MÉDIA	MÉDIA
AMORTECIMENTO	BAIXO	BAIXO
PRECISÃO DE DESLOC.	ALTA	ALTA
DESGASTE	NÃO	NÃO

2.6.3. SELEÇÃO E CONCLUSÃO

A seleção de uma guia deve ser fundamentada em uma série de fatores, tais como custo, dimensões disponíveis, curso, tipo de carregamento, grau de precisão desejado, tipo de movimento, ambiente de operação, entre outros. Em geral, embora existam maneiras construtivas diferentes, variando de fabricante para fabricante, as guias mantêm as concepções gerais apresentadas anteriormente, sendo as formas mais simples de guias lineares as de seção normal angular e as cilíndricas.

As guias de deslizamento ou com lubrificação hidrodinâmica, de forma geral, não são utilizadas em máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão, em função do *stick-slip* elevado que apresentam. No entanto, tradicionais fabricantes como empresa Moore Tools Co. obtiveram excelentes resultados com a utilização de guias prismáticas com lubrificação hidrodinâmica em suas máquinas-ferramentas de alta e ultraprecisão [11,33].

As guias com elementos rolantes ou pré-formados são utilizadas com restrições pois as diferenças geométricas e dimensionais entre os elementos rolantes são uma importante fonte de vibrações e imprecisões durante o deslocamento.

Como os esforços de usinagem em máquinas-ferramentas de alta e de ultraprecisão são pequenos, a utilização da lubrificação a ar proporciona características superiores, que vêm a se somar às vantagens encontradas nas guias com elementos rolantes.

Atualmente se observa uma tendência entre os fabricantes de máquinas-ferramentas de ultraprecisão, no sentido de adotar guias hidrostáticas em substituição das guias aerostáticas, em função da alta rigidez e capacidade de carga que estas proporcionam [6,34,53,64,84,162,163].

Apesar das guias aerostáticas necessitarem de um projeto específico, uma fabricação esmerada e uma montagem cuidadosa, a opção por guias cilíndricas com lubrificação a ar torna-se a mais atrativa. Principalmente pela experiência anterior do grupo com o emprego deste tipo de guia, considerando-se o projeto dos respectivos mancais [16,19,63] e as facilidades de fabricação e controle da qualidade disponíveis na instituição.

2.7. ACIONAMENTOS

Atualmente existe no mercado uma série de sistemas de acionamento para atender a maior parte das necessidades de projeto e fabricação de máquinas-ferramentas de precisão. Dois tipos de acionamentos serão aqui apresentados:

- ♦ os de ação rotativa;
- ♦ os de ação linear.

2.7.1. ACIONAMENTOS ROTATIVOS

Acionamentos rotativos são os mais comumente encontrados em máquinas-ferramentas, sendo seu uso amplamente difundido entre os projetistas, tanto pela diversidade de oferta quanto pela facilidade de seleção. A aplicação destes acionamentos pode ser dividida entre os sistemas de posicionamento e de árvore.

Quando destinados ao posicionamento em função da natureza do movimento ser de rotação, existe a necessidade de se introduzir elementos para a conversão do movimento de rotativo para linear, tais como correias e polias, fusos trapezoidais, fusos de esferas recirculantes e roda de atrito.

Para o uso em árvores não há a necessidade de conversão de movimento, pois ambos apresentam movimento rotativo. Porém, em muitos casos existe a necessidade de se promover reduções (ou ampliações) no movimento, como forma de se adequar o torque ou velocidade de giro, por exemplo. Nestes casos o uso de correias, engrenagens, rodas de atrito, entre outras, se faz necessário.

Em máquinas-ferramentas controladas numericamente existem três tipos básicos de acionamentos rotativos, tanto em árvores como em sistemas de posicionamento.

A. SERVOMOTORES DE CORRENTE CONTÍNUA CC.

São motores de alto desempenho empregados onde as condições de partida e parada devem ser realizadas de forma rápida e precisa. Nestes, o torque é controlado pela corrente de armadura ou pela corrente de campo e a velocidade, pela tensão.

B. SERVOMOTORES DE CORRENTE ALTERNADA CA.

Basicamente são motores de indução reversíveis, com fases e modificados para servo- operação. São encontrados em duas formas:

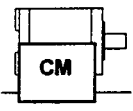
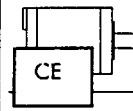
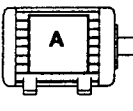
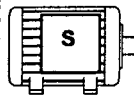
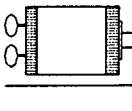
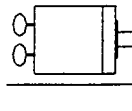
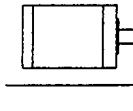
- ♦ servomotores de corrente alternada assíncronos;
- ♦ servomotores de corrente alternada síncronos.

C. MOTORES DE PASSO.

Motores de passo são transdutores que convertem pulsos elétricos em movimentos mecânicos discretos denominados de passos. Os motores de passo rotativos são classificados quanto às formas construtivas, as quais são:

- ♦ motores à relutância variável;
- ♦ motores a imã permanente;
- ♦ motores híbridos.

Tabela 2.16 – Matriz de comparação dos acionamentos rotativos.

	SERVOMOTORES DE CORRENTE CONTÍNUA CC		SERVOMOTORES DE CORRENTE ALTERNADA CA		MOTORES DE PASSO		
	COMUTAÇÃO MECÂNICA	COMUTAÇÃO ELETRÔNICA	ASSÍNCRONOS	SÍNCRONOS	RELUTÂNCIA VARIÁVEL	IMÃ PERMANENTE	HÍBRIDOS
							
CONTROLE	5	5	1	3	5	5	5
MANUTENÇÃO	5	5	0	0	5	5	5
CUSTO	5	5	5	3	5	5	3
DINÂMICA	4	4	4	4	4	4	4
TORQUE/ FORÇA	4	5	4	4	3	3	4
CURSOS	5	5	5	5	5	5	5
PRECISÃO GIRO	5	5	2	2	3	3	5
TOTAL	33	34	21	21	30	30	31

Onde: 5 – excelente, 4 – bom, 3 – moderado, 2 – regular, 1- ruim e 0 – não aplicável.

2.7.2. ACIONAMENTOS LINEARES

Acionamentos lineares são aqueles em que o padrão de deslocamento é de translação, não havendo a necessidade de se introduzir elementos para conversão de movimento como, por exemplo, fusos. Existem poucos elementos de acionamento linear para aplicações em máquinas-ferramentas, dos quais podemos citar abaixo os principais:

A. ATUADORES HIDRÁULICOS/PNEUMÁTICOS.

Os atuadores hidráulicos e pneumáticos apresentam como principal característica a capacidade de transmissão de elevadas forças, e seu uso em máquinas é bastante difundido. Em máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão, sua aplicação encontra limitações em função da dificuldade de controle de posicionamento. Contudo, para aplicações dedicadas, tais como cilindragem e faceamento, sua utilização é quase unânime, em função da relação custo/benefício que oferecem [64,19].

B. ATUADORES PIEZELÉTRICOS.

O efeito piezométrico é uma propriedade de determinados materiais de gerarem uma diferença de potencial elétrica quando submetidos a deformações ou vice-versa, como, por exemplo, em cristais de quartzo. Este efeito é amplamente explorado em transdutores de pressão, força e deformação.

Os atuadores piezométricos têm ampla aplicação em sistemas que necessitem pequenos cursos de deslocamento e são muito usados no ajuste fino de ferramentas de corte em usinagem de ultraprecisão e na estabilização de sistemas ópticos.

Quanto à forma, estes podem assumir o formato de discos, barras e cilindros [24]. Atualmente as cerâmicas piezométricas têm substituído os cristais naturais, e podem ser sinterizadas de acordo com a forma que se deseja [4].

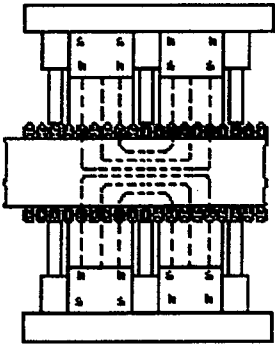
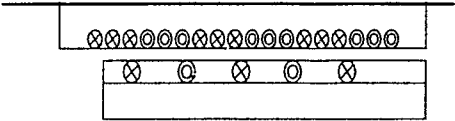
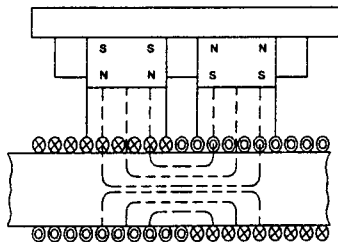
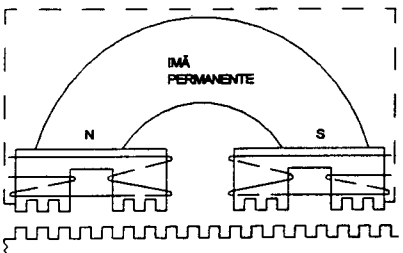
C. MOTORES LINEARES.

Motores lineares podem ser definidos como transdutores que transformam sinais elétricos em movimentos de translação. São projetados para executar movimento linear diretamente, sem a necessidade de acoplamentos mecânicos. Um motor linear pode ser melhor descrito como um motor rotativo tradicional que é aberto e realiza um movimento em linha. Ao contrário dos

motores rotativos, onde os parâmetros de referência são velocidade angular e torque, nos motores lineares as componentes do movimento são referenciadas como força e velocidade de translação. A força atua ao longo do deslocamento da componente estacionária, a qual é denominada de estator ou padrão, enquanto que o elemento móvel é referenciado como translator ou cursor [20,32,57,60].

Os motores lineares podem ser classificados em quatro tipos, conforme a matriz de comparação da tabela 2.17.

Tabela 2.17 - Matriz de comparação dos acionamentos lineares.

	MOTOR DC COM ESCOVAS	MOTOR ASSÍNCRONO (INDUÇÃO)
		
CONTROLE	FÁCIL	DIFÍCIL
MANUTENÇÃO	MÉDIA	FÁCIL
CUSTO	MÉDIO	ALTO
DINÂMICA	ALTA	RUIM
IMPULSO/ FORÇA	ALTO	ALTO
CURSOS	ILIMITADOS	LIMITADOS
PRECISÃO DESLOC.	ALTA	MÉDIA
	MOTOR SÍNCRONO SEM ESCOVAS	MOTOR DE PASSO LINEAR
		
CONTROLE	MÉDIO	FÁCIL
MANUTENÇÃO	MÉDIA	MÉDIA
CUSTO	ALTO	ALTO
DINÂMICA	ALTA	ALTA
IMPULSO/ FORÇA	ALTO	ALTO
CURSOS	ILIMITADOS	ILIMITADOS
PRECISÃO DESLOC.	ALTA	ALTA

Na prática, os motores DC com escovas raramente são utilizados devido à sua deterioração mecânica (desgaste das escovas) e à conseqüente necessidade de manutenção. Os motores lineares assíncronos também não são utilizados, devido à sua dificuldade de controle.

As vantagens no emprego de motores lineares, em contraste com sistemas com atuadores e motores convencionais, podem ser assim resumidas:

- ♦ alta velocidade e aceleração;
- ♦ operação suave e alta precisão de posicionamento;
- ♦ alta gama de velocidades;
- ♦ sem limites de deslocamento;
- ♦ alta rigidez;
- ♦ simplicidade mecânica (não há necessidade de conversores de movimento);
- ♦ sem *backlash* mecânico;
- ♦ forças múltiplas em um mesmo estator.

Aplicações típicas:

- ♦ inspeção e teste de semicondutores;
- ♦ manipulação de materiais compósitos;
- ♦ dobramento de arames;
- ♦ produção de placas de circuitos impresso;
- ♦ mesas X-Y;
- ♦ posicionamentos em múltiplos estágios;
- ♦ manipuladores e movimentadores (*pick and place*);
- ♦ montagens automáticas;
- ♦ máquinas-ferramentas CNC;
- ♦ máquinas de gravação;
- ♦ máquinas de corte a laser;
- ♦ equipamentos de armazenagem, etc..

Cabe salientar que em algumas situações esbarra-se na dificuldade de obtenção destes elementos, quer pelo custo elevado, quer pelas restrições impostas pelos países de origem [20,32,57,60]. As tabelas que seguem (pág. 66) apresentam as possibilidades encontradas para a implementação dos acionamentos da máquina-ferramenta.

2.7.3. OUTRAS FORMAS DE ACIONAMENTOS LINEARES

Os itens anteriores (2.7.1 e 2.7.2) apresentaram as formas mais usuais de acionamentos em máquinas-ferramentas ou sistemas de precisão. Contudo, no campo da nanotecnologia, outras formas também podem ser consideradas:

- ♦ Micrômetro manual – são bastantes difundidos e podem proporcionar uma solução de baixo custo para muitos problemas de acionamento de precisão para cursos curtos e médios [4,18,60].
- ♦ Eletrorestrição – baseado em um efeito similar ao efeito piezoelétrico, as cerâmicas eletrorestrictivas operam com gradiente de campo para gerar a tensão, que pode ser conceituada como uma deformação resultante [4,60].
- ♦ Roda de atrito – existem três grupos distintos de rodas de atrito. Um baseado no travamento por atrito, outro baseado na inércia de um objeto para superar as forças de atrito e um terceiro que compreende uma forma híbrida dos dois primeiros [4,24,97].
- ♦ Magnetoestricção – princípio muito similar ao piezoelétrico, contudo a deformação é causada pela presença de um campo magnético.
- ♦ Magnetoelasticidade – baseia-se na capacidade que todos os materiais magnéticos têm para alterar seu módulo de elasticidade na presença de campos magnéticos uniformes [4,60].
- ♦ Ligas de memória mecânica – algumas ligas, notadamente as de níquel e titânio, apresentam uma transformação de fase reversível entre a estrutura martensítica e austenítica, as quais têm propriedades elásticas muito diferentes [4,98].
- ♦ Ligas bi-metálicas – princípio muito utilizado em disjuntores de segurança, baseado na união de dois materiais com diferentes coeficientes de dilatação térmica, sendo o deslocamento proporcional à variação de temperatura [4].
- ♦ Eleto-magnético - os atuadores eletromagnéticos operam dentro do mesmo princípio dos solenóides com mola. Nestes a força é não-linear porém a facilidade de controle em malha aberta os torna atrativos para aplicações tais como travamento. Em aplicações que necessitem controle de posicionamento, estes não são aplicados [4].
- ♦ Elestrostático – baseado no princípio da atração entre corpos com diferença de potencial [4].
- ♦ Relação de Poisson - baseada na teoria da elasticidade dos materiais onde é possível se obter deslocamento, resultante de deformações, em função da aplicação de pressão.

2.7.4. SELEÇÃO E CONCLUSÕES

De forma geral é recomendado que a seleção de um acionamento, qualquer que seja a natureza do movimento, tenha como considerações primárias a suavidade (dinâmica) de movimento e a precisão de posicionamento. A estas seguem o custo e definições de projeto tais como as forças necessárias, cursos, espaço de montagem, esforços envolvidos, quantidade de calor gerada, dentre outras.

Utilizando-se uma comparação simples para a análise dos diversos tipos de motores para acionamento, pode-se montar uma matriz de escolha ou seleção (tabela 2.18) para formar a base de tomada de decisões na escolha dos acionamentos.

Tabela 2.18 – Tabela de seleção para acionamentos.

MOVIMENTO	ROTATIVOS						
TIPO	SERVOMOTORES CC		SERVOMOTORES CA		MOTORES PASSO		
REQUISITOS	COM ESCOVAS	SEM ESCOVAS	ASSÍNCRONO	SÍNCRONO	RELUTÂNCIA VARIÁVEL	ÍMÃ PERMANENTE	HÍBRIDOS
CUSTO	5	2	4	4	5	5	5
DINÂMICA	4	5	4	4	3	3	4
FORÇA/TORQUE	3	4	5	5	3	3	3
CURSOS	5	5	5	5	5	5	5
CONTROLE	5	4	3	4	5	5	5
PRECISÃO	5	5	3	3	3	3	4
MOVIMENTO	4	5	3	3	4	4	4
TOTAL	28	30	27	28	28	28	30

MOVIMENTO	LINEARES						
TIPO	HIDRÁULICO PNEUMÁTICO	PIEZELÉTRICO	MICRÔMETRO MANUAL	ELETRO-ESTRÍCÇÃO	RODA DE ATRITO	MAGNETO-ESTRÍCÇÃO	MAGNETO-ELASTICIDADE
REQUISITOS		S					
CUSTO	5	1	5	3	3	3	3
DINÂMICA	3	4	1	2	4	2	2
FORÇA/TORQUE	5	1	1	2	2	1	1
CURSOS	3	1	2	2	5	1	1
CONTROLE	1	3	1	2	3	2	2
PRECISÃO	1	4	2	4	3	2	2
MOVIMENTO	5	5	5	3	4	4	4
TOTAL	23	19	17	18	24	15	15

MOVIMENTO	LINEARES						
TIPO	LIGAS DE MEMÓRIA	LIGAS BIMETÁLICAS	ELETROMAGNÉTICO	ELETROSTÁTICO	RELAÇÃO DE POISSON	MOTORES LINEARES	
REQUISITOS						SÍNCRONO SEM ESCOVAS	MOTOR DE PASSO LINEAR
CUSTO	4	5	2	3	1	4	4
DINÂMICA	2	2	4	2	3	4	4
FORÇA/TORQUE	1	1	1	1	4	5	4
CURSOS	2	2	2	1	1	4	4
CONTROLE	1	1	3	2	1	4	5
PRECISÃO	5	5	5	5	4	5	4
MOVIMENTO	2	2	3	3	3	5	4
TOTAL	17	18	20	17	17	31	29

Onde: 5 – melhor e 1 – pior.

Com base na tabela 2.18, pode-se fazer várias considerações.

- ◆ Sobre as aplicações em árvores de máquinas-ferramentas de ultraprecisão:
 - ◇ Os servomotores CC sem escovas são os mais apropriados, porém servo motores CA assíncronos e motores de passo com ímã permanente ou híbridos também podem ser utilizados.

- ◆ Sobre as aplicações de posicionamento:
 - ◇ Os motores rotativos de passo do tipo híbridos e os servomotores CC sem escovas são os mais adequados para esta função.
 - ◇ Acionamentos lineares são aplicados exclusivamente em posicionamentos de longo curso. Dentre os vários tipos apresentados, os motores lineares síncronos sem escovas e de passo linear são os mais indicados para cursos longos. Por outro lado, a literatura tem fornecido indicações de que o uso de rodas de atrito proporciona melhores resultados [12,53,97].
 - ◇ Em aplicações de pequeno curso, ou microdeslocamentos, onde o uso de outros tipos de acionamentos não se justifica, quer por razões de controle, quer por razões de espaço físico, sistemas piezelétricos são os mais empregados [4,12,24,60].

2.8 SENSORES

Existe uma variada gama de sensores que permitem a medição da maior parte das grandezas físicas. Em máquinas-ferramentas, vários são os tipos de sensores utilizados para monitorar as mais diversas variáveis, tais como pressão, temperatura, deformação, posição, fim de curso, corrente, tensão, velocidade, aceleração, torque e outros. Destas variáveis, duas são consideradas de grande importância:

- ◆ a posição, cujos sensores definem diretamente a resolução de posicionamento da máquina;
- ◆ os sensores de fim de curso, pois estes constituem o sistema primário de segurança das guias e, conseqüentemente, da máquina.

A realimentação de velocidade ou aceleração pode ser feita através de derivações ou integrações sucessivas do deslocamento no tempo. Normalmente se utilizam sensores específicos para velocidade (tacogeradores) e aceleração (acelerômetros), quando se deseja realimentar a malha de controle com estas variáveis.

2.8.1. SENSORES DE POSIÇÃO

Medir segundo a norma ISO 1000 significa quantificar algo com relação a um padrão. Em máquinas-ferramentas, a comparação com o padrão do metro é traçável. Os deslocamentos lineares e angulares podem ser medidos com alta resolução.

As formas de medição podem ser classificadas de acordo com princípios físicos, sendo as mais comuns [4,14,24,58,60,73]:

- ♦ mecânica;
- ♦ fotoelétrica;
- ♦ indutiva;
- ♦ magnética;
- ♦ interferencial.

Em máquinas-ferramentas controladas numericamente há a necessidade de que os sistemas de medição sejam capazes de realimentar a posição ao longo de um deslocamento, o que descarta o uso de sistemas mecânicos tais como parafusos, nênios, parafusos diferenciais relógios comparadores e afins. Ocasionalmente os sistemas mecânicos de medição são empregados como elementos auxiliares para realização de pequenas correções e ajustes em sistemas e dispositivos mecânicos de precisão, tais como um porta-ferramentas.

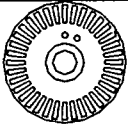

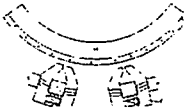
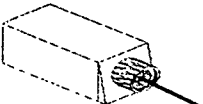
Em aplicações de ultraprecisão, a escolha do sistema deve seguir alguns requisitos básicos, tais como:

- ♦ resolução;
- ♦ faixa de operação;
- ♦ repetibilidade;
- ♦ velocidade de medição;
- ♦ estabilidade durante a operação;
- ♦ facilidade de montagem e ajustagem;
- ♦ custo [58,59].

O comum em máquinas-ferramentas NC é a utilização de somente um sistema de medição de posição para realimentação, podendo este ser feito por sensores diretos, em que a função transferência entre posição lida e posição real é direta (ex.: movimento linear/encoder linear), ou indiretos, em que há a necessidade de transformar o valor lido para valor real (ex.: movimento linear/encoder angular). Atualmente, em aplicações de alta e ultraprecisão, a realimentação de posição de forma única está sendo substituída por sistemas de dupla

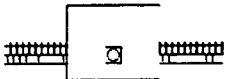

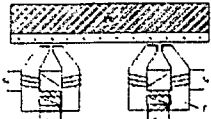
realimentação, ou realimentação em dois estágios. A realimentação em dois estágios tem se mostrado mais vantajosa, tanto do ponto de vista da confiabilidade quanto da precisão final possível de ser obtida. A dupla realimentação se divide em dois sistemas: um destinado ao posicionamento grosseiro (até $0,1 \mu\text{m}$) e outro, ao posicionamento fino ($>0,1 \mu\text{m}$). A adoção de dois sistemas de realimentação pode ou não estar associada ao uso de dois sistemas de posicionamento distintos em um único eixo, como por exemplo no uso de uma combinação de motor de passo/fuso/encoder para macrodeslocamentos e sistema piezelétrico para microdeslocamentos. A realimentação em dois estágios permite um melhor controle do processo em alta e ultraprecisão, porém a um custo maior, devido a maior complexidade necessária ao sistema de controle (*software e hardware*) [68, 69,70,71].

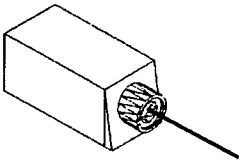
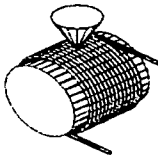
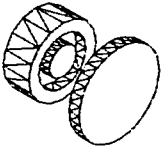
Tabela 2.19 - Matriz de comparação dos sensores de posição rotativos ou angulares.

DESLOCAMENTOS	ROTATIVOS			
	FOTOELÉTRICO	INDUTIVOS	MAGNÉTICOS	INTERFERENCIAL
				
RESOLUÇÃO	4	3	3	5
FAIXA DE OPERAÇÃO	5	5	5	5
REPETIBILIDADE	5	4	4	5
VELOCIDADE DE LEITURA	4	3	3	3
ESTABILIDADE	5	4	4	4
MONTAGEM E AJUSTAGEM	5	5	5	4
CUSTO	3	5	4	1
TOTAL	31	29	28	27

Onde: 5 – melhor e 1 – pior.

Tabela 2.20 - Matriz de comparação dos sensores de posição lineares.

DESLOCAMENTOS	LINEARES		
	FOTOELÉTRICOS	INDUTIVOS	MAGNÉTICOS
			
RESOLUÇÃO	4	3	3
FAIXA DE OPERAÇÃO	4	4	3
REPETIBILIDADE	5	3	3
VELOCIDADE DE LEITURA	4	3	3
ESTABILIDADE	5	5	5
MONTAGEM E AJUSTAGEM	5	5	5
CUSTO	4	5	5
TOTAL	31	28	27

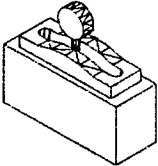
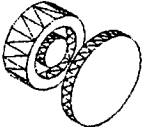
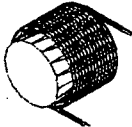

DESLOCAMENTOS	LINEARES		
	INTEFERENCIAL	RESISTIVO	CAPACITIVO
			
RESOLUÇÃO	5	3	4
FAIXA DE OPERAÇÃO	5	4	1
REPETIBILIDADE	5	3	3
VELOCIDADE DE LEITURA	3	3	1
ESTABILIDADE	3	4	2
MONTAGEM E AJUSTAGEM	3	5	5
CUSTO	2	3	4
TOTAL	26	25	20

Onde: 5 – melhor e 1 – pior.

2.8.2. SENSORES DE FIM DE CURSO

Os sensores de fim de curso têm por função evitar que, ante eventuais falhas do sistema de posição dos carros, os mesmos venham a provocar danos por choque na estrutura. Sua instalação geralmente é realizada aos pares, de forma seqüencial. O primeiro sensor determina o fim de curso, atuando sobre o controle no sentido de parar o movimento, sem contudo perder as informações de referência e de programação da máquina. O segundo sensor atua da mesma forma, porém sua atuação sobre o controle é tal, que interrompe toda e qualquer ação de movimento da máquina, desligando todos os sistemas e perdendo as informações de referência e programação.

Tabela 2.21 - Matriz de comparação dos sensores de fim de curso.

PRINCÍPIO	ELETEOMECÂNICO	CAPACITIVO	INDUTIVO	ÓPTICO-ELETRÔNICO
				
REQUISITOS FUNCIONAIS				
CUSTO	5	4	4	4
VIDA ÚTIL	4	3	3	2
EFICIÊNCIA	5	3	4	2
TOTAL	14	10	11	8

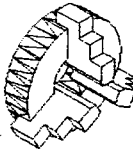
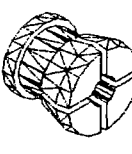



Onde: 5 – melhor e 1 – pior.

2.9. FIXAÇÃO DA PEÇA

O sucesso na fabricação de ultraprecisão pode ser extremamente dependente do sistema de fixação utilizado para suportar a peça durante a usinagem [17]. A fixação deve ser utilizada de forma a não provocar deformações elásticas e, principalmente, plásticas na peça, como as provenientes do aperto de castanhas, pinças e parafusos. Os sistemas mais comuns são os dispositivos especiais (colagem, embutimento e outros), placas de vácuo, e placas magnéticas e térmicas [6,17,40,44].

A escolha de um sistema de fixação para uma máquina-ferramenta não significa que o mesmo será único, pois poderá ser trocado de acordo com o tipo de peça (forma geométrica) e as tolerâncias envolvidas. A tabela 2.22 apresenta uma comparação, para os principais requisitos funcionais, entre as formas de fixação da peça.

Tabela 2.22 - Matriz de comparação dos sistemas de fixação.

PRINCÍPIO FÍSICO	MECÂNICO				MAGNÉTICO	ADESÃO
	PLACA	PINÇA	DISPOSITIVO	VÁCUO		TÉRMICA
REQUISITOS FUNCIONAIS						QUÍMICA
CUSTO	5	4	2	2	3	4
DEFORMAÇÃO PEÇA	2	3	4	5	5	5
SUJEIÇÃO	5	5	5	3	4	3
ESTABILIDADE DINÂMICA	2	3	4	4	3	3
TOTAL	14	15	15	14	15	15

Onde: 5 - melhor e 1 - pior.

Uma pinça apesar de ser relativamente mais barata, quando comparada a uma placa de castanhas, apresenta um custo maior quando adquirida na forma de conjunto. A fixação por meio de placa de vácuo apresenta limitações quanto a forma e comprimento, e se torna extremamente cara quando se deseja flexibilidade.

A tabela 2.22 permite uma comparação entre diversas formas de fixação, porém para cada forma que a peça a ser usinada, as necessidades de tolerâncias atribuídas a esta tomam o uso de dispositivos específicos a forma mais adequada para se atingir o melhor resultado [216,217].

2.10. ACOPLAMENTOS

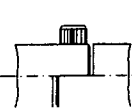
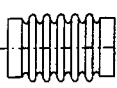
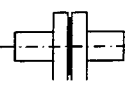

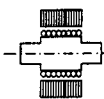
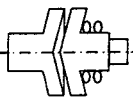
Os acoplamentos são responsáveis pela realização da tarefa considerada por muitos autores como a mais difícil no projeto e construção de máquinas-ferramentas ou instrumentos de precisão - garantir o correto alinhamento entre o eixo atuador e o eixo conversor.

Desta forma, as funções dos acoplamentos são:

- unir eixos;
- transmitir movimentos;
- compensar desalinhamentos entre eixo motor e atuador [18,56,60].

A tabela 2.23 apresenta a matriz de comparação para os principais tipos de acoplamentos utilizados em máquinas-ferramentas.

Tabela 2.23 - Matriz de comparação dos acoplamentos.

TIPO	ACOPLAMENTOS					
	PERMANENTES			EMBREAGENS		
	RÍGIDOS	FLEXÍVEIS	FRICÇÃO	HIDRÁULICO	MAGNÉTICO	FORMA
						
CUSTO	5	3	3	2	1	3
RIGIDEZ	5	5	4	3	4	4
ERRO DE SEGMENTO	5	4	3	2	4	4
COMP. DESALINHA.	1	5	1	2	3	3
TOTAL	16	17	11	9	12	14

Onde: 5 - melhor e 1 - pior.

Dentre os diversos tipos de acoplamentos apresentados na tabela 2.23, os permanentes rígidos e de fricção não são recomendados por não permitirem compensação angular ou induzirem a erros de segmento. Assim, para acoplamentos permanentes os tipos flexíveis são os mais indicados.

Quando há necessidade de se empregar acoplamentos não permanentes, ou embrea-gens, estes tendem a ser do tipo mecânico de forma ou magnéticos. Ambos tendem a não promover erros de segmento ou induzir vibrações quando em operação [18,24,60,178,179].

2.11. FERRAMENTAS

A ferramenta de corte para usinagem de ultraprecisão deve ter a capacidade de manter um corte estável na região do submicrométrico/nanométrico, onde às vezes o cavaco contínuo removido pode ter a extensão de quilômetros, como por exemplo na usinagem de cilindros fotoreceptores para copiadoras e espelhos de alumínio [7,19].

Apesar de atualmente existir no mercado uma grande variedade de materiais de ferramentas para usinagem, a maioria não se habilita no campo da ultraprecisão, principalmente por apresentarem limitações na afiação do gume.

Comparado às ferramentas de metal duro, metais duro revestidos, diamantes policristalinos (PKD), entre outros, o domínio das ferramentas de diamantes monocristalinos é praticamente absoluto. Lou *et ali* [45] obtiveram resultados promissores na usinagem de ultraprecisão com metalduro. A grande vantagem da utilização do diamante monocristalino está na possibilidade de afiação extrema, com raios de até algumas dezenas de nanômetros [7,40,42,43,44,45, 216].

O diamante é composto de carbono cristalizado na forma cúbica de face centrada. Dentro desta estrutura existem mais quatro átomos arranjados aos pares, diagonalmente opostos entre si, com o plano superior defasado 90° do plano inferior. Sua estrutura cristalina lhe confere as seguintes propriedades:

- altíssima dureza;
- altíssima condutividade térmica;
- altíssimo módulo de elasticidade;
- baixo atrito com metais;
- baixa dilatação térmica;
- quimicamente inerte em baixas temperaturas.

A tabela 2.24 apresenta um quadro comparativo entre os diversos tipos de materiais de ferramentas empregados em usinagem.

Tabela 2.24 – Comparação entre o diamante e outros materiais de ferramentas [46].

MATERIAL	CERÂMICA			M. D K-10	CBN	DIAMANTE		
	Al ₂ O ₃	Al ₂ O ₃ +TiC	Si ₃ N ₄ +Al ₂ O ₃			PKD		MONO
						010	025	
COMPRESSÃO [GPa]	4,00	4,50	3,50	4,50	2,73	7,60	7,61	8,68
DUREZA KNOPP [GPa]	16	17	13	13	45	50	50	102
MOD. ELAST. [GPa]	340	370	300	620	680	900	925	1141
COEF. DE POISSON	0,22	0,22	0,22	0,21	-	0,09	0,09	0,07
α [10 ⁻⁶ K]	8,1	7,8	3,2	5,4	4,9	4,2	4,5	4,8
COND.TÉRMICA [WM ⁻¹ K ⁻¹]	22,5	35,0	22,5	100	100	560	560	1250

A figura 2.16 apresenta os termos e parâmetros para uma ferramenta de diamante monocristalino para usinagem de ultraprecisão, segundo Köning [6].

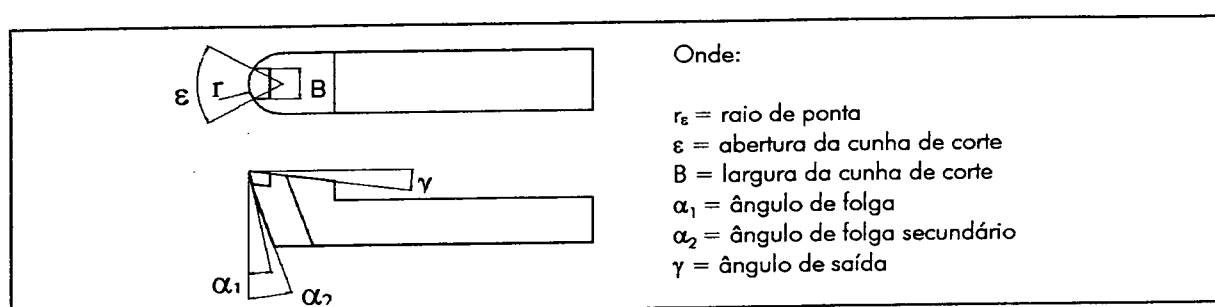


Figura 2.16 – Geometria de uma ferramenta para usinagem de ultraprecisão [6].

2.12. PORTA-FERRAMENTA

O projeto de um porta-ferramentas deve levar em conta:

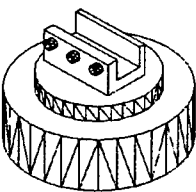
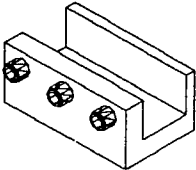
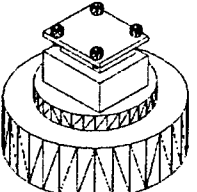
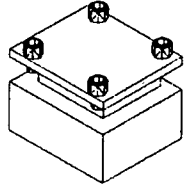
- a máxima rigidez de montagem das ferramentas;
- a minimização dos comprimentos em balanço;
- a possibilidade de ajuste da posição da ferramenta em relação ao eixo da peça;
- a intercambiabilidade entre os diversos tipos de ferramentas.

Em usinagem de ultraprecisão com ferramenta de diamante de gume único, convém adicionar mais um requisito ao porta-ferramentas:

- a capacidade de manter a ferramenta sempre normal na superfície, ou seja, na direção do plano de maior dureza do diamante.

O problema da adoção de porta-ferramentas com compensação de trajetória está na necessidade de sistemas de programação mais poderosos, além de representar a adição de mais um eixo a ser controlado. Desta forma, a tabela 2.25 apresenta a matriz de comparação dos porta-ferramentas.

Tabela 2.25 - Matriz de comparação dos porta-ferramentas.

	FERRAMENTA ÚNICA		MÚLTIPLAS FERRAMENTAS	
	COM COMPENSAÇÃO	SEM COMPENSAÇÃO	COM COMPENSAÇÃO	SEM COMPENSAÇÃO
				
CUSTO	2	5	1	4
RIGIDEZ	3	5	3	5
AJUSTE NA ALTURA	5	5	5	5
TOTAL	10	15	9	14

Onde: 5 - melhor e 1 - pior.

Atualmente a indústria de ferramentas têm a capacidade de fornecer diamantes monocristalinos com raio de ponta (r_e) tão grande quanto se necessite e com precisão micrométrica ou menor, além da orientação do cristal no sentido de maior dureza de acordo com a necessidade do cliente. Isto tem tornado desnecessário a adoção de porta-ferramentas ativos.

2.13. LUBRIFICAÇÃO/REFRIGERAÇÃO DO PROCESSO DE USINAGEM

O uso de fluido de corte tem como objetivos principais:

- lubrificar a interface entre o cavaco e a superfície de saída da ferramenta;
- reduzir a temperatura nas regiões de formação do cavaco;
- retirar calor do cavaco, tomando-o mais frágil;
- evitar que o calor venha a se propagar para a estrutura e a peça provocando deformações [6,36,40].

Em usinagem de ultraprecisão, deve-se tomar cuidado na administração de fluido lubri/refrigerante, para evitar a formação de gradientes térmicos localizados em função de uma extração de calor em demasia, o que leva a erros de forma na peça. Ainda é desejável que o fluido de corte apresente baixo calor de vaporização, apesar dos efeitos de lubrificação serem preferíveis aos de refrigeração, devendo-se tomar especial cuidado para que o primeiro não venha a atacar quimicamente a superfície usinada.

Quanto à forma de aplicação do fluido de corte, esta pode ser parcial ou localizada, com o mesmo sendo administrado somente na região de corte ou de forma global, com toda a peça sofrendo sua ação [19].

As tabelas 2.26 e 2.27 apresentam as matrizes de comparação das formas de administração de fluido de corte e os principais tipos deste utilizados em usinagem de ultraprecisão.

Tabela 2.26 - Matriz de comparação das formas de aplicação dos fluidos de corte.

TIPO	LÍQUIDO		MISTURA		GÁS		
	ADMINISTRAÇÃO	LOCALIZADA	GLOBAL	LOCALIZADA	GLOBAL	LOCALIZADA	GLOBAL
CUSTO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	BAIXO	BAIXO
EFICIÊNCIA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	BAIXA

Tabela 2.27 - Principais fluidos de corte utilizados em usinagem de ultraprecisão [6,19,36,40].

CARACTERÍSTICA	PARAFINA	PENTANO	ISO-PENTANO	2,3 DIMETIL-BUTANO	ISO-PROPANOL	ETANOL
TEMPERATURA DE EBULIÇÃO (°C)	60-120	36,1	27,9	58,0	82,3	78,3
CALOR DE VAPORIZAÇÃO [KJ/KG]	420,00	357,32	341,00	312,55	669,50	845,20
CUSTO	BAIXO	ALTO	ALTO	MUITO ALTO	BAIXO	BAIXO

2.14. ELETRÔNICA DE CONTROLE

A eletrônica de controle é responsável por controlar todas as informações relevantes da máquina, as ações dos movimentos (direção, velocidade de avanço, tamanho do deslocamento) e sistemas auxiliares (refrigeração, aspiração, vácuo etc.), e servir de interface entre o usuário externo e a máquina. Esta pode atuar de duas formas distintas sobre o movimento:

- malha aberta, onde não há realimentação de posição e o deslocamento é controlado pelo número de pulsos enviados aos acionamentos;
- malha fechada, onde há a necessidade de se realimentar a malha com informações de posição, velocidade ou equivalentes, conforme a figura 2.17.

Os comandos podem ser classificados como abertos, quando são adaptáveis em qualquer máquina, ou fechados, quando se deseja explorar características específicas de uma determinada máquina. De outra forma, os comandos também podem ser classificados como autônomos, quando a eletrônica está contida em um pacote auto-suficiente, ou dependente, quando montados como hospedeiros em outra plataforma, atuando de forma semi-independente e constantemente trocando informações com este.

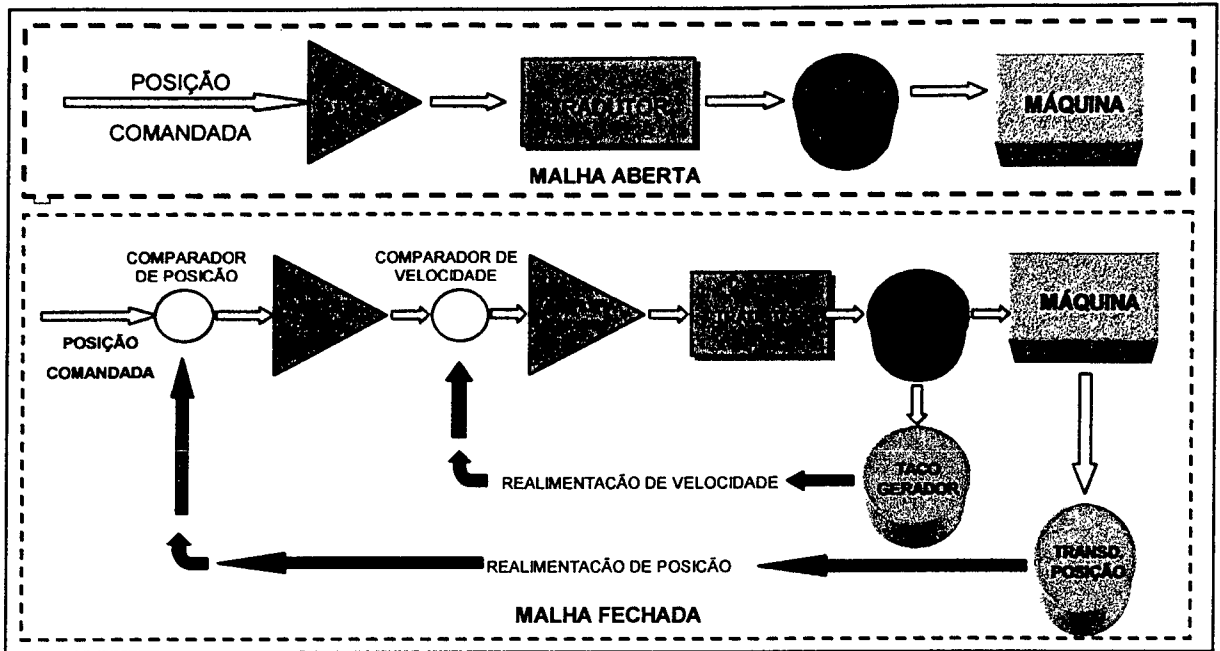


Figura 2.17 – Esquema de controle em malha aberta e malha fechada [99].

A tabela 2.28 apresenta a matriz de comparação dos comandos, relacionando os tipos com a forma de avaliação dos mesmos.

Tabela 2.28 - Matriz de comparação dos comandos numéricos.

TIPO	ABERTO		FECHADO	
	AUTÔNOMO	DEPENDENTE	AUTÔNOMO	DEPENDENTE
CUSTO	5	4	3	2
RESOLUÇÃO DE INTERPOLAÇÃO	5	5	5	5
FACILIDADE DE PROGRAMAÇÃO	5	5	5	5
FLEXIBILIDADE DE HARDWARE	5	4	3	2
CAPACIDADE ARMAZENAMENTO	3	4	5	5
VELOCIDADE DE PROCESSAMENTO	4	4	5	5
TOTAL	27	26	26	24

Onde: 5 - melhor e 1 - pior.

2.15. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES

Máquinas-ferramentas, assim como tudo na natureza, estão sujeitas a vibrações, sendo que nestas as excitações ou harmônicos de maior ordem são os responsáveis pela excitação da estrutura. O grau no qual isto se torna um problema depende da energia aplicada às frequências críticas.

Assim, o isolamento sísmico do equipamento é um dos mais importantes aspectos dos sistemas de proteção contra vibrações. A idéia básica é transformar os sistemas vibrantes em sistemas de segunda ordem, pois estes absorvem muito poucas vibrações do chão e em freqüências muito acima da sua ressonância. Para máquinas de ultraprecisão, onde os limites impostos às amplitudes de deslocamento provenientes de vibrações são muito pequenos, estes efeitos podem ser minimizados pela introdução de elementos de alto amortecimento na estrutura [4,24,26,27,32, 221].

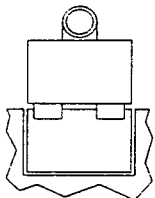
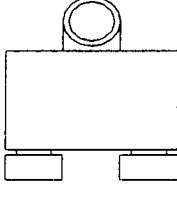
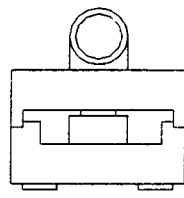
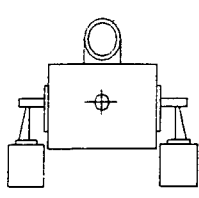
A resposta da estrutura no tempo vai depender de sua rigidez, seu amortecimento e sua massa, mas estes parâmetros não são o suficiente para garantir os requisitos de precisão.

O sistema para isolamento de vibrações, também denominado de sistema de sustentação da estrutura da máquina, tem por função absorver as vibrações provenientes do meio, o que é crítico para assegurar o desempenho adequado [4,27]. Basicamente existem duas formas de isolamento de máquinas:

- por meios passivos, pela alteração da freqüência através da adição de massa ao sistema, ou a colocação de isoladores que atuem como filtros para determinadas faixas de freqüências;
- por sistemas ativos que respondem a determinadas faixas de excitação.

As principais formas de isolamento de vibrações são apresentadas na tabela 2.29.

Tabela 2.29 - Matriz de comparação dos isoladores de vibrações.

	PASSIVOS		ATIVOS	
	ADIÇÃO DE MASSA	FILTROS PASSA-FAIXA	INTERNO	EXTERNO
				
EFICIÊNCIA	3	3	5	5
AJUSTE	4	4	2	4
CUSTO	5	3	1	2
TOTAL	12	10	8	11

Onde: 5 - melhor e 1- pior.

2.1.6. MEIO AMBIENTE

As exigências extremas em termos de ambiente são fatores limitantes para a tecnologia do processo de usinagem de ultraprecisão. A necessidade de salas com pressão positiva,

praticamente livres de sujeira e com o mínimo de variações térmicas, refletem a necessidade de elevados investimentos [19,173,174].

Os primeiros passos no sentido de se utilizar salas limpas surgiram durante a Segunda Guerra Mundial, com a necessidade de se fabricar e montar sistemas de navegação (naval e aérea), dispositivos ópticos diversos (ex.: miras), equipamentos de detecção e comunicação (ex.: radares) entre outros. Durante este período foi identificada como a principal causa de mau funcionamento destes equipamentos, a inadequação dos ambientes de montagem [173].

Na usinagem de ultraprecisão, os erros de forma e dimensionais em peças usinadas com diamantes são dependentes das deflexões elásticas da máquina e da peça, do desgaste da ferramenta, de erros na geometria e dimensões da ferramenta, erros de zeragem e fixação, erros na geometria da máquina e do seu sistema de posição, além dos efeitos térmicos [133].

Deformações estruturais causadas por flutuações na temperatura, originárias de fontes de calor internas e externas podem ser divididas em três componentes principais:

- expansão da estrutura da máquina;
- expansão da ferramenta;
- expansão da peça [133].

A prática corrente zela por manter as máquinas-ferramentas de ultraprecisão em ambientes com condições controladas de temperatura, pressão, umidade e nível de partículas em suspensão. As salas limpas por si só proporcionam o ambiente necessário para o sucesso na fabricação e montagem de componentes de ultraprecisão. Contudo, este sucesso não depende única e exclusivamente das condições proporcionadas pela sala, sendo o uso de equipamentos individuais para operadores um elemento complementar.

A norma americana FS-209 (15/07/1988) apresenta a classificação das salas limpas em função da quantidade de partículas em suspensão por unidade de volume (pés cúbicos), conforme a tabela 2.30.

Tabela 2.30 - Classificação das salas limpas segundo a FS-209.

CLASSE	TAMANHO DE PARTÍCULAS [μpol.]				
	0,1	0,2	0,3	0,5	5
1	3,5	7,5	3	---	---
10	35	75	30	10	---
100	---	750	300	100	---
1.000	---	---	---	1.000	7
10.000	---	---	---	10.000	70
100.000	---	---	---	100.000	700

A implementação do conceito de sala limpa pode ser feita de forma total para o ambiente ou direcionada para determinadas áreas, através da adoção de câmaras específicas ou dispositivos de enclausuramento. Shinno *et alii* [125] propõem que máquinas-ferramentas de ultraprecisão sejam enclausuradas nos seus limites físicos, o que permite o controle das variáveis externas em espaços bem menores, conseqüentemente permitindo uma redução de custos.

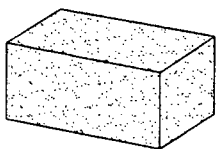
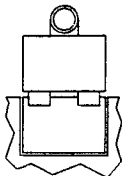
2.17. CONCEPÇÃO DA MÁQUINA-FERRAMENTA

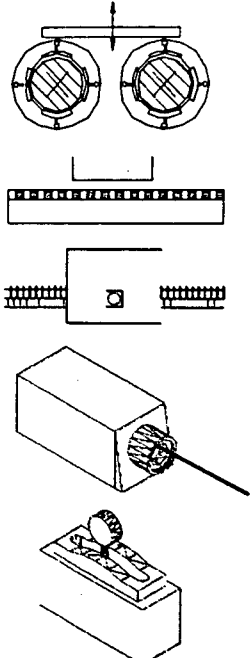
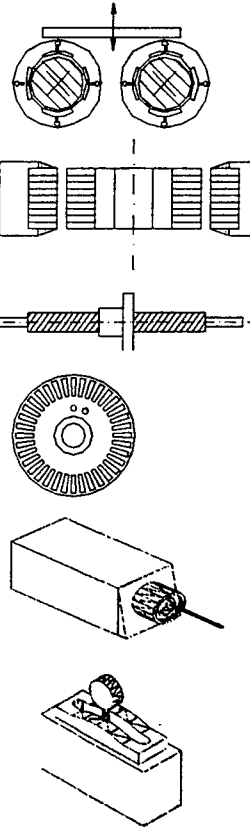
De acordo com o que foi descrito e levantado no projeto conceitual, a estrutura funcional que melhor atende às necessidades da máquina, tanto ao nível de clientes externos quanto internos, ou seja, usuários e fabricantes, é a estrutura de funções parciais nº 1. Com base na estrutura de funções nº 1, bem como no arranjo selecionado, foram então escolhidos os componentes que seriam mais adequados dentre os diversos levantados nas matrizes de comparação.

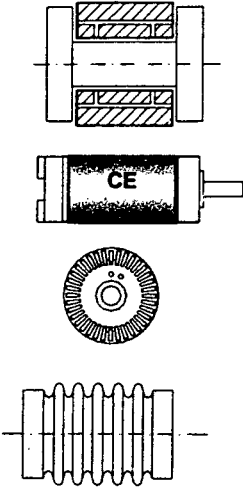
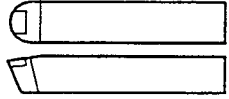

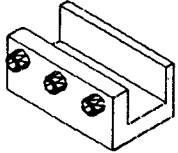
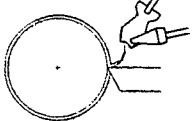
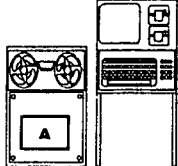
Por alguns dos componentes selecionados já estarem disponíveis, oriundos de projetos anteriores, e havendo a possibilidade de reaproveitamento destes em função da compatibilidade de requisitos técnicos, esta será feita. Este reaproveitamento permite uma racionalização de componentes, evitando a duplicidade de elementos para a mesma função, além de permitir uma redução de custos.

A seguir será apresentada a tabela 2.31, que configura o arranjo mais adequado à máquina-ferramenta para usinagem de ultraprecisão com ferramenta de diamante de gume único que se pretende fabricar, sendo a figura 2.18 uma condensação dos pontos apresentados neste capítulo.

Tabela 2.31 - Escolha dos elementos mais apropriados.

COMPONENTE	CARACTERÍSTICAS	REPRESENTAÇÃO
ESTRUTURA <ul style="list-style-type: none"> ▪ MATERIAL ▪ ARRANJO ▪ SUPORTE 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ GRANITO ▪ SIMPLES ▪ ISOLADORES PASSIVOS 	
ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES	PASSIVO - POR ADIÇÃO DE MASSA (ALTA INÉRCIA NA ESTRUTURA)	

<p>GUIAS - Z</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ TIPO ▪ MATERIAL ▪ ACIONAMENTO ▪ SENSORES DE POSIÇÃO ▪ SENSORES DE FIM DE CURSO ▪ ACOPLAMENTO ACIONAMENTO/GUIA 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ AEROSTÁTICA, CILÍNDRICA, FECHADA COM RESTRIÇÃO EXTERNA (GUIA DUPLA) ▪ AÇO ▪ MOTOR LINEAR DE CORRENTE CONTÍNUA, SEM CONTATO ▪ RÉGUA ÓPTICA - MACRODESLOCAMENTOS ▪ LASER - MICRODESLOCAMENTOS ▪ FIM DE CURSO MECÂNICO, PARADA SIMPLES ▪ FIM DE CURSO MECÂNICO, PARADA TOTAL ▪ MECÂNICO RÍGIDO 	
<p>GUIAS - Y</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ TIPO ▪ MATERIAL ▪ ACIONAMENTO ▪ CONVERSOR DE MOVIMENTO ▪ SENSORES DE POSIÇÃO ▪ SENSORES DE FIM DE CURSO ▪ ACOPLAMENTO CONVERSOR / CARRO 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ AEROSTÁTICA, CILÍNDRICA, FECHADA COM RESTRIÇÃO EXTERNA (GUIA DUPLA) ▪ AÇO ▪ MOTOR DE CC SEM CARÇAÇA E SEM ESCOVAS ▪ FUSO DE ESFERAS RECIRCULANTES ▪ ENCODER ÓPTICO/ELETRÔNICO - MACRODESLOCAMENTOS ▪ LASER - MICRODESLOCAMENTOS ▪ FIM DE CURSO MECÂNICO, PARADA SIMPLES ▪ FIM DE CURSO MECÂNICO, PARADA TOTAL ▪ MECÂNICO RÍGIDO 	

<p>ÁRVORE</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ MANCAIS ▪ ACIONAMENTO ▪ CONTROLE ▪ ACOPLAMENTO ACIONAMENTO/MANCAL 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ AEROSTÁTICOS DO TIPO YATES ▪ SERVOMOTOR CORRENTE CONTÍNUA - SEM ESCOVAS - (CHAVEAMENTO ELETRÔNICO POR SENSORES DE HALL) ▪ ENCODER - POSIÇÃO INDEXADA ▪ TACOGERADOR - VELOCIDADE ▪ PERMANENTE FLEXÍVEL TIPO SANFONA 	
<p>FERRAMENTA</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ DIAMANTE MONOCRISTALINO 	
<p>FIXAÇÃO DA PEÇA</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ POR DISPOSITIVO MECÂNICO 	
<p>PORTA-FERRAMENTA</p>	<p>FERRAMENTA ÚNICA SEM COMPENSAÇÃO DE TRAJETÓRIA</p>	
<p>FLUIDO DE CORTE</p>	<p>MISTO (LÍQUIDO - GÁS) PARA REFRIGERAÇÃO E REMOÇÃO DOS CAVACOS DA SUPERFÍCIE USINADA</p>	
<p>CONTROLE</p>	<p>ABERTO DEPENDENTE (BASEADO EM MICROCOMPUTADOR)</p>	
<p>MEIO AMBIENTE</p>	<p>CONTROLE DE TEMPERATURA ($20 \pm 1^\circ \text{C}$), SEM CONTROLE DO NÍVEL DE PARTÍCULAS</p>	

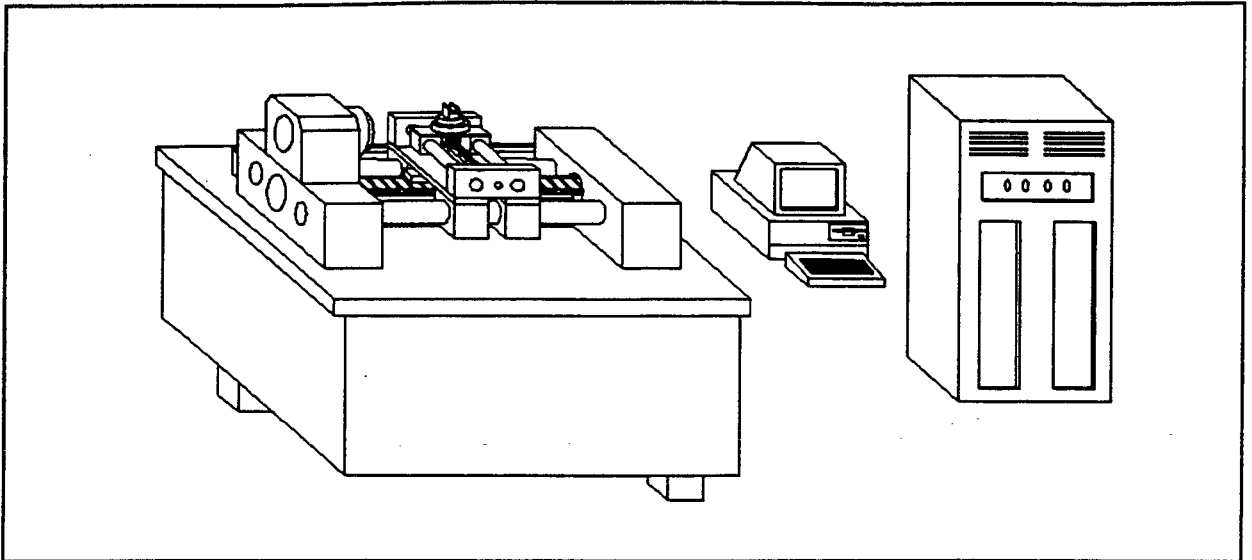


Figura 2.18 - Arranjo selecionado para a máquina-ferramenta.

O arranjo selecionado equivale a um torno convencional com barramento horizontal, o qual tem se mostrado como o mais simples de ser projetado e construído de forma a atender aos requisitos.

O protótipo deverá ser numericamente controlado, objetivando a capacidade de usar elementos ópticos e mecânicos com qualidade geométrica e dimensional de alta (0,05 a 1 μm) e ultraprecisão (0,001 a 0,05 μm), e rugosidade $R_a < 50 \text{ nm}$ utilizando ferramentas de diamante de gume único.

O torno-protótipo deverá ser caracterizado por um par de guias aerostáticas cruzadas, eixos X e Z, montadas em cima de uma estrutura de granito nivelada, a qual é utilizada para prover estabilidade dinâmica e térmica. A montagem do aparato experimental deverá ocorrer em ambiente com temperatura controlada em $20 \pm 1^\circ\text{C}$, para minimizar a interferência de distúrbios externos nas variáveis controladas, principalmente o efeito de dilatações térmicas.

Os eixos X e Z deverão ser constituídos por um par de guias cilíndricas paralelas. Em cada uma delas serão montados mancais aerostáticos que deverão absorver as forças e carregamentos envolvidos.

O acionamento deverá ser provido por meio de motor linear (eixo Z) e da combinação motor de torque direto/fuso de esferas recirculantes (eixo X). A realimentação de posição recomendada é do tipo dupla, com o uso de encoders ópticos/eletrônicos para posicionamento primário e laser interferométrico para o posicionamento secundário (abaixo de 0,1 μm). O uso de diferentes tipos de acionamento permitira um maior conhecimento desta para aplicações futuras.

CAPÍTULO 3

IMPLEMENTAÇÃO DA SOLUÇÃO CONCEITUAL

3.1. INTRODUÇÃO

O projeto conceitual apresentou as linhas gerais para o início do projeto preliminar, permitindo definir necessidades, selecionar os meios, e chegar-se a uma condição de detalhamento do projeto, conforme a figura 3.1.

Neste capítulo será apresentado como foi realizada a transição entre o projeto conceitual, a seleção, projeto, execução, montagem e ajustagem dos diversos elementos que irão compor o protótipo. Alguns aspectos iniciais devem ser considerados:

- disponibilidade de um motor linear;
- disponibilidade de um servomotor CC aberto com chaveamento eletrônico;
- disponibilidade de um servomotor CC fechado com chaveamento eletrônico;
- disponibilidade de diversos motores de passo com características distintas.

Conforme descrito no capítulo anterior, a existência destes elementos permite que os mesmos sejam reaproveitados desde que haja compatibilidade com as características desejadas. Outros elementos disponíveis podem ser adaptados ao projeto, desde que não comprometam os objetivos iniciais definidos no projeto conceitual.

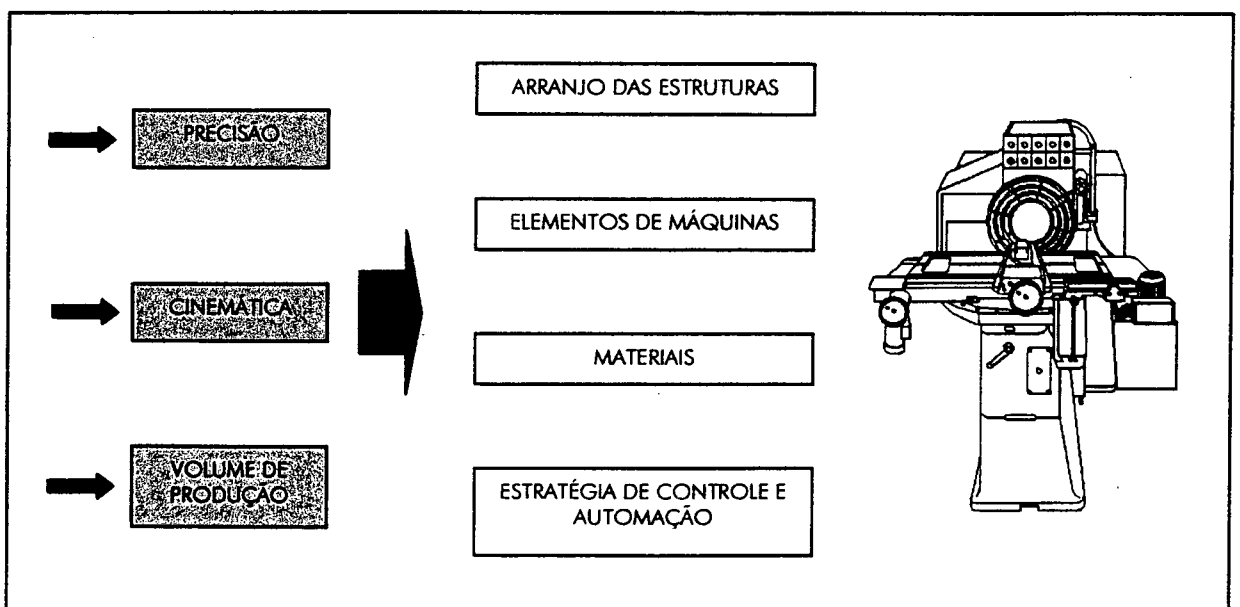


Figura 3.1 – Sintetização das informações do projeto conceitual para a implementação.

3.2. DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA

O projeto conceitual levou à seleção de uma estrutura simples em granito natural. A existência de um conjunto de estruturas de granito retangulares, adquiridos para o mesmo propósito, permitiu que um destes blocos fosse selecionado para o desenvolvimento. Os critérios de seleção foram:

- massa, para prover a estabilidade dinâmica necessária;
- dimensões compatíveis com as disponíveis no local de montagem;
- regularidade das faces.

Dos blocos a disposição, foi selecionado um de granito rosa com dimensões $a = 1.700$ mm, $b = 1.200$ mm e $c = 645$ mm. O bloco escolhido não apresentava faces regulares, ou seja, havia inexistência de uma face plana que servisse de referência para a montagem. O primeiro passo para prover a estrutura de uma superfície de referência, poderia ser feito por meio de corte e lapidação da face superior ou da colocação de uma placa plana polida sobre a face bloco da estrutura. A primeira solução mostrou-se inviável face aos custos envolvidos. Assim sendo, a opção foi feita em favor da fixação de uma placa de granito preto polida. Esta opção apresentou a menor relação custo/benefício, além do tempo envolvido na implementação ser bem menor. Esta adição alterou a dimensão c de 645 mm para 700 mm.

Tomando os dados da Tabela 3.4 foi calculada a massa aproximada da mesma - $m_{\text{estrutura}} \approx 3.700$ kg ($m_{\text{estrutura}} = \rho.a.b.c = 3.712,8$ kg). Como:

$$\omega_c = \sqrt{K/m}. \quad (3.1)$$

Assumindo a estrutura como estando bi-apoiada assume-se:

$$K = 48 EI/c^3; \quad (3.2)$$

$$I = a.b^3 / 12. \quad (3.3)$$

Substituindo 3.2 e 3.3 em 3.1 obtém-se:

$$\omega_c = \sqrt{[3.E. a.b^3 / (c^3.m)]}. \quad (3.4)$$

O que fornece uma frequência crítica em torno de $\omega_c = 1,3$ kHz.

O valor obtido para ω_c permitiu a conclusão que o mesmo poderia prover a estabilidade dinâmica necessária e atuar como um filtro passivo do tipo passa alta.

Definidas as dimensões da estrutura, foi realizado o nivelamento do conjunto bloco/placa de granito, através da colocação de três sapatas ajustáveis sobre a face inferior do bloco (figura3.2).

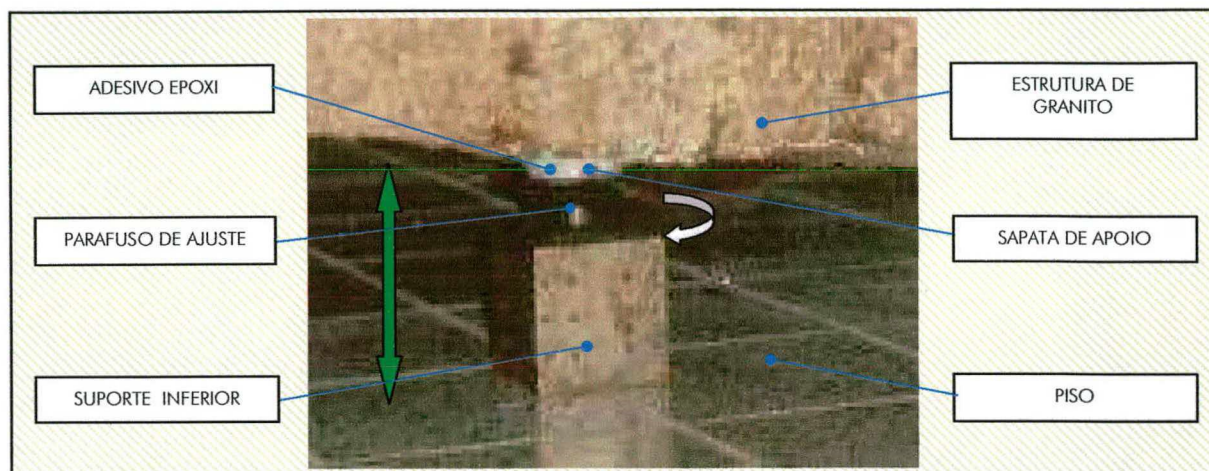


Figura 3.2 – Sapata de nivelamento.

O nivelamento iniciou-se com a fixação das sapatas de apoio na estrutura de granito, por meio de um adesivo epoxi, estas visam fornecer uma superfície de suporte para o parafuso de ajuste. A seguir deu-se início ao procedimento de nivelamento com a utilização de um nível eletrônico, o qual permitiu nivelar a estrutura em relação ao centro da terra.

Após o nivelamento foi realizado o levantamento da planicidade da face superior com o auxílio de um autocolimador, o qual proporcionou os resultados apresentados na figura 3.3.

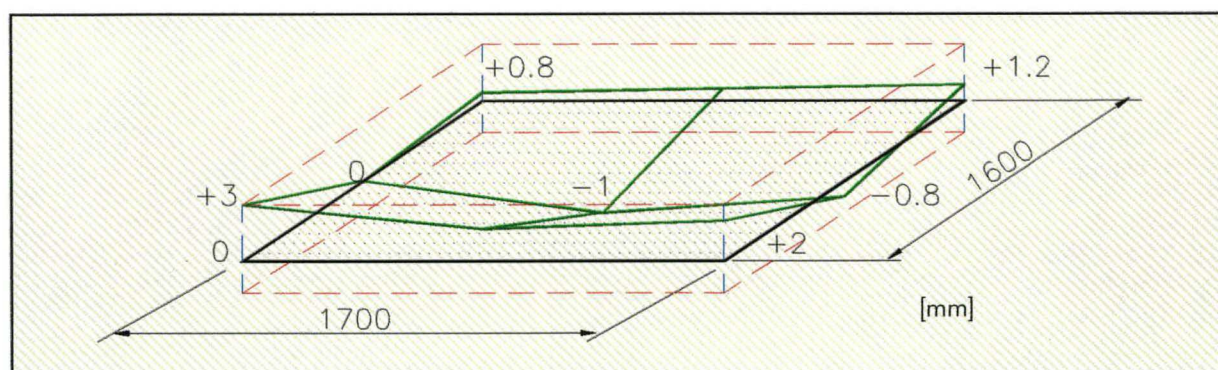


Figura 3.3. - Resultados da planicidade da placa superior da estrutura.

Apesar destes erros na planicidade, a placa superior proporcionou uma boa superfície de referência para a montagem. Independentemente dos erros de planicidade, a montagem da estrutura de suporte das guias deve passar por um novo processo de nivelamento para correta operação dos mancais.

3.2.1. MONTAGEM DA ESTRUTURA DE SUPORTE DAS GUIAS

Após o nivelamento da estrutura, foi iniciada a montagem da estrutura de suporte das guias. Esta estrutura é constituída de dois blocos de ferro fundido, devidamente retificados e esquadrejados, os quais foram montados sobre placas de aço cuja função foi a de prover meios para a fixação no granito. Como forma de prover pontos de fixação para a estrutura do protótipo, a estrutura foi provida de pontos de fixação. Estes pontos de fixação foram constituídos de incertos metálicos fixados à estrutura por meio de resina epoxi, conforme a figura 3.3. O posicionamento foi realizado de forma a coincidirem com os pontos de fixação das laterais de apoio das guias e a estrutura de suporte do motor linear.

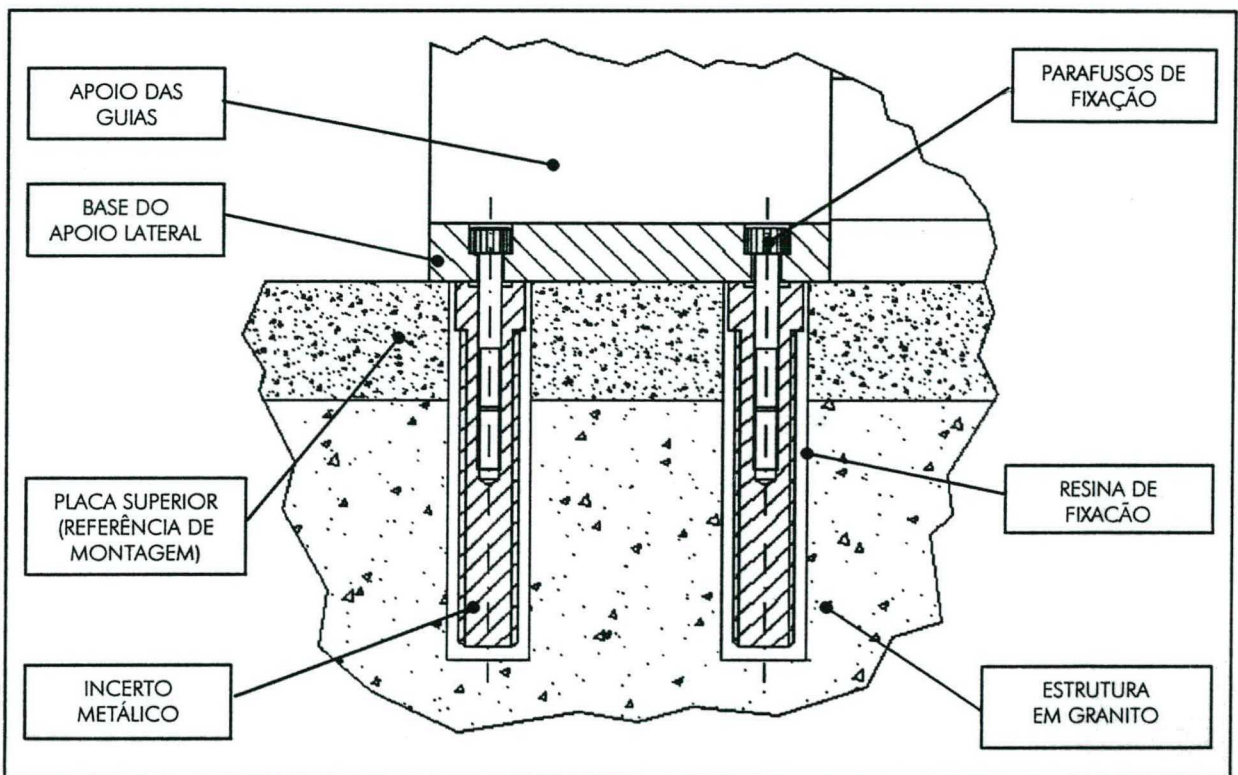


Figura 3.4 – Fixação da estrutura à estrutura.

3.3. DIMENSIONAMENTO DOS ACIONAMENTOS

3.3.1. DEFINIÇÃO DOS AVANÇOS

A definição dos avanços necessários permitirá uma pré-seleção de motores em função da sensibilidade destes à resposta a um sinal de comando. O ponto de partida para esta seleção será a rugosidade cinemática teórica (R_{th}), a qual é definida como sendo a menor rugosidade

possível de ser obtida. A rugosidade cinemática teórica é gerada somente em função da geometria da ferramenta e pelas condições de avanço, conforme a equação 3.5 [40] e a figura 3.5.

$$R_{\text{H}} = r_{\epsilon} - [(r_{\epsilon})^2 - (f^2/4)/10^3]^{1/2} \quad (3.5)$$

Esta equação pode ser aproximada pela equação 3.6:

$$R_{\text{H}} \approx f^2 / [8 * r_{\epsilon}] \quad (3.6)$$

Onde : R_{H} = rugosidade cinemática teórica [nm];

r_{ϵ} = raio da quina da ferramenta [mm];

f = avanço [$\mu\text{m}/\text{rev.}$].

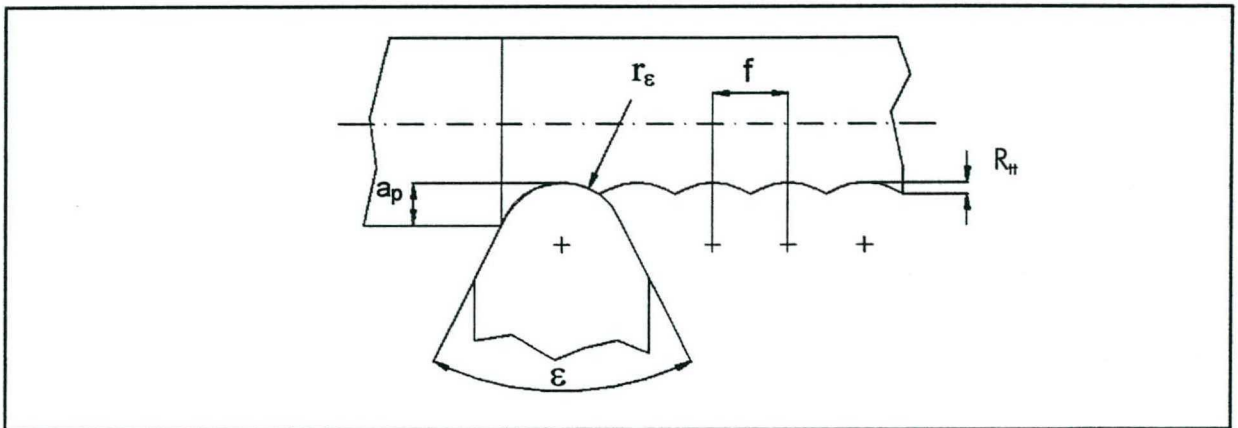


Figura 3.5 – Rugosidade cinemática teórica [40].

A tabela 3.1 apresenta os valores obtidos para o avanço f com valores típicos de rugosidade R_{H} e raio de quina r_{ϵ} .

Tabela 3.1 - Valores de f [$\mu\text{m}/\text{rev.}$] obtidos em função de R_{H} e r_{ϵ} .

R_{H} [nm]	r_{ϵ} [mm]	0.1	0.5	1	2	5	10
0.5		0.63	1.41	2.00	2.82	3.47	6.32
1		0.89	2.00	2.83	3.00	6.32	8.94
5		2.00	3.47	6.32	8.94	13.14	20.00
10		2.83	6.32	8.94	12.65	20.00	28.28
50		6.32	13.14	20.00	28.28	43.72	63.25
100		8.94	20.00	28.28	40.00	63.25	89.44
		AVANÇO f [$\mu\text{m}/\text{rev.}$]					

A equação 3.7 permite converter o avanço f [$\mu\text{m}/\text{rev.}$] para avanço total f_t [$\mu\text{m}/\text{min.}$], gerando a tabela 3.2.

$$f_t = f * n \quad (3.7)$$

Tabela 3.2 - Avanço total em função de n [rpm].

R_{H} [nm]	n [rpm]	50	100	500	1000	1800	2000
0,5		0,025	0,05	0,25	0,5	0,9	1
1		0,05	0,1	0,5	1	0,8	2
5		0,25	0,5	2,5	5	9	10
10		0,5	1	5	10	18	20
25		1,25	2,5	12,5	25	45	50
50		2,5	5	25	50	90	100
100		5	10	50	100	180	200
AVANÇO f_t [mm/min.]							

Desta forma o motor, ou o conjunto motor-conversor, deve ser capaz de produzir deslocamentos na ordem de 0,025 mm/min ou menores, o que corresponde a avanços variando de 0,1 a 100 $\mu\text{m}/\text{rotação}$.

3.3.2. ACIONAMENTO DO EIXO Z (MOTOR LINEAR)

Conforme definido no projeto conceitual, o acionamento do eixo Z será realizado por um motor linear, onde sendo principais constituintes apresentados na figura 3.6. O dimensionamento foi realizado por Martin *et alii* [21], sendo suas características apresentadas no Anexo 3.

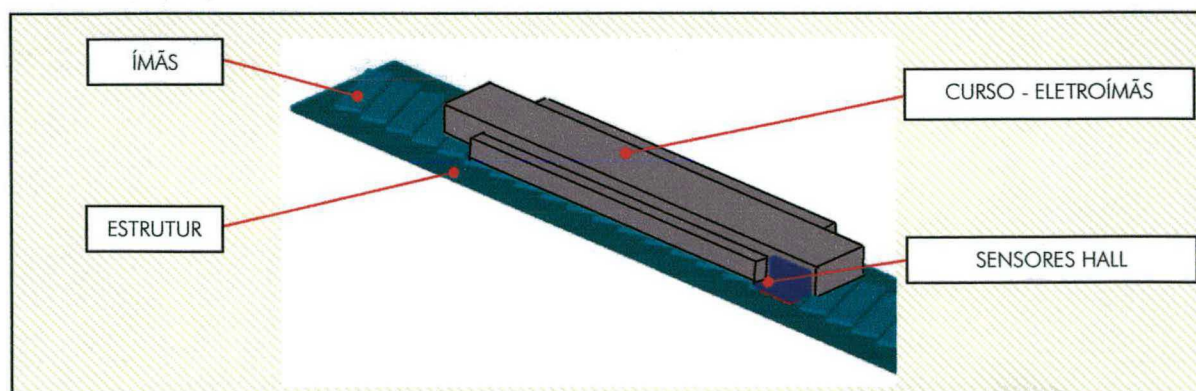


Figura 3.6 – Constituintes do motor linear.

Por ser um servomotor com comutação eletrônica e força eletromotriz (FEM) induzida com forma de onda trapezoidal, este fornece corrente constante em todo o intervalo de condução. Isto permite ao motor linear desenvolver força magnética com mínimo *ripple* [26]. Desta forma o motor linear pode ser considerado como um CC sem escovas.

O uso de motor linear com comutação eletrônica dispensa a utilização de acoplamento e conversor de movimento, o que elimina problemas tais como folgas, elasticidades e ruídos gerados por engrenamentos e chaveamentos eletro-mecânicos. Em combinação com guias aerostáticas pode-se desprezar o atrito do sistema.

A. CONSIDERAÇÕES SOBRE A MONTAGEM DO MOTOR LINEAR.

O motor linear escolhido é constituído por uma estrutura retangular plana onde são fixados seqüencialmente ímãs permanentes de terras raras. O padrão de colocação dos ímãs depende do tipo de fonte a ser utilizada para controle do cursor. O cursor é constituído por uma série de eletroímãs que são chaveados eletronicamente de acordo com informações provenientes dos sensores de efeito Hall, sendo a recomendação de montagem apresentada na figura 3.7 [76].

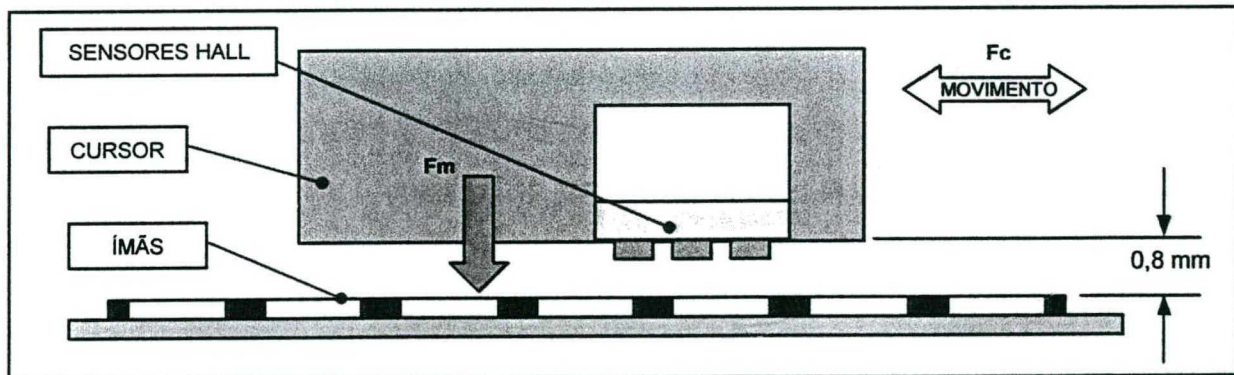


Figura 3.7 – Recomendação de montagem do motor linear [77].

A relação entre a força de atração magnética (F_m) e a folga (c) pode ser expressa pela equação 3.8, obtida a partir da equação geral do eletromagnetismo:

$$F_m = Cte / d^2 \quad (3.8)$$

A importância de F_m no projeto está no fato de que esta é a principal componente de carregamento sobre as guias, e sua variação em função de c poderá servir como parâmetro de entrada para dimensionamento dos mancais. A figura 3.8 apresenta a variação de F_m com c .

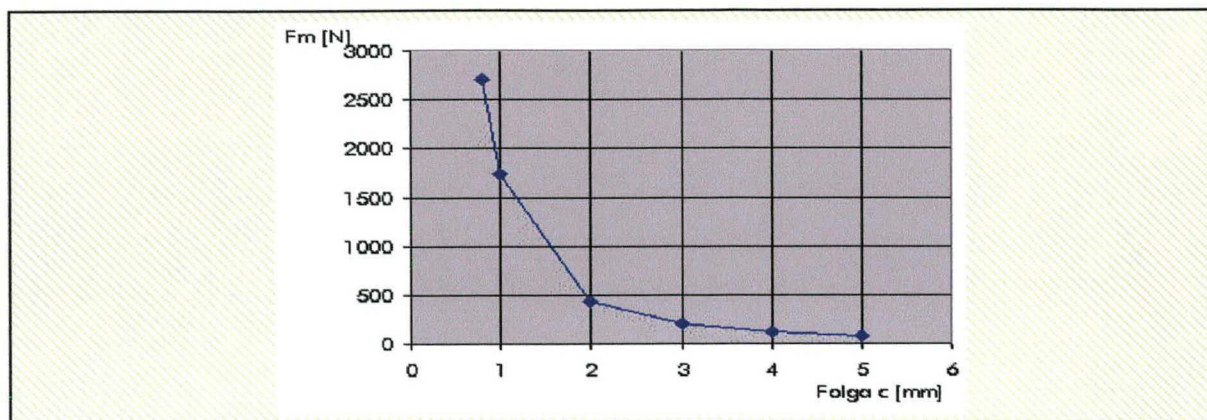





Figura 3.8 – Variação da força magnética F_m com a folga c .

Como principal componente de força atuando sobre as guias do eixo Z, a força de atração magnética pode ser compensada através de variações na forma de montagem do motor linear, sendo estas variações apresentadas com suas vantagens e desvantagens comparadas na tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Formas de montagem do motor linear.

MONTAGEM	1	2	3
CUSTO	5	5	5
FORÇA RESULTANTE	1	2	5
MONTAGEM	5	4	2
AJUSTAGEM	4	2	1
CONTROLE*	5	5	5
TOTAL	20	18	18
MONTAGEM	4 *	5 *	6
CUSTO	3	3	5
FORÇA RESULTANTE	3	3	5
MONTAGEM	2	2	1
AJUSTAGEM	2	2	3
CONTROLE*	5	5	5
TOTAL	15	15	19

Onde: 5 – melhor e 1 – pior.

- Com:
-  Peso próprio da estrutura móvel (carro do eixo Z e guia X);
 -  Atração magnética do motor linear;
 -  Força resultante.

* As montagens 4 e 5 não necessariamente implicam no uso de dois motores. Recentemente, visando reduzir a ação da força magnética, os fabricantes de motores lineares têm apresentado ao mercado motores com força resultante zero (semelhante à montagem 4), ou com ímãs com menor intensidade de campo [77].

A análise comparativa da tabela 3.3 apresenta as montagens 1 e 6 como as de melhor relação entre custo, complexidade e benefício. A montagem 6, apesar de ser mais vantajosa do ponto de vista da compensação de forças, apresenta o inconveniente de ser uma montagem complexa, com difícil alinhamento dos carros e acesso aos pontos de fixação. Desta forma, a montagem 1 foi escolhida para o desenvolvimento do protótipo.

3.3.3. ACIONAMENTO DO EIXO X

O acionamento da guia na direção X será propiciado por um servomotor CC, do tipo aberto, com chaveamento eletrônico. Este tipo de motor também é denominado de motor de torque (*torque motor*) em função de seu torque elevado em comparação com motores de dimensões semelhantes. Suas características, além do alto torque, são a suavidade de movimentos, em especial à baixa velocidade, e a capacidade de operar em velocidades muito baixas, na ordem de 0,1 rpm.

Este tipo de servomotores se diferencia dos motores de passo tradicionais por apresentarem maior número de pólos e maior relação diâmetro/comprimento, e sua configuração aberta sem contato permite que sejam montados diretamente no elemento conversor de movimento (rotativo/linear). Este tipo de montagem direta permite a eliminação de problemas decorrentes de desalinhamentos entre atuador (motor) e conversor (fuso), além de proporcionar um deslocamento suave e preciso, isento de ruídos provenientes do chaveamento eletromecânico.

A suavidade de movimento em baixa velocidade depende das características de atrito nas guias e no fuso, de modo que a força de relutância seja mínima e sem *ripple* [20].

O dimensionamento do servomotor foi realizado por Martin *et ali* [26] em função da precisão desejada, das cargas envolvidas, e do passo do fuso. O anexo 4 apresenta as características do motor selecionado e a figura 3.9 apresenta os detalhes de projeto da montagem do motor de torque.

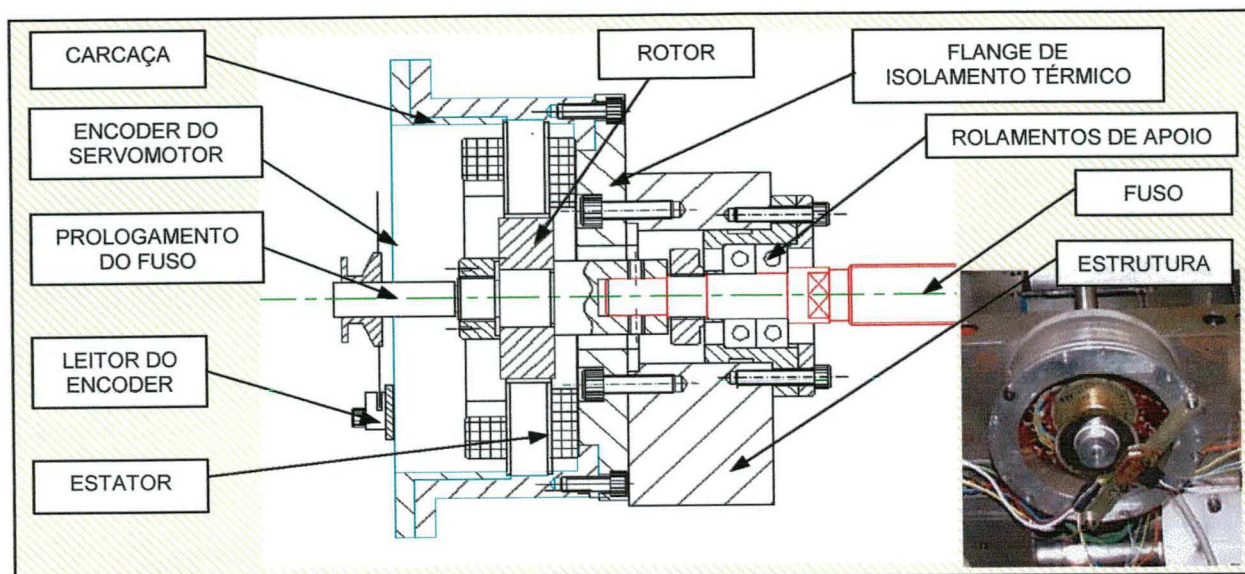


Figura 3.9 – Montagem do motor de torque.

3.4. DIMENSIONAMENTO DAS GUIAS

A opção por guias aerostáticas cilíndricas apresentadas no projeto conceitual foi realizada em parte pela experiência do grupo no projeto deste tipo de guia, e pela facilidade de fabricação e operação destas. A experiência anteriormente adquirida pelo grupo, no campo do projeto de mancais aerostáticos, e em especial na fabricação de mancais aerostáticos cilíndricos, foi de grande valia para se proceder às alterações de projeto necessárias para o dimensionamento das guias.

A metodologia utilizada no dimensionamento dos mancais foi baseada nas metodologias propostas por Robble [22], Grassam e Powell [23], Prata [25] e Stoeterau [16].

3.4.1. DIMENSIONAMENTO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS DAS GUIAS LINEARES

Os principais fatores utilizados no dimensionamento dos mancais são apresentados na tabela 3.5, levando em conta as informações proporcionadas pelo projeto conceitual e o dimensionamento dos acionamentos.

Tabela 3.4 – Fatores utilizados no dimensionamento dos mancais aerostáticos.

VARIÁVEIS	CARACTERÍSTICAS	
	EIXO Z	EIXO X
CURSO ÚTIL MÍNIMO	400 mm	300 mm
CARREGAMENTOS A SUPORTAR	4000 N	500 N
OBSERVAÇÕES	360 X 75 X 35 mm [DIM. CURSOR]	---

Considerações iniciais proporcionadas por Stoeterau [16] permitem concluir que o uso de um carro simples com dois mancais, apesar de maximizar o curso útil na direção Z, levaria a três problemas:

- os mancais aerostáticos estariam no limite de sua capacidade de carga;
- a baixa rigidez angular desta configuração poderia levar a problemas de auto-travamento;
- espaço para a montagem do segundo eixo.

Assim, a adoção de um sistema com dois carros no eixo Z permite que os problemas listados acima sejam solucionados, mesmo com redução no curso.

Na direção X, apesar das limitações de espaço físico, a montagem do segundo eixo não estaria sujeita aos mesmos esforços. Os esforços a que os mancais do eixo X estariam submetidos seriam o peso próprio do carro somado aos esforços de usinagem. Estes carregamentos, quando comparados àqueles suportados pelo conjunto de carros do eixo Z, são muito menores, tanto na capacidade de carga quanto na rigidez angular. O menor carregamento imposto ao eixo X permite a adoção de um sistema de carro único, composto por dois mancais, o que permite maximizar o curso, tornando esta solução mais atrativa. A figura 3.10 apresenta as concepções para as condições de carro simples e duplo para o eixo Z.

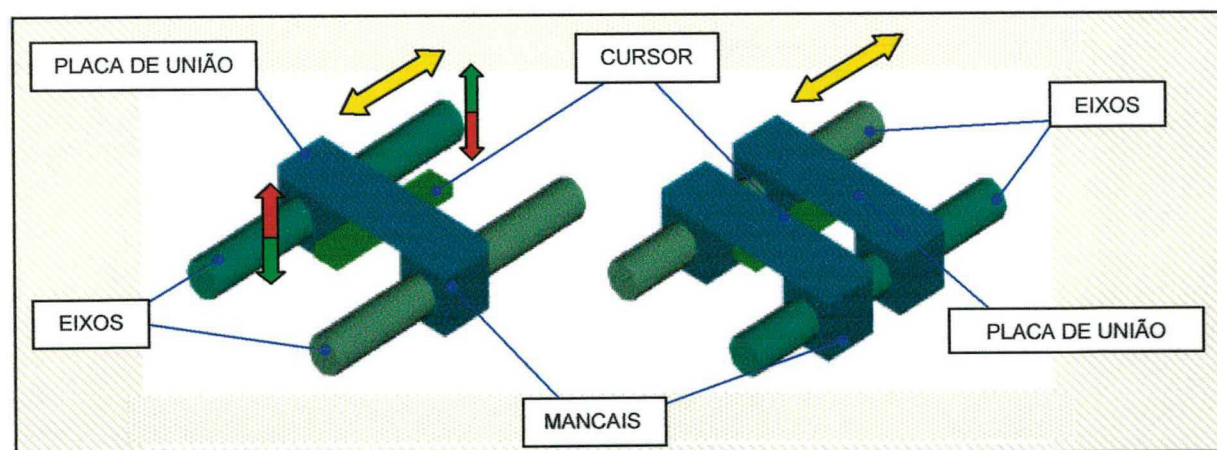


Figura 3.10 – Concepção utilizando um e dois carros a ser empregada nos eixos X e Z.

O dimensionamento de mancais aerostáticos pode ser realizado de duas formas distintas:

- uma partindo das necessidades de capacidade de carga e rigidez para se obter as proporções geométricas (ex.: comprimento, diâmetro, folga, forma tipo e dimensões dos restritores, etc.);
- outra partindo das proporções geométricas para se determinar as características [22,23,24].

Com base nos resultados experimentais apresentados por Stoeterau [16], optou-se por mancais com relação $L/D = 1,5$ para utilização no eixo Z e $L/D = 2$ para o eixo X. Ambos os mancais apresentam três carreiras, cada qual com oito restritores do tipo orifício com diâmetro de 0,2 mm e folga radial de $25 \pm 5 \mu\text{m}$, com eixos de diâmetro de 85 e 45 mm para a direção Z e X, respectivamente, conforme a figura 3.11.

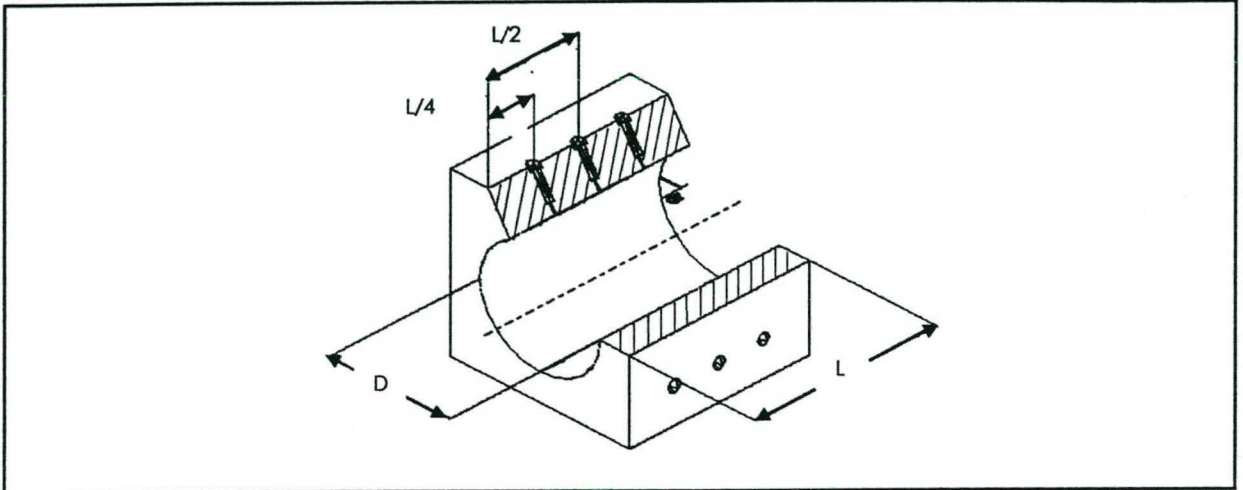


Figura 3.11 – Principais dimensões dos mancais aerostáticos cilíndricos.

Definição de excentricidade (figura 3.12):

$$e = \sqrt{(\Delta x^2 + \Delta y^2)}. \quad (3.8)$$

Definição de excentricidade relativa:

$$\varepsilon = e / c. \quad (3.9)$$

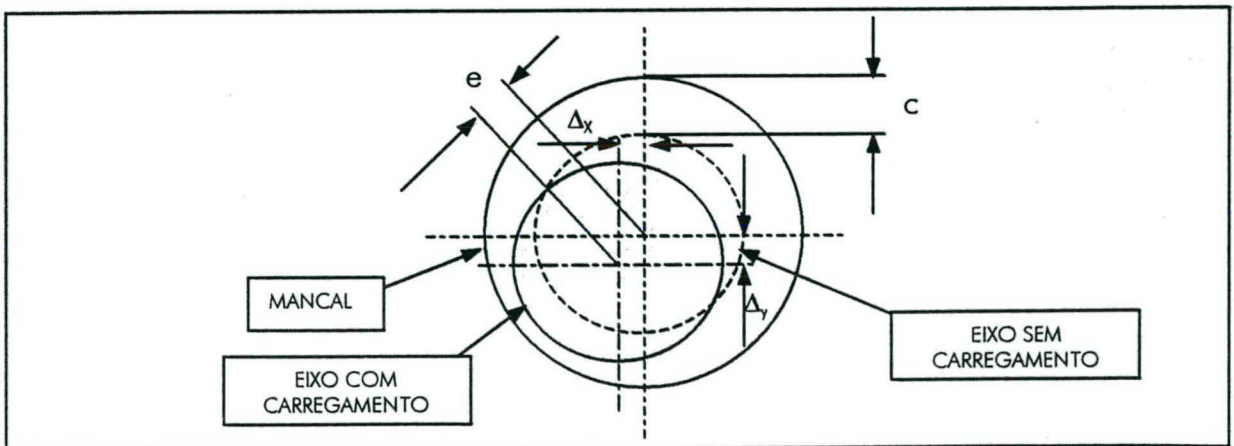


Figura 3.12 - Definição de excentricidade.

A entrada dos valores de L e D para cada um dos tipos de mancais no gráfico da figura 3.13 foi obtida por meio de interpolações dos valores de W_r e Q_r , os quais foram:

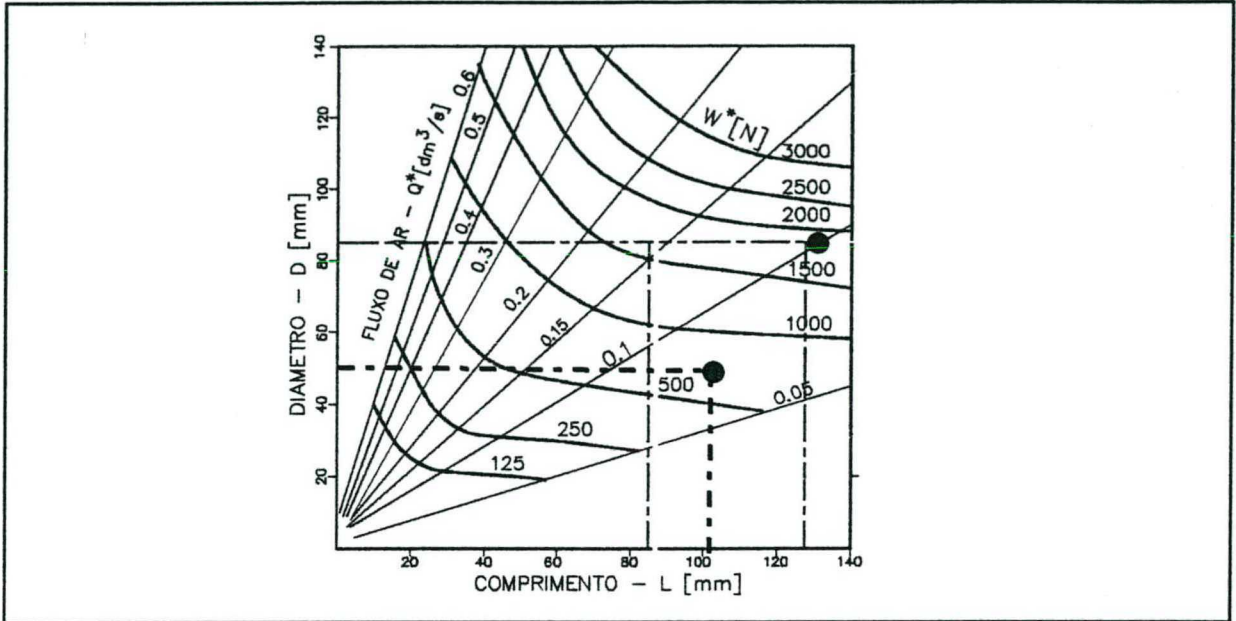


Figura 3.13 – Gráfico L X D para determinação de W_r e Q_r [180].

Tabela 3.5 – Valores W_r de e Q_r para cálculo dos mancais.

MANCAL \ CARACTERÍSTICAS	W_r [N]	Q_r [dm ³ /s]
EIXO X	625	0,067
EIXO Z	1.500	0,1

Os conflitos apresentados na literatura oferecem duas interpretações distintas para qual seria o valor da excentricidade relativa referente à capacidade de carga máxima de um mancal aerostático. Grassam e Powell [23] defendem a excentricidade relativa de 0,9 como sendo o valor de máxima capacidade de carga de um mancal aerostático. Em oposição, Slocun [24] define o valor de 0,5 como sendo o ponto de máxima capacidade de carga.

Independentemente da interpretação do valor da excentricidade relativa, as equações 3.10 e 3.11 corrigem os valores de W_r e Q_r para condições de 0,5 e 0,9. Considerando os erros geométricos decorrentes das limitações de fabricação nas oficinas do Laboratório de Mecânica de Precisão, foi assumida a excentricidade 0,5 como ponto de máxima capacidade de carga.

$$W_{0,5} = (2/3) W_r (Pa/6.9) \quad (3.10)$$

$$W_{0,9} = 1.28 W_{0,5} \quad (3.11)$$

A equação 3.12 corrige os valores de Q_r para outros valores de folga c .

$$Q = 2 Q_r (D/L) (c/c_r) + Q_r (D/2L) (c/c_r)^3 \quad (3.12)$$

Os resultados obtidos para os mancais de ambas as guias são apresentados na tabela 3.6 e os desenhos detalhados se encontram no anexo 5.

Tabela 3.6 – Características dos mancais aerostáticos das guias.

CARACTERÍSTICAS	D	L	c	NC	NRC	dr	$W_{0,5}$ [N]	$W_{0,9}$ [N]	$K_{0,9}$	Q
GUIA	[mm]	[mm]	[μ m]			[mm]	$P_a=6\text{bar}$	$P_a=6\text{bar}$	[N/ μ m]	[dm^3/s]
X	50	100	25	3	8	0,2	362	463,4	24,1	0,27
Z	85	127,5	25	3	8	0,2	869,6	1113,1	69,6	0,38

3.4.2. FABRICAÇÃO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS

A fabricação dos mancais, assim como dos eixos-guias, foi realizada empregando-se processos convencionais de usinagem, cuja seqüência é apresentada na figura 3.13. Os principais cuidados tomados durante a fabricação foram no sentido de minimizar os erros geométricos e garantir as tolerâncias dimensionais, principalmente no tocante à folga radial entre mancal e eixo-guia.



Figura 3.14 –Seqüência de fabricação dos mancais aerostáticos.

Os restritores de fluxo foram colocados antes de se proceder ao brunimento, ainda na fase de mandrilamento do furo central- ponto a partir de onde todo o processo de fabricação foi realizado com o mancal pressurizado, para evitar o fechamento dos restritores. Após fabricados os mancais, estes foram lapidados contra o eixo-guia, visando corrigir pequenas imperfeições de forma e melhorar a qualidade superficial.

Os restritores de fluxo do tipo orifício podem ser fabricados por:

- furação convencional (a);
- incertos de rubi (b) - (mancais comumente encontrados em relógios mecânicos);
- moldagem direta com resina epoxi (c);
- moldagem indireta (d) (figura 3.15).

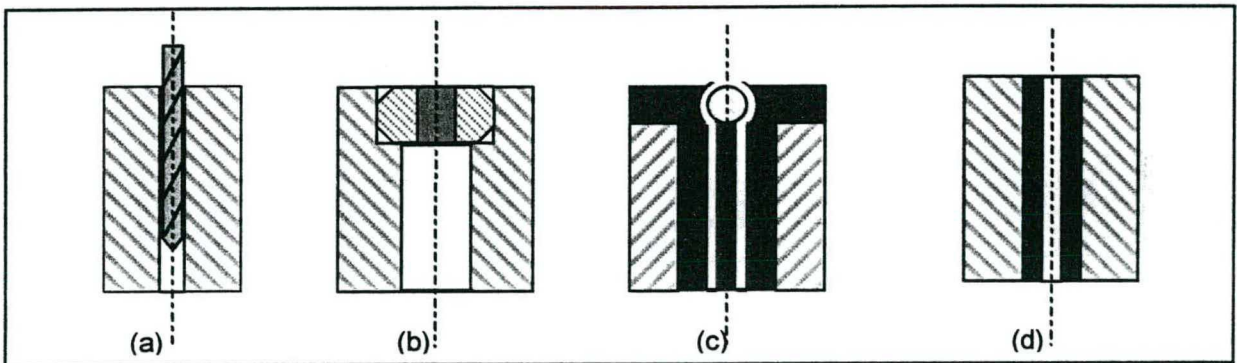


Figura 3.15 – Formas de fabricação dos restritores do tipo orifício.

Todos estes processos permitem a obtenção de restritores de fluxo com diferentes características e relação custo/benefício.

No desenvolvimento deste trabalho optou-se pela utilização de restritores fabricados por moldagem parcial, metodologia desenvolvida por Muller [100]. Esta é constituída pelos seguintes passos:

- fabricação dos incertos metálico, com furo interno equilátero a no mínimo duas vezes ao diâmetros definido para o restritor;
- introdução de fios de *nylon* com o diâmetro equivalente ao do restritor (calculado previamente no dimensionamento do mancal);
- preenchimento do espaço entre furo central com o fio de *nylon* com resina de poliéster;
- remoção, após a cura da resina, do fio de *nylon*;
- limpeza do furo resultante por ultra-som (figura 4.16).

Este método permite uma redução de custos e dispensa a necessidade do uso de máquinas especiais para a fabricação dos restritores [19,100,101].

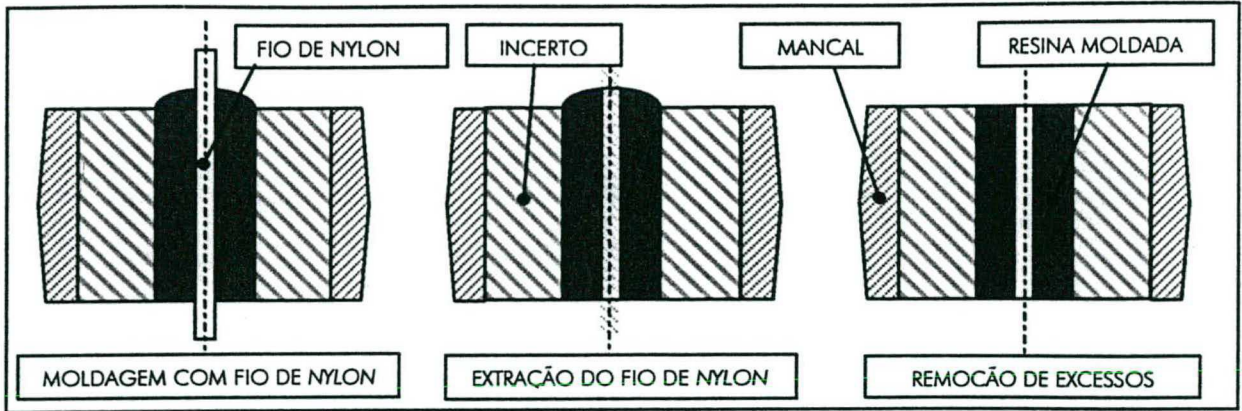


Figura 3.16 – Seqüência de fabricação dos restritores de fluxo por moldagem parcial.

Após fabricados os incertos são montados por interferência nas posições pré-determinadas nos mancais, sendo a seguir brunidos com arcomprimido para evitar o fechamento dos mesmos. O brunimento serve ainda para que a face superior do restritor (incerto) seja ajustada a superfície do mancal, de forma que os dois tenham a mesma curvatura, sem ressaltos ou rebaixos.

3.4.3. MONTAGEM DAS GUIAS LINEARES

O principal cuidado tomado na montagem das guias foi no sentido de minimizar os erros de paralelismo entre os eixos e manter o perpendicularismo entre estes e as estruturas de suporte dentro dos limites estabelecidos em projeto, conforme a figura 3.17. Por suas características geométricas, a montagem dos eixos foi realizada juntamente com os mancais, visando realizar o nivelamento e o paralelismo.

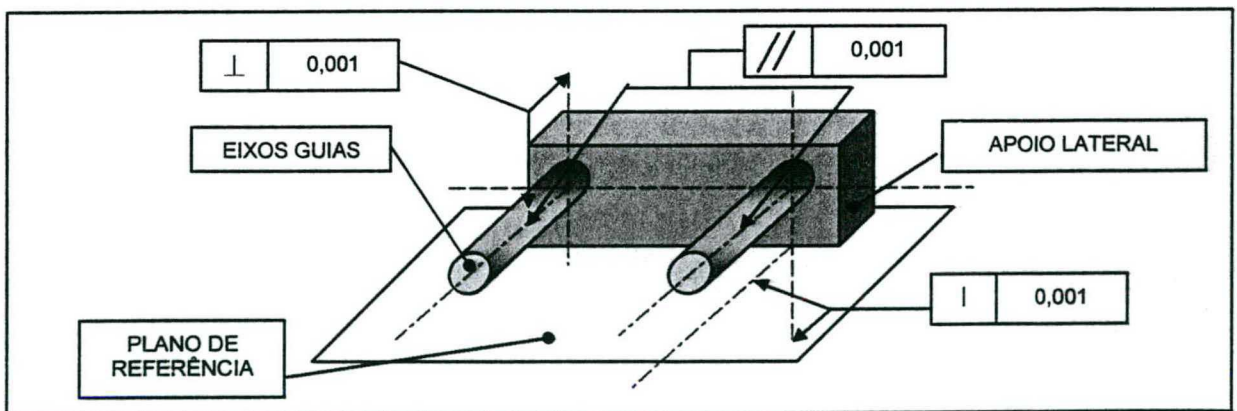


Figura 3.17 – Erros de montagem nos eixos guias.

Após o nivelamento dos eixos-guias, foi procedido o ajuste dos mancais através de lapidação fina contra as guias. Posteriormente os mancais foram alinhados para proporcionar a montagem das placas de união entre os mesmos, conforme a figura 3.18.

As faces superiores das placas de união entre os mancais da guia Z forneceram a superfície de referência para a montagem da estrutura do eixo X.

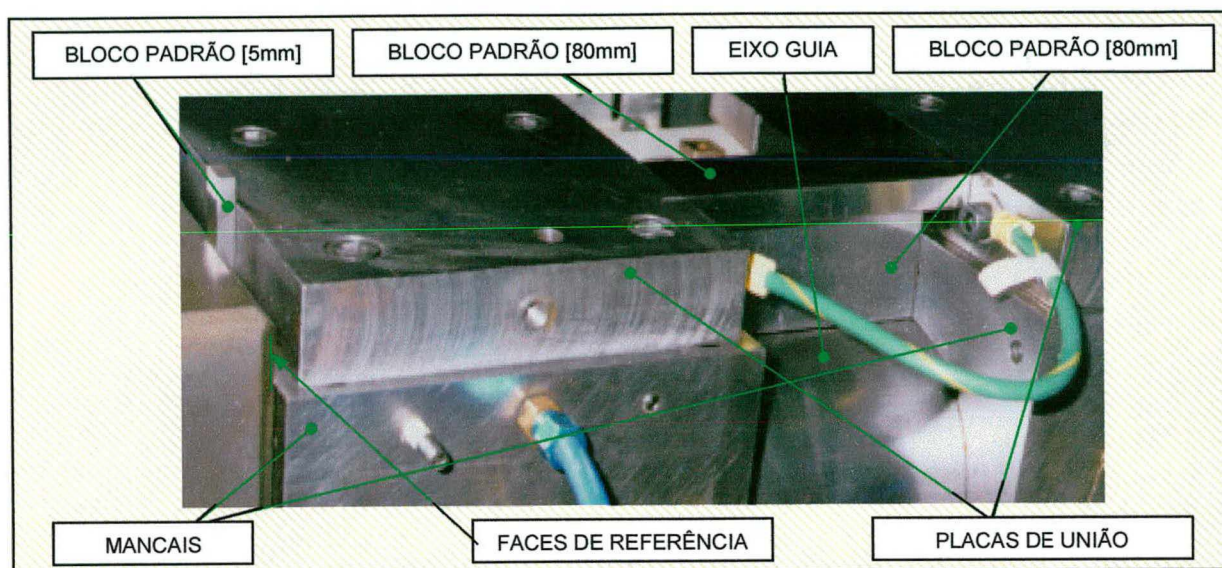


Figura 3.18 – Detalhe do alinhamento dos mancais.

3.5. ESPECIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO DE POSIÇÃO

O conceito no desenvolvimento de máquinas-ferramentas de ultraprecisão em voga atualmente recomenda que o sistema de medição de posição seja desvinculado da estrutura da máquina. Esta separação se dá pelo desenvolvimento de uma estrutura à parte para o sistema de medição denominada de *Metrological Frame*, ou estrutura metrológica. A adoção de estruturas metrológicas em máquinas de ultraprecisão permite que o sistema de medição fique imune a deformações dimensionais geradas na estrutura (base) quando em processo. Em função dos custos e da complexidade de projeto deste tipo de estrutura, sua adoção no desenvolvimento do protótipo não é possível.

O sistema de posição ou sistema de realimentação de posição tem por função prover informações em tempo real para a eletrônica de controle. Segundo o projeto, ambos os eixos (Z e X) serão providos de dupla realimentação na malha de controle, uma destinada ao controle de macro-deslocamentos, ou até $0,1\mu\text{m}$, e outro destinada ao controle de microdeslocamentos, inferiores a $0,1\mu\text{m}$ [68,69,70,71].

Desta forma, foram selecionados três tipos de sistemas de posicionamento capazes de realizar as duas funções de forma distintas: dois para um posicionamento grosseiro na ordem de 1 a $0,1\mu\text{m}$; e outro destinado ao posicionamento fino, ou seja de 0,1 a $0,05\mu\text{m}$, ou menor. Suas características são apresentadas na seqüência.

3.5.1. LASER INTERFEROMÉTRICO

A medição por sistema de laser interferométrico para utilização em máquinas-ferramentas deve apresentar as seguintes características:

- resolução compatível com a desejada;
- velocidade de leitura compatível com as velocidades de deslocamento da máquina;
- estabilidade térmica e dinâmica;
- confiabilidade;
- outras listadas no capítulo 3.

Por regra, a resolução de um sistema de medição deve ser de uma ordem de 5 a 10 vezes menor do que a resolução do sistema a ser medido. Em casos excepcionais admite-se uma resolução duas vezes menor [74].

Para o protótipo em desenvolvimento foi selecionado um laser interferométrico baseado no princípio de dupla interferometria de Michelson [75], conforme a figura 3.19. Suas principais características são:

- Tipo : Diodo laser (Ga Al As).
- Comprimento de onda : $770 < \lambda < 790$ nm.
- Estabilidade do feixe : $\Delta\lambda_0 / \Delta\lambda_1 = 10^{-6}$.
- Potência : 0,5 mW.
- Faixa de operação (FO) : 1000 mm.
- Resolução : 1,54 nm.
- Compensação : temperatura, pressão atmosférica e umidade relativa.
- Velocidade máxima : 12 m/min.

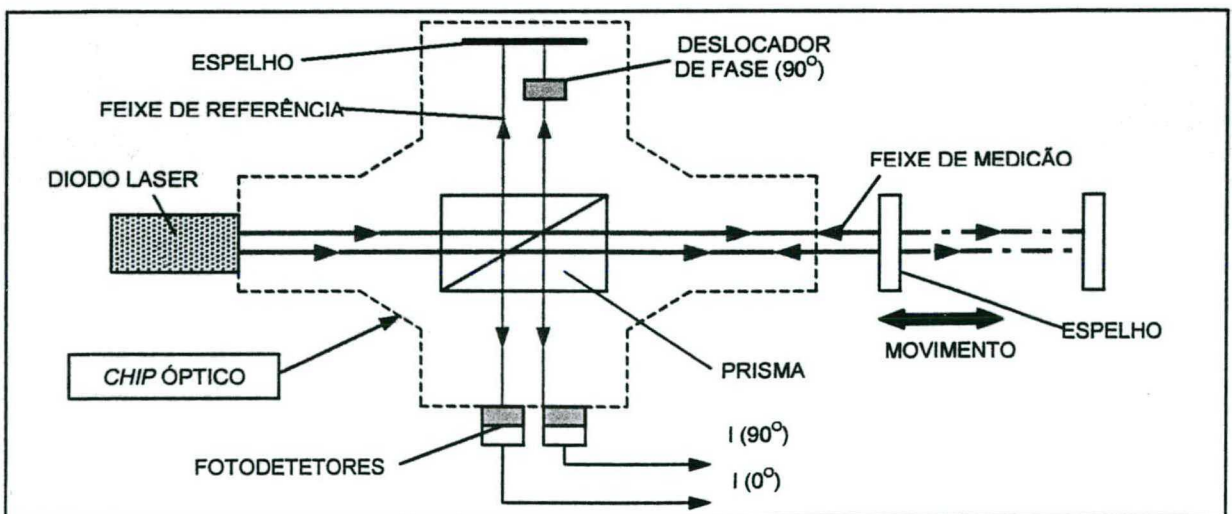


Figura 3.19 – Princípio de funcionamento do laser interferométrico [75].

A ajustagem do laser exigiu o desenvolvimento de dois sistemas, cada qual com quatro graus de liberdade, sendo um destinado a servir de suporte do próprio emissor e outro para fixação do refletor (figura 3.20). Estes dois sistemas de ajustagem permitiram que se obtivesse um perfeito alinhamento do feixe, minimizando o erro de cosseno entre o eixo do movimento e o eixo de medição.

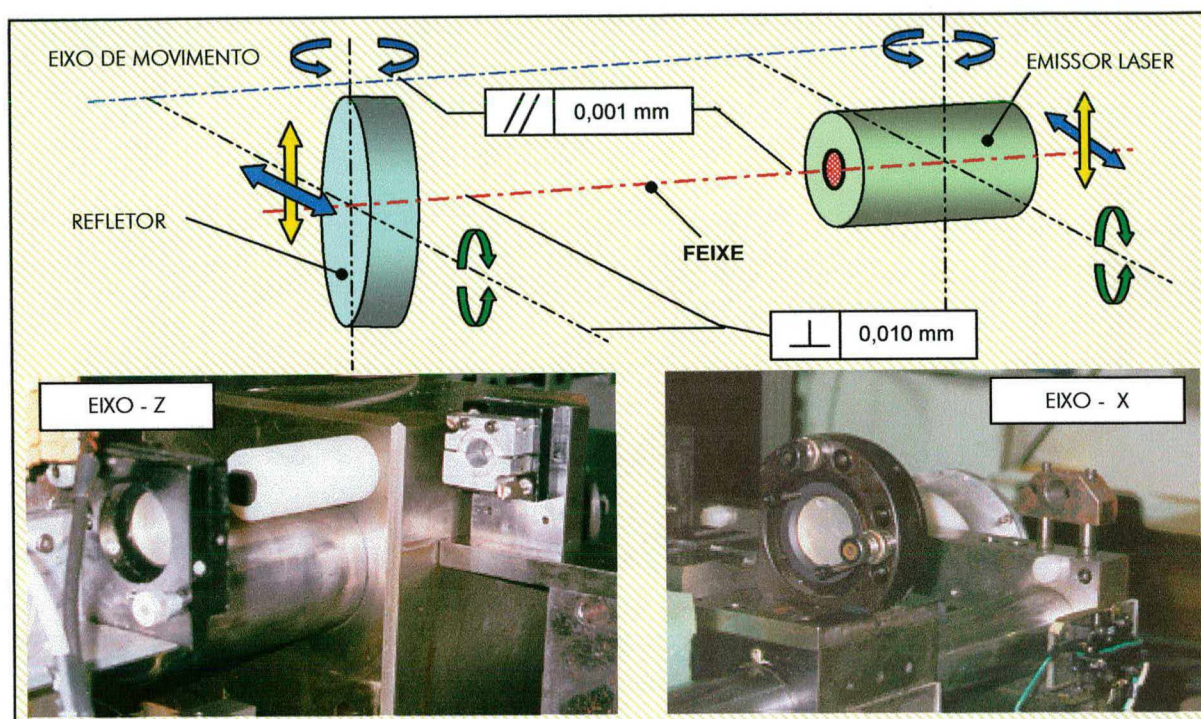


Figura 3.20 - Considerações sobre montagem e alinhamento dos emissores laser.

3.5.2. ENCODER LINEAR

As definições levantadas no projeto conceitual recomendam que ambos os eixos tenham uma resolução básica de $0,1 \mu\text{m}$. Os encoders lineares ou régua óptica de uso corrente apresentam uma resolução básica de $20 \mu\text{m}$, extensível até $1 \mu\text{m}$ por meios eletrônicos na unidade de tratamento de sinal (UTS). Para resoluções submicrométricas, os encoders lineares podem ser fornecidos em duas configurações [187,188,189]:

- expostos ou abertos;
- selados ou fechados.

Apesar de uma montagem mais simples e uma melhor proteção contra ação do meio ambiente, os sistemas fechados apresentam uma menor precisão, menor velocidade de deslocamento e atrito. Os fatores precisão e atrito são requisitos do projeto e a necessidade de deslocamento suave nos carros das guias é dominante. A suavidade de movimento

proporcionada pelas guias aerostáticas, associada a um ambiente virtualmente livre de contaminantes, tais como poeiras, óleos, cavacos e fluido de corte, permite a seleção de um sistema aberto para régua óptica [187,188,189]. O uso de um sistema aberto mantém a condição de não-contato entre a parte móvel (carros) e a estrutura da máquina.

A seleção foi realizada em função da resolução final do sistema constituído por régua e unidade de tratamento de sinal. Assim, a opção recaiu em um encoder linear óptico-eletrônico aberto com resolução mínima final de 50 nm e curso útil mínimo de 400 mm, sendo o mesmo descrito no anéxo 6.

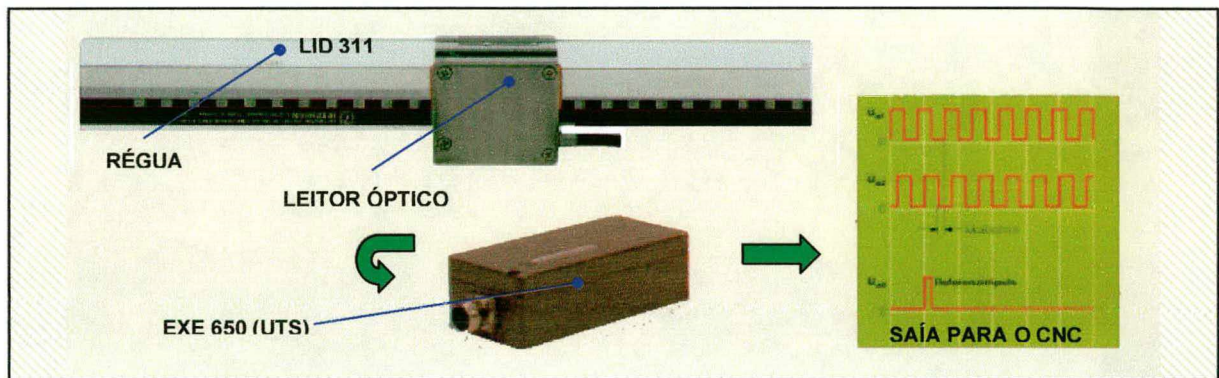


Figura 3.21 – Elementos constituintes do encoder linear [70].

Seu funcionamento está baseado no princípio de medição fotoelétrica ou óptica de Moiré, no qual, se uma escala de vidro transparente transportando marcas opacas de mesma espessura e igualmente espaçadas (com relação espessura/espacamento igual a 1) for confrontada com um padrão idêntico colocado de forma praticamente paralela, os padrões de sombra a serem observados serão de Moiré. Os padrões de Moiré são muito similares aos de interferência. Havendo um movimento relativo entre os padrões, poderão ser observadas flutuações periódicas no brilho. Estas flutuações podem ser captadas por fotodetetores e convertidas em sinais elétricos, conforme a figura 3.22 [58,59,70].

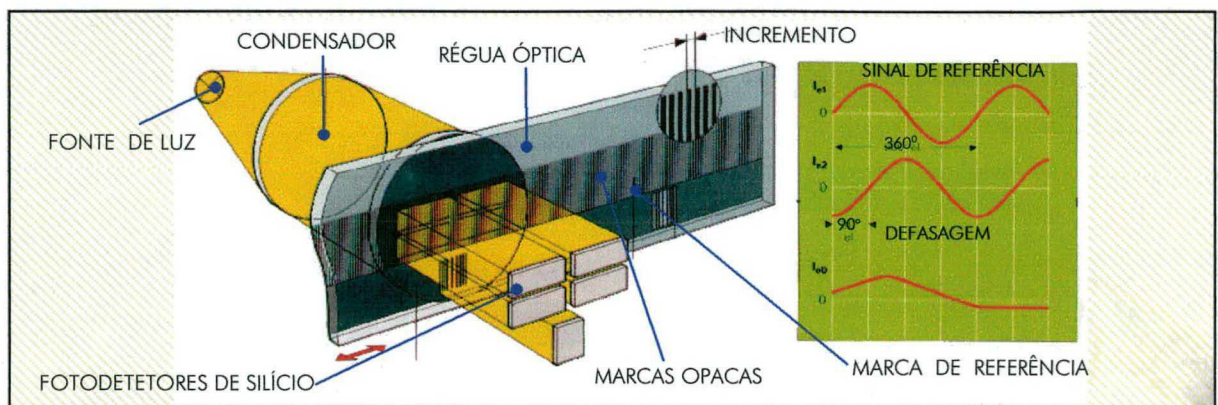


Figura 3.22 – Princípio de funcionamento do encoder linear [70].

A montagem do encoder linear foi realizada conforme as recomendações do fabricante e a figura 3.23 apresenta uma visão geral da montagem do encoder linear no carro Z.

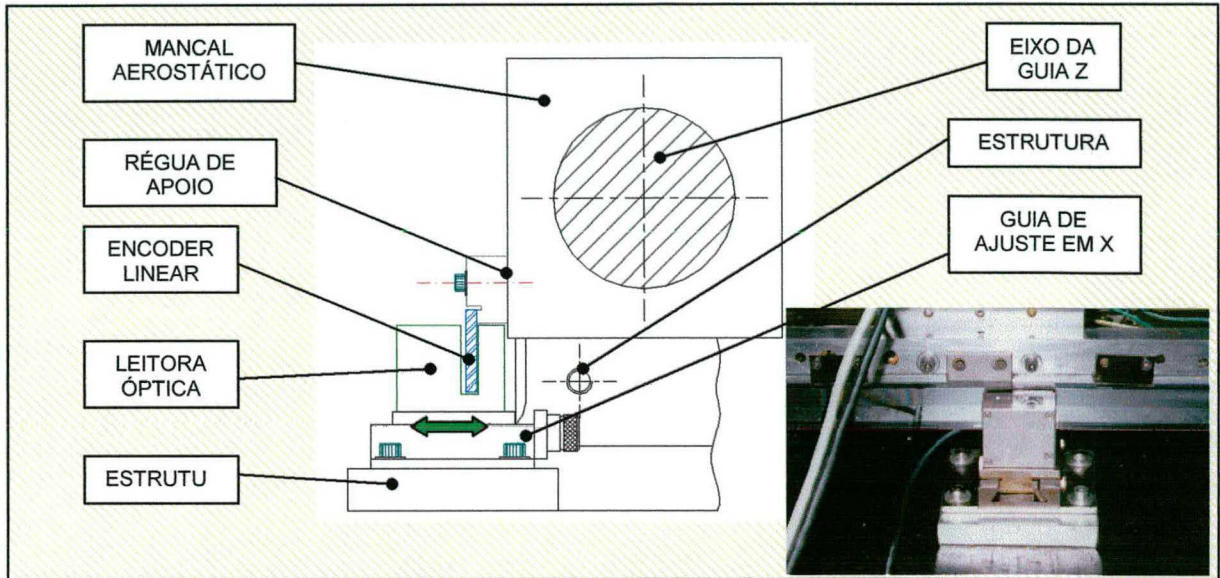


Figura 3.23 – Vista geral da Montagem do encoder do eixo Z.

3.5.2. ENCODER ANGULAR

A seleção de um encoder angular segue os mesmos requisitos apresentados para o encoder linear. Braasch [190] e Hagl [191] apresentam considerações quanto ao uso da solução motor rotativo / fuso de esferas / encoder angular como solução de movimento para máquinas. Hagl [191] sugere que o uso de encoders expostos, operando em conjunto com motores abertos, permite a obtenção de precisões maiores, pois dispensam a necessidade de acoplamentos e elementos de transferência (ex.: correias, transmissões por engrenagem) que introduzem erros no processo.

A precisão de encoders angulares e rotativos é definida primariamente pelo desvio de posição em uma volta, assim como no período de um sinal. O desvio de posição de encoders modulares (fechados) em uma revolução é influenciado principalmente pela excentricidade radial da anel graduado com relação à leitora óptica e pelos erros de graduação na escala. Apesar de mais precisos, os encoders rotativos abertos apresentam custos bem mais elevados do que seus similares fechados.

A definição de um transdutor de posição baseado em encoder angular, para sistema de realimentação de posição composto por motor e fuso, foi realizada em função do menor deslocamento que se deseja obter, e pode ser calculado pela equação 3.13:

$$R_d = P_f / R_e. \quad (3.13)$$

Onde: R_d = resolução de deslocamento;

P_f = passo do fuso;

R_e = resolução do encoder.

A resolução desejada para o eixo "X" foi definida em 10 nm (0,00001 mm), o que, combinado com um fuso de passo 2 mm/ver., nos leva a um encoder com resolução mínima de 200.000 div./rev.

A escolha recaiu sobre um encoder óptico-eletrônico, cujo o princípio de funcionamento é idêntico ao do encoder linear apresentado no item anterior. O encoder conta com uma resolução de 25.920 div./rev., a qual é ampliada 25 vezes na unidade de tratamento de sinal, o que eleva a resolução final para 648.000 div./rev., valor este que permitiu calcular a resolução teórica de deslocamento (R_d) em 3,1 nm ($3,1 \times 10^{-6}$ mm). A figura 3.24 apresenta o encoder e sua unidade de tratamento de sinal, sendo que suas características são apresentadas no anexo 7.



Figura 3.24 – Encoder angular Rod 800 [69,70].

Devido à sua forma construtiva, o encoder angular não pode ser fixado no fuso de esferas de forma direta, do mesmo modo que o motor de torque. Apesar dos critérios de montagem terem sido realizados de forma a minimizar os efeitos de desalinhamentos entre fuso e encoder, a eliminação do mesmo é impossível, sendo necessária a introdução de um acoplamento tipo fole entre ambos.

Respeitando os limites de compensação do acoplamento, a montagem foi realizada de forma a limitar o erro de giro do eixo do encoder a valores inferiores a 0,1 mm, sendo que a figura 3.25 apresenta uma visão da montagem do encoder angular no eixo X.

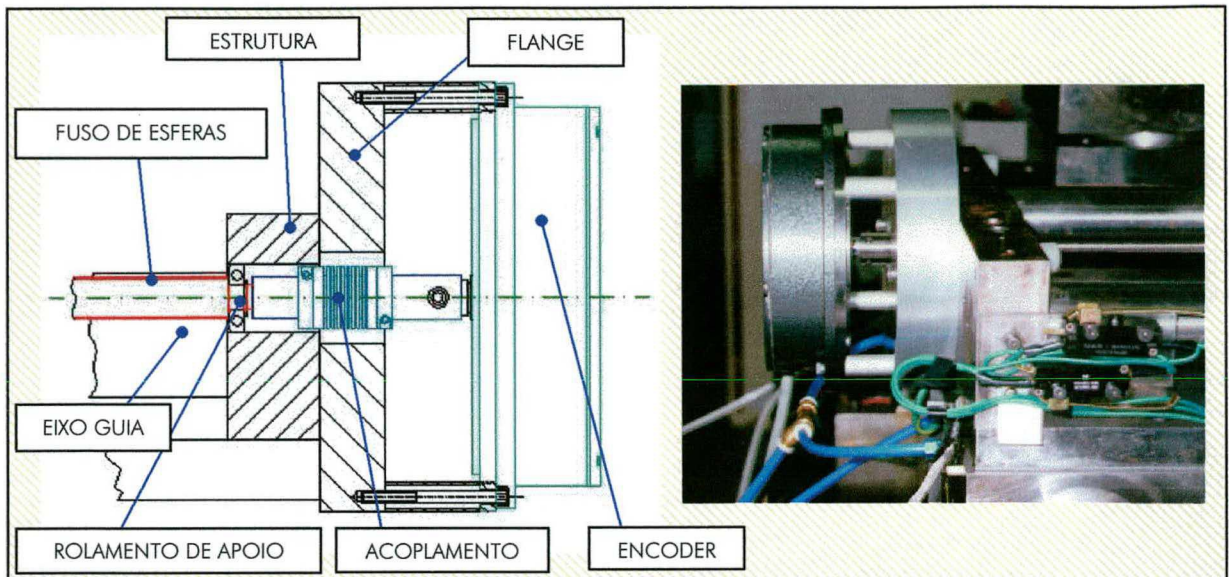


Figura 3.25 - Montagem do encoder angular no eixo X.

3.6. ESPECIFICAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLE

As necessidades levantadas no projeto conceitual apresentaram as principais formas geométricas que serão usinadas, o que, agregado a outros parâmetros, permitiu a definição dos requisitos básicos para a seleção do comando numérico. Estes requisitos são apresentados como:

- capacidade de acionar até quatro eixos sincronizados simultaneamente;
- capacidade de controlar até 10 parâmetros da planta, como, por exemplo,
 - ◇ pressão do ar;
 - ◇ dispositivos de segurança;
 - ◇ nível de vibrações, etc.;
- possibilidade de alteração e implementação de estratégias de controle;
- facilidade de interfaceamento com o sistema de realimentação da malha;
- capacidade de compensação de erros diretamente no *hardware*;
- capacidade de programação via códigos G (ISO).

Desta forma, o sistema de controle empregado no protótipo foi projetado em cima de um CNC de arquitetura aberta baseado em um módulo de controle de movimento DSP, hospedeiro em um computador pessoal. O sistema processa as referências de posição através de um algoritmo de controle e tem a função de fazer com que a posição atual do motor seja igual à posição comandada. O CNC é capaz de controlar simultaneamente até oito (08) graus de liberdade mecânicos seqüencialmente, processar programas NC e supervisionar informações coletadas na planta.

A figura 3.26 apresenta o fluxo de sinal entre o módulo CNC-DSP e os eixos Z-X do protótipo, bem como as funções principais da placa de controle. Quando o programa de movimentação, inserido pelo usuário, é executado, uma posição de referência é enviada ao algoritmo de controle. Este também recebe a posição atual, medida pelo sensor de posição. Baseado na diferença entre estes dois valores (erro), o algoritmo de controle irá calcular o valor de comando para aquele eixo.

O programa de movimentação fornece a posição de referência, à medida que for executado. É função do algoritmo de controle fazer com que a posição atual seja igual à de referência. Isto somente ocorrerá quando os parâmetros de controle forem corretamente calculados e implementados.

Durante todo o tempo de movimentação um programa CLP, inserido pelo programador do sistema, irá supervisionar a pressão de alimentação dos mancais aerostáticos, as chaves de fim de curso e o sinal de emergência. O programa CLP irá desabilitar os servomotores, caso isso seja necessário.

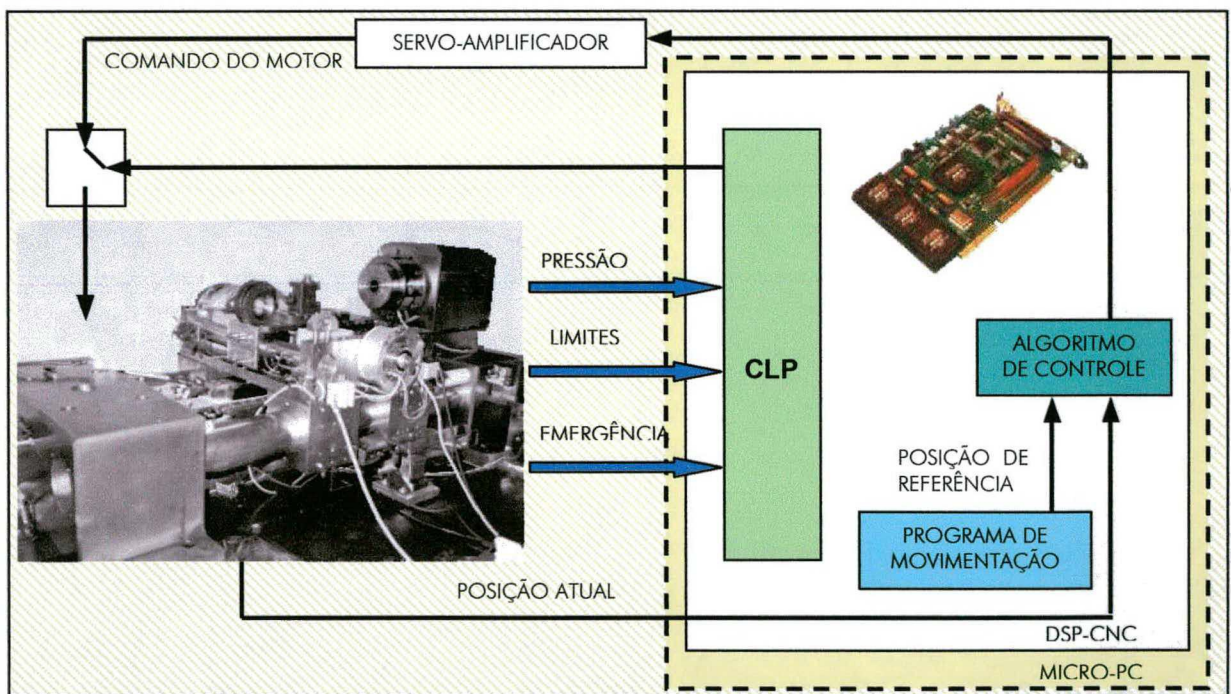


Figura 3.26 – O sistema de controle [80].

3.7. ÁRVORE PRINCIPAL

A árvore foi implementada utilizando-se um mancal aerostático tipo YATES da *Professional Instruments* modelo 4R BLOCK-HEAD® [161] acionado por um motor CC sem contato (*brushless*) Pacific Scientific RH24, sendo as características de ambos apresentadas respectivamente nos anexos 8 e 9.

A escolha pela utilização de um mancal pronto, ao invés do desenvolvimento de um mancal próprio, foi realizada em função da excelente precisão de giro do PI 4R, além de sua disponibilidade para pronto uso.

A seleção do motor foi realizada em função da velocidade de rotação máxima, de suas características de torque e da possibilidade de realizar movimentos controlados (indexados), além de seguidas recomendações apresentadas no projeto conceitual, para suavidade de movimento.

A literatura mostra que, em usinagem de ultraprecisão, as forças de corte são na ordem de frações Newtons, assim como as velocidades de corte não tendem a ser um fator decisivo no resultado final [6,7,8,9,19,40,42,44,48]. A prática corrente está em limitar a rotação da árvore principal em cerca de 2.000 rpm, como forma de reduzir a influência de vibrações decorrentes de desbalanceamentos e geração de calor nos motores. A figura 3.27 apresenta uma visão da montagem da árvore.

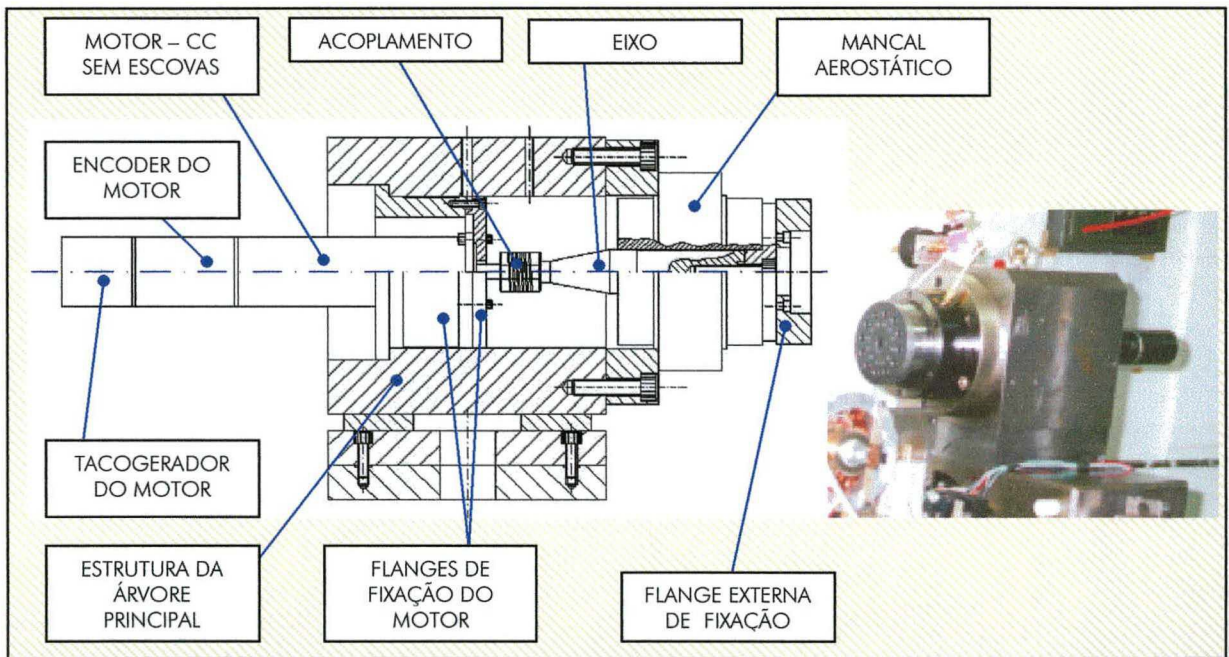


Figura 3.27 – Montagem da árvore principal.

3.8. SENSORES DE FIM DE CURSO

Os sensores de fim de curso foram apresentados de duas formas:

- uma visando cessar o movimento sem perda dos dados de referência;
- outra promovendo uma parada total e desligamento de todos os sistemas.

Sua implementação foi feita em pares seqüenciados com intervalo de atuação de cerca de 5 mm de deslocamento entre ambos, conforme o esquema apresentado na figura 3.28.

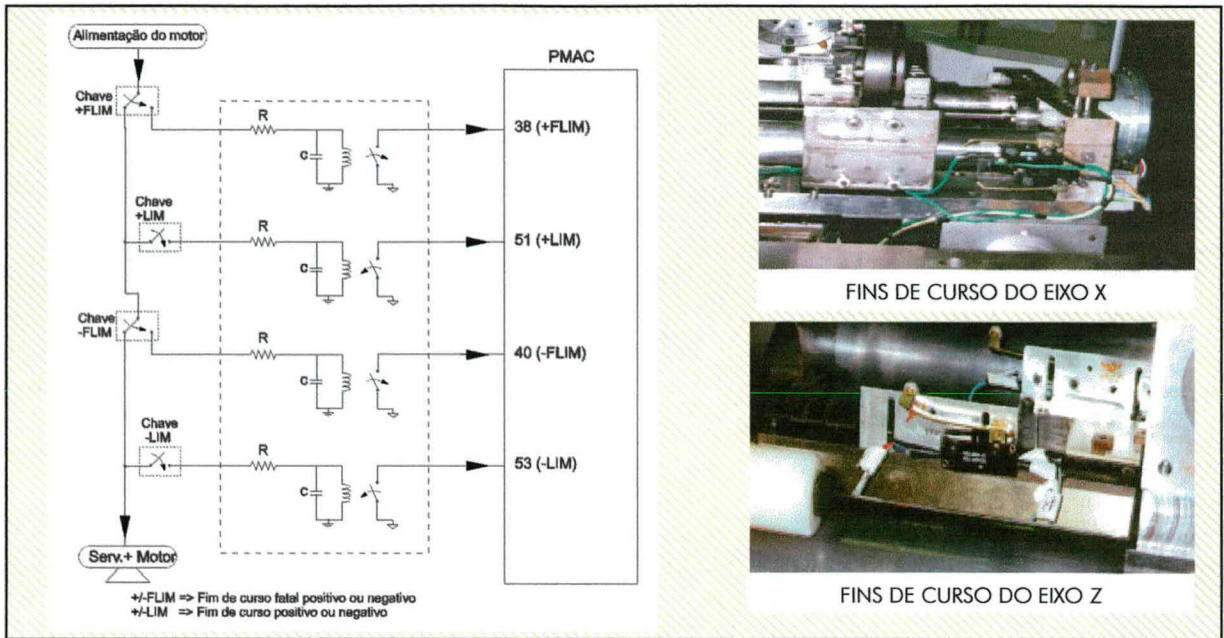


Figura 3.28 – Esquema de montagem dos sensores de fim de curso [79].

3.9. SISTEMA DE AR COMPRIMIDO

Os mancais aerostáticos apresentam, como requisito de funcionamento, ar comprimido limpo e seco. Por limpo entende-se que o tamanho de partícula admissível deve ser inferior a $1\mu\text{m}$, e por seco, que o suprimento de ar comprimido seja isento de umidade e óleo. Estes requisitos são necessários, em função da folga de trabalho nos mancais aerostáticos estar entre 5 e $50\mu\text{m}$, onde partículas ou gotículas de líquidos podem levar ao travamento do mancal. O sistema de ar comprimido é apresentado na figura 3.29.

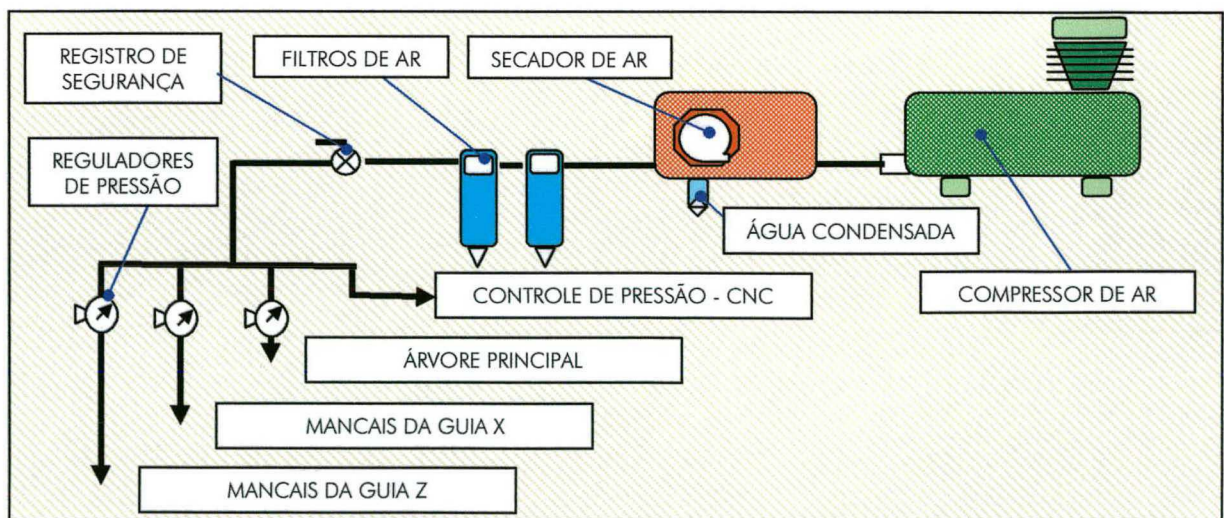


Figura 3.29 – Descrição do sistema de ar comprimido.

3.10. SISTEMA DE CONTROLE AMBIENTAL

O objetivo de se estabelecer um controle ambiental foi determinado pelos efeitos das variações de temperatura sobre a máquina. O primeiro passo foi desenvolver um *layout* do ambiente. Neste foram listados todos os elementos constituintes da sala onde montou-se o protótipo e analisadas as principais fontes geradoras de calor. As principais fontes de calor detectadas, por ordem de importância, foram:

- estabilizador de tensão;
- unidade de eletrônica de potência;
- os computadores pessoais (auxiliar e CNC);
- os motores de acionamento dos eixos e árvore;
- iluminação do ambiente.

Com base nestas informações a sala foi dividida em três ambientes, cada qual com seu próprio sensor de temperatura. Os dutos de ar-condicionado foram orientados no sentido de proporcionar a maior vazão sobre o ambiente onde se encontram a máquina-protótipo e seus periféricos (unidade de eletrônica de potência, estabilizador e micro-CNC), conforme a figura 3.30.

A temperatura é controlada por meio de um CLP programado para proporcionar maior, ou menor, vazão de ar condicionado sobre o ambiente com maior variação de temperatura, de forma a mantê-la em $20 \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ em qualquer ponto da sala.

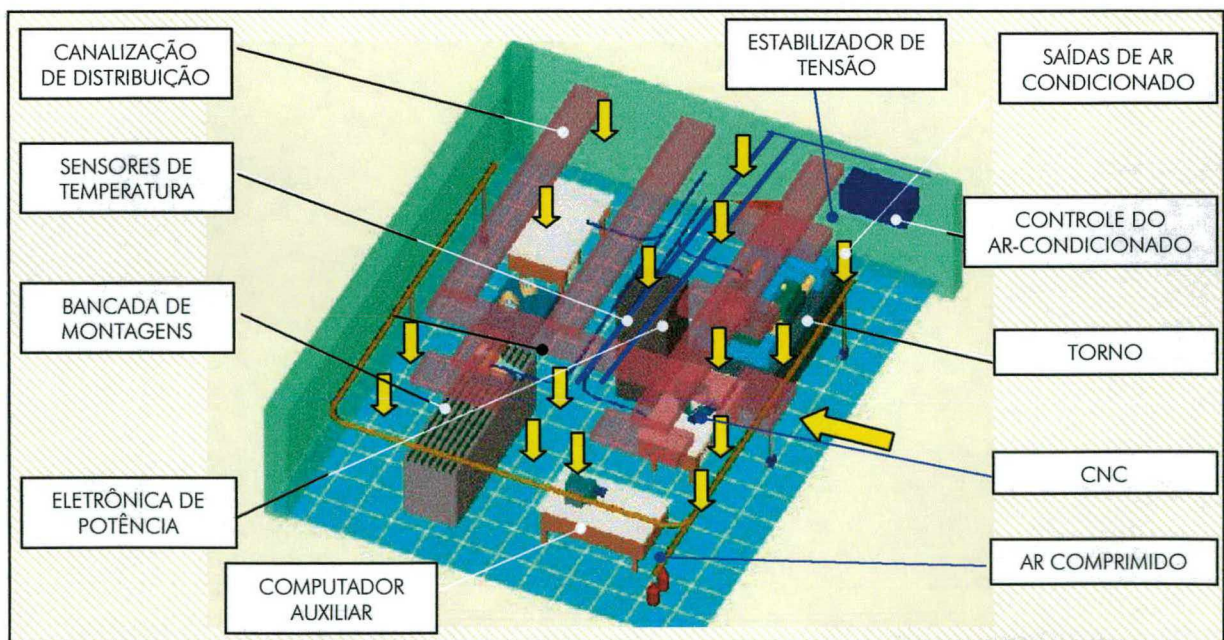


Figura 3.30 - *Layout* do ambiente e configuração dos dutos de climatização [175].

3.11. CONCLUSÕES

Ao longo da implementação algumas soluções foram testadas, sendo incorporadas ou descartadas durante o desenvolvimento. A disponibilidade de recursos, fornecedores de equipamentos e a possibilidade de utilização imediata de alguns elementos proporcionaram muitas modificações e adaptações às necessidades levantadas na fase conceitual. Por se tratar de um protótipo, muitos elementos foram selecionados em função do custo e de sua funcionalidade.

A figura 3.31 apresenta uma visão geral do protótipo, sendo que o anexo 10 apresenta as vistas do projeto detalhado do protótipo.

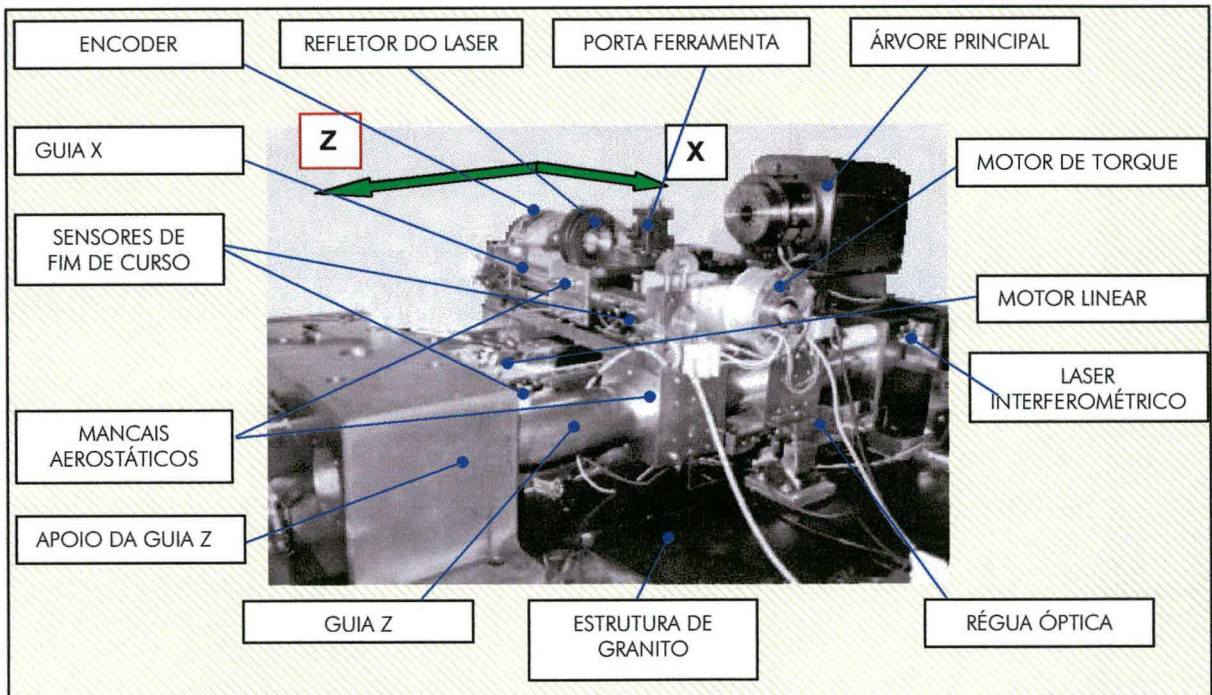


Figura 3.31 – Visão geral do protótipo.

CAPÍTULO 4

TÉCNICAS DE CONTROLE

Este capítulo pretende-se apresentar uma visão geral de técnicas de controle, não sendo objetivo deste trabalho o desenvolvimento do sistema de controle e da estratégia de controle em si. A eletrônica de controle e a técnica de controle associadas a este projeto são temas de trabalho paralelo, em desenvolvimento pela Eng^a. Gilva Altair Rossi de Jesus, não sendo de nosso interesse o aprofundamento neste tema.

O desenvolvimento do torno-protótipo foi realizado no âmbito do projeto mecânico, e de todos os sistemas ópticos/eletrônicos que o compõe, sendo que este trabalho forneceu os subsídios necessários para a interface da eletrônica e óptica/mecânica as informações de projeto necessárias ao desenvolvimento dos modelos de controle.

4.1. REVISÃO SOBRE TEORIA DAS TÉCNICAS DE CONTROLE

O problema de controle pode ser definido de forma geral, como sendo a determinação de uma lei de controle que satisfaça um determinado critério de desempenho, mesmo diante de mudanças nas características do sistema ou de perturbações. Com este fim, diversas técnicas têm sido desenvolvidas, com diferentes níveis de resultados e grau de complexidade.

Sobre a óptica do projeto de máquinas-ferramentas, ou da engenharia em geral, é desejável que um sistema seja desenvolvido de forma a assegurar o melhor compromisso entre desempenho e complexidade.

Para máquinas-ferramentas ou sistemas destinados, à alta e ultraprecisão, as principais técnicas de controle utilizadas [79,80,81,82,84] são:

- controle de Modo Deslizante de Sistema de Estrutura Variável;
- controle Difuso;
- controle baseado em Redes Neurais;
- redes Neuro-Fuzzy;
- técnicas de Controle Adaptativas;
 - Escalonamento de Ganhos;
 - Modelo de Referência MRAC;
 - Auto-Ajustável;
 - Controlador PI-D Feedforward.

4.2. TÉCNICA DE CONTROLE APLICADA (O CONTROLADOR PID + FEEDFORWARD.)

A técnica de controle escolhida foi a de Controlador Realimentado do tipo Proporcional Integral - Derivativo (PI-D) FeedForward (FF), a qual já vem implementada na placa de controle numérico. A vantagem na utilização desta técnica reside no fato desta ter um ajuste fácil, desde que se possua um modelo matemático adequado. O controlador PI-D+FF é ajustado com base em um modelo matemático do sistema em malha aberta, consistindo das guias aerostáticas, do servomotor, do servoconversor e do sistema de medição. Este modelo é obtido através do método de identificação dos mínimos quadrados não recursivo, que utiliza dados medidos no sistema em malha aberta. Para isto, a planta em malha aberta é excitada com um sinal conhecido, e então a entrada (torque de referência) e saída (posição) são usados no algoritmo dos mínimos quadrados não recursivo, a fim de se determinar parâmetros do modelo matemático. A Figura 4.1 apresenta um diagrama esquemático do algoritmo de controle.

O ajuste dos parâmetros do controlador PID+FF foi realizado supondo que os parâmetros do FeedForward (FF), o ganho de velocidade K_w e o ganho de aceleração K_a são iguais a zero. Assim, os parâmetros de ajuste do PI-D (o ganho proporcional, K_p ; o ganho integral, k_i e o ganho derivativo, K_D) são feitos baseados no modelo desenvolvido e aplicando a técnica de posicionamento de pólos. Os pólos são escolhidos de forma que a resposta seja tão rápida quanto possível e sem sobre-sinal. Assim, o fator de amortecimento, ξ , dos pólos dominantes do sistema em malha fechada é escolhido igual a 0,9.

O controle FF é ajustado baseado na função-transferência do sistema, a qual já inclui o controlador PI-D. O ganho de aceleração do FF é ajustado de forma a se obter o mínimo de erro de seguimento para um sinal de entrada parabólico, e o parâmetro FF de velocidade é ajustado para se obter um mínimo de erro de seguimento para um sinal de entrada em rampa [20,79,80,81,82,84].

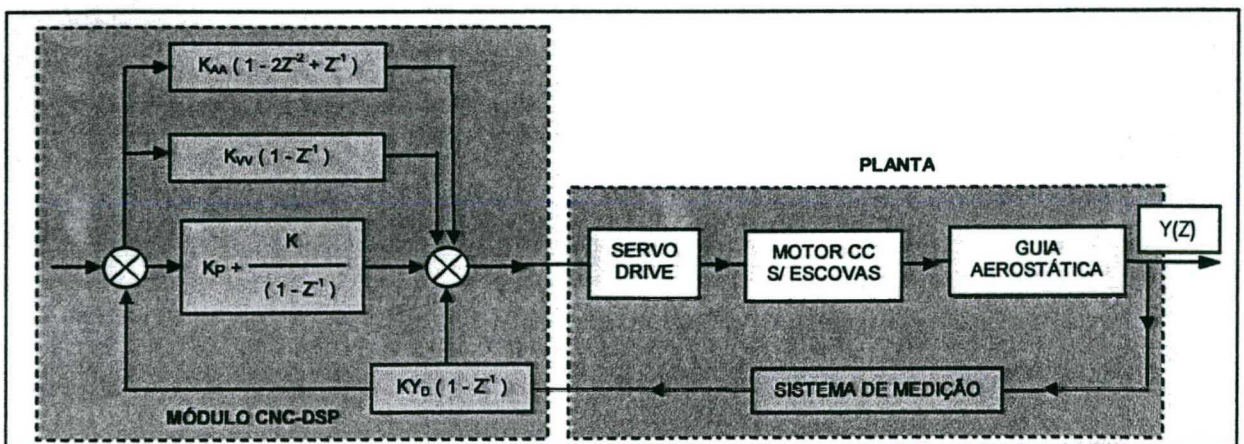


Figura 4.1 - Diagrama esquemático do sistema de controle PI-D+Feedforward [20].

4.3. AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLE

Utilizando um programa de teste NC para definir trajetórias, foram realizados ensaios de posicionamento, utilizando os recursos de aquisição de dados da própria placa de controle. Nestes ensaios, o carro da guia de interesse se movimenta com velocidades entre 0,1 e 100 mm/min, conforme os valores previamente calculados no item 4.3.1. Estes valores correspondem aos avanços normalmente utilizados em máquinas-ferramentas para usinagem de alta e ultraprecisão. Também foi verificado qual o menor incremento que cada um dos eixos é capaz de realizar.

O procedimento de ensaio constitui-se em mover o carro com deslocamentos e velocidades pré-determinadas, parar de três segundo, e seguir o nesta seqüência por três vezes no mesmo sentido, retornando na mesma seqüência ao ponto de partida. As taxas de avanço escolhidas para os ensaios foram:

- 1 mm/min.;
- 5 mm/min.;
- 10 mm/min.;
- 100 mm/min.

Os incrementos de deslocamento utilizados foram:

- 0,5 μm ;
- 1 μm ,
- 1 mm;
- 2 mm;
- 200 mm.

Este escalonamento de deslocamentos e avanços permitiu se definir o menor avanço, menor incremento, máximo avanço e resolução de cada um dos eixos coordenado do torno-protótipo. Os resultados permitirão a definição dos valores dos parâmetros para sincronização de movimento entre eixos, visto que ambos os eixos apresentam sistemas de realimentação de posição com diferentes características.

4.3.1. ENSAIOS DE POSICIONAMENTO DO EIXO Z

A figura 4.2 (a) apresenta, superpostos, as posições de referência e comandada. O erro definido como a diferença entre a posição de referência, comandada pelo CNC, e a real lida no sistema de medição, é apresentado na figura 4.2 (b).

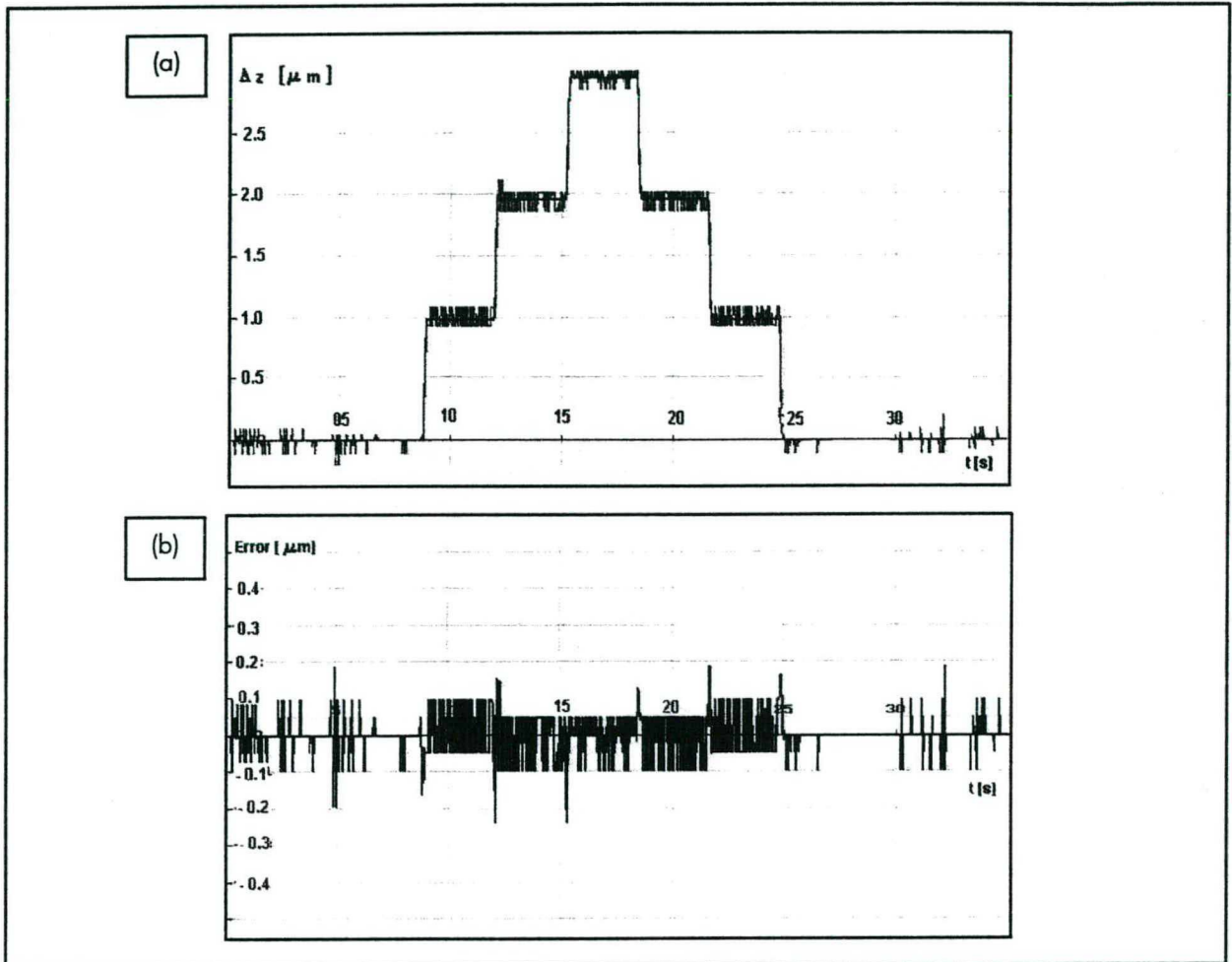


Figura 4.2 - Deslocamento de 1 μm com avanço de 1 mm/min.

Com base na figura 4.2 pode-se concluir que o erro médio de segmento está em torno de $\pm 0,1 \mu\text{m}$. Este valor é duas vezes a resolução do sistema de medição deste eixo ($0,05 \mu\text{m}$), o que significa que o erro está no limite do sistema de medição. Assim, como forma de atingir um erro menor, é necessário utilizar um sistema de medição com maior resolução.

As figuras 4.3 e 4.4 apresentam os resultados dos ensaios de posicionamento para o mesmo eixo, porém com deslocamentos de $0,5 \mu\text{m}$ e 1mm , e avanços de 1 e 5 mm/min respectivamente.

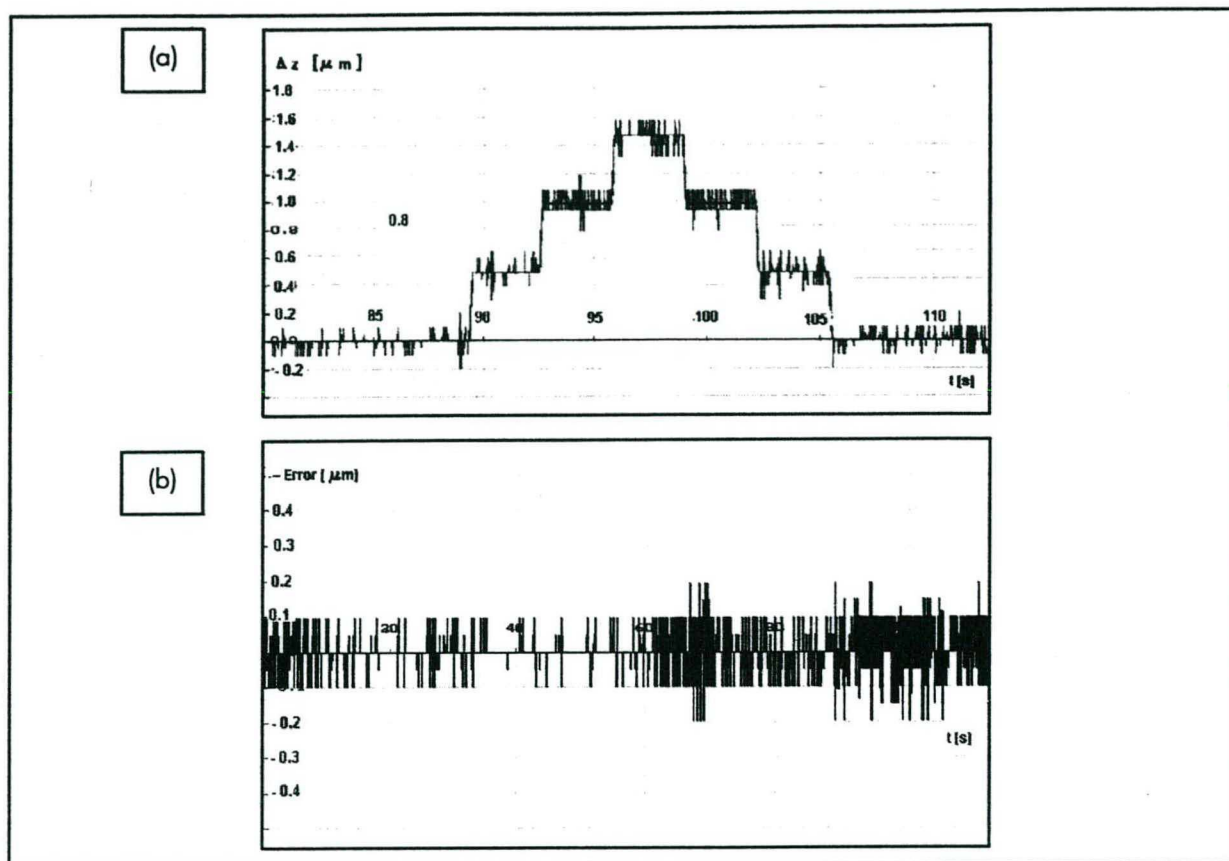


Figura 4.3 - Deslocamento de 0,5 μm com avanço de 1 mm/min.

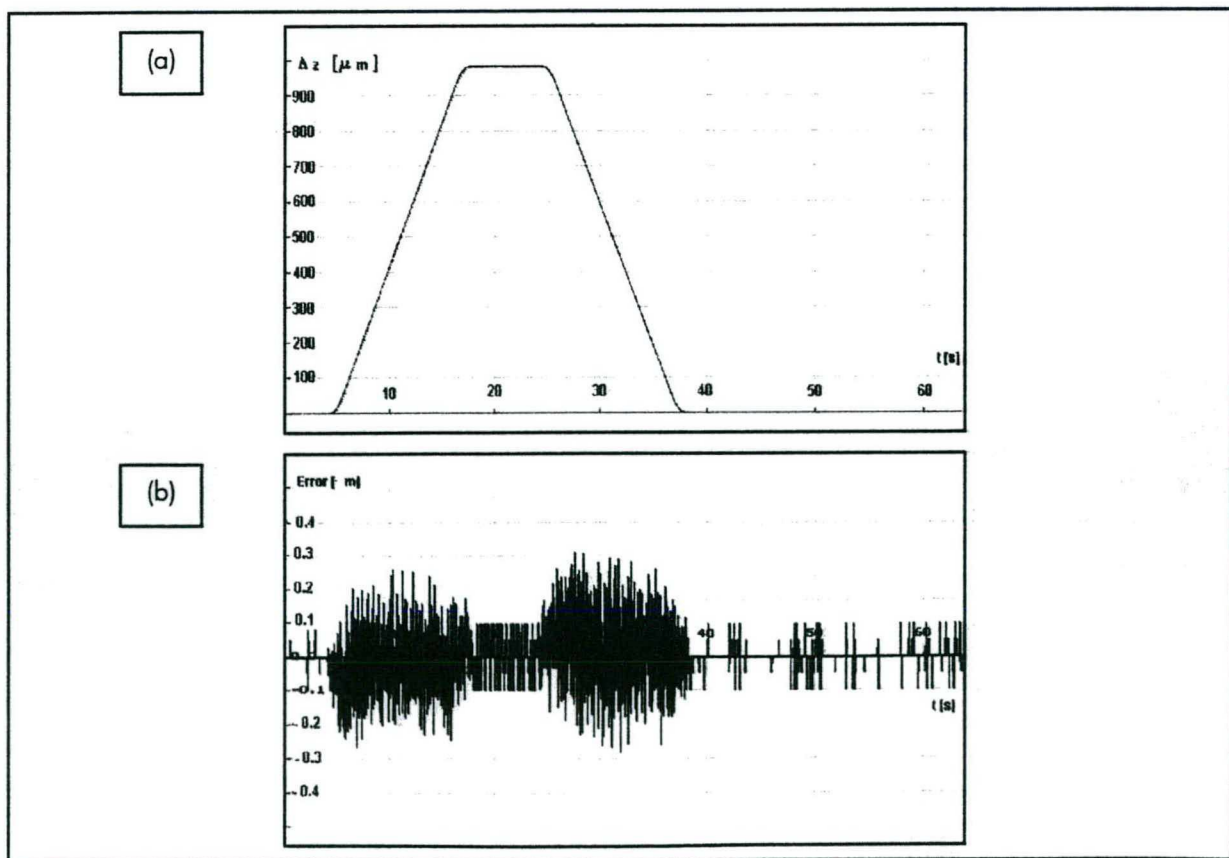


Figura 4.4 - Deslocamento de 1 mm com avanço de 5 mm/min.

As figuras 4.3 e 4.4 permitem observar que para deslocamentos de $0,5 \mu\text{m}$, e mesma velocidade de avanço (1 mm/min.), o erro de segmento permanece constante na faixa de $\pm 0,1 \mu\text{m}$. Para deslocamentos de 1 mm e velocidade de avanço mais elevadas (5 mm/min.), o erro de segmento obtido é maior, na ordem de $\pm 0,3 \mu\text{m}$. Assim pode-se concluir que:

- o erro está principalmente relacionado com a velocidade de deslocamento do carro;
- o erro de segmento sobre menor influência da velocidade quando esta é baixa;
- o conjunto é capaz de realizar deslocamentos submicrométricos;
- que a malha de controle é capaz de atuar sobre o sistema proporcionando um deslocamento suave;
- o erro de posicionamento estático (erro quando o posicionador pára) permanece em $\pm 0,1 \mu\text{m}$;
- o principal limitante para se obter deslocamentos inferiores a $0,5 \mu\text{m}$ é o sistema óptico/eletrônico de realimentação de medição.

4.3.2. ENSAIOS DE POSICIONAMENTO DO EIXO X

Apesar de apresentar sistemas de acionamento e realimentação de posição diferentes dos empregados no eixo Z, o procedimento experimental aplicado ao eixo X foi o mesmo. Sendo que os resultados obtidos são apresentados na seqüência.

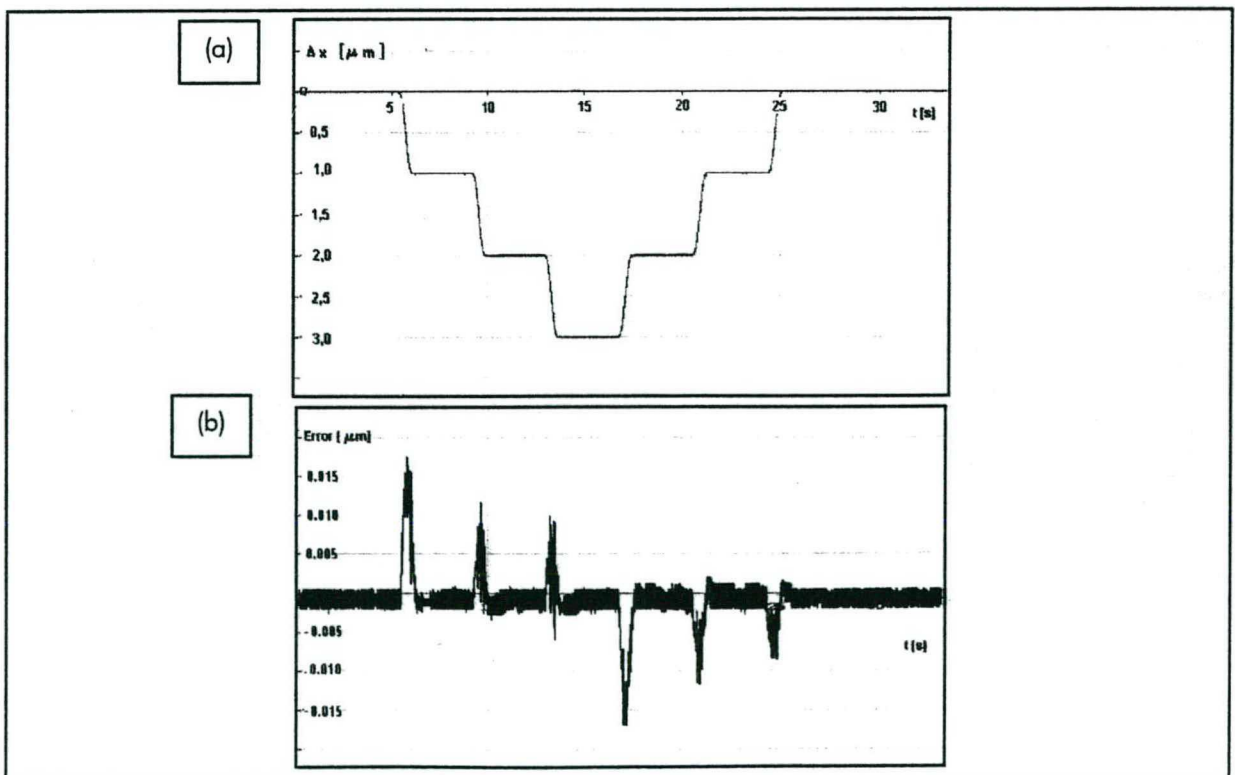


Figura 4.5 - Deslocamento de $1 \mu\text{m}$ com avanço de 1 mm/min.

Uma análise da figura 4.5 pode-se observar que o erro médio de seguimento é de ± 17 nm, e o erro de posicionamento é de 1,5 nm.

A figura 4.6 apresenta os resultados obtidos reduzindo-se o deslocamento para $0,5 \mu\text{m}$, com o mesmo avanço (1 mm/min.).

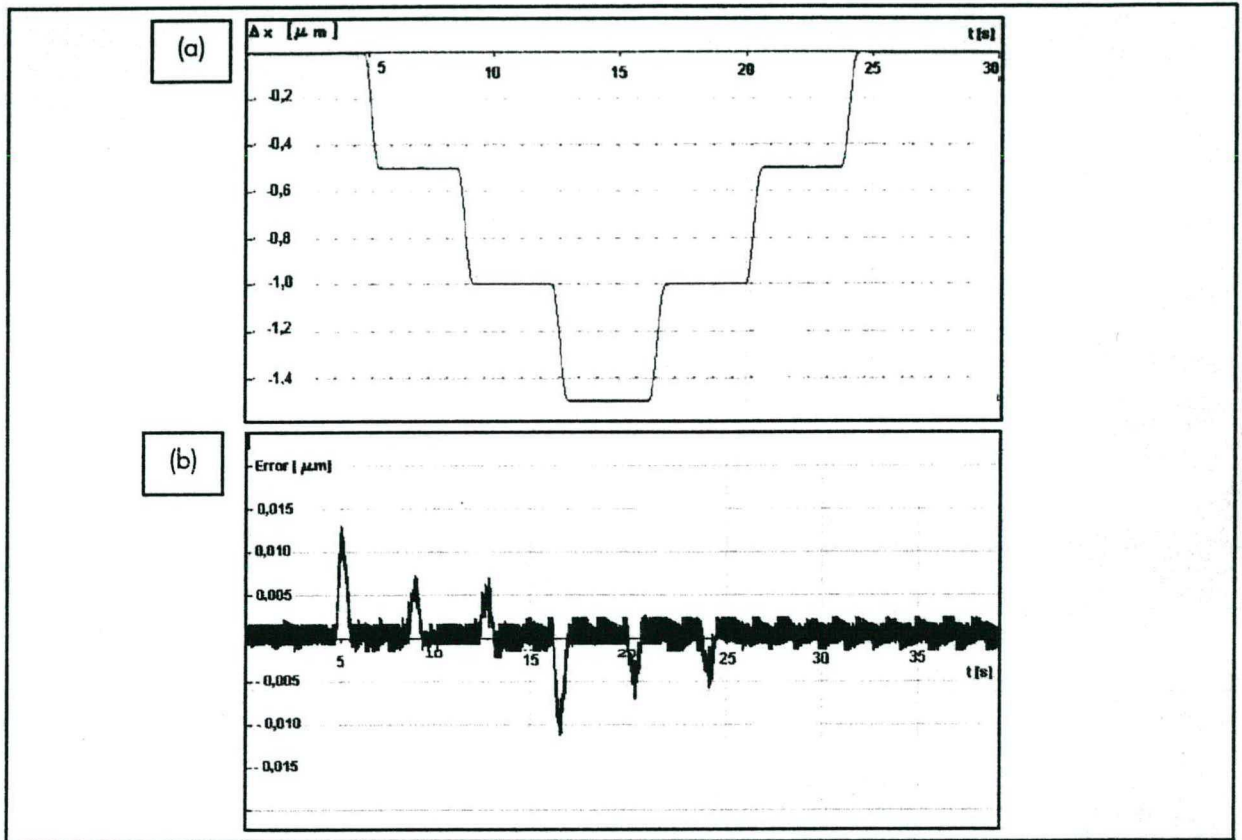


Figura 4.6 - Deslocamento de $0,5 \mu\text{m}$ com avanço de 1 mm/min.

Para deslocamentos $0,5 \mu\text{m}$, e mantida a velocidade de avanço em 1 mm/min. o erro de segmento atingido foi de 13 nm e o de posicionamento é de 1,5 nm.

A figura 4.7 apresenta uma variação do ensaio de posicionamento, onde ao invés de três ciclos de movimentação consecutivos em cada sentido, são realizados apenas dois. Os dois ciclos de movimentação, cada qual com 2 mm e avanço de 10 mm/min., são repetidos na direção reversa, onde o erro de segmento observado foi de ± 40 nm. Estes ensaios foram utilizados com o intuito de observar o comportamento do sistema durante o início e finalização do movimento, permitindo levantar o erro de partida e parada do eixo em análise.

Os gráficos da figura 4.8 apresentam os resultados obtidos para um ciclo de deslocamento único. Neste ensaio foram utilizados parâmetros de deslocamento de 120 mm com avanços de 100 mm/min, simulando um deslocamento rápido da máquina, ou seja com uma programação G00.

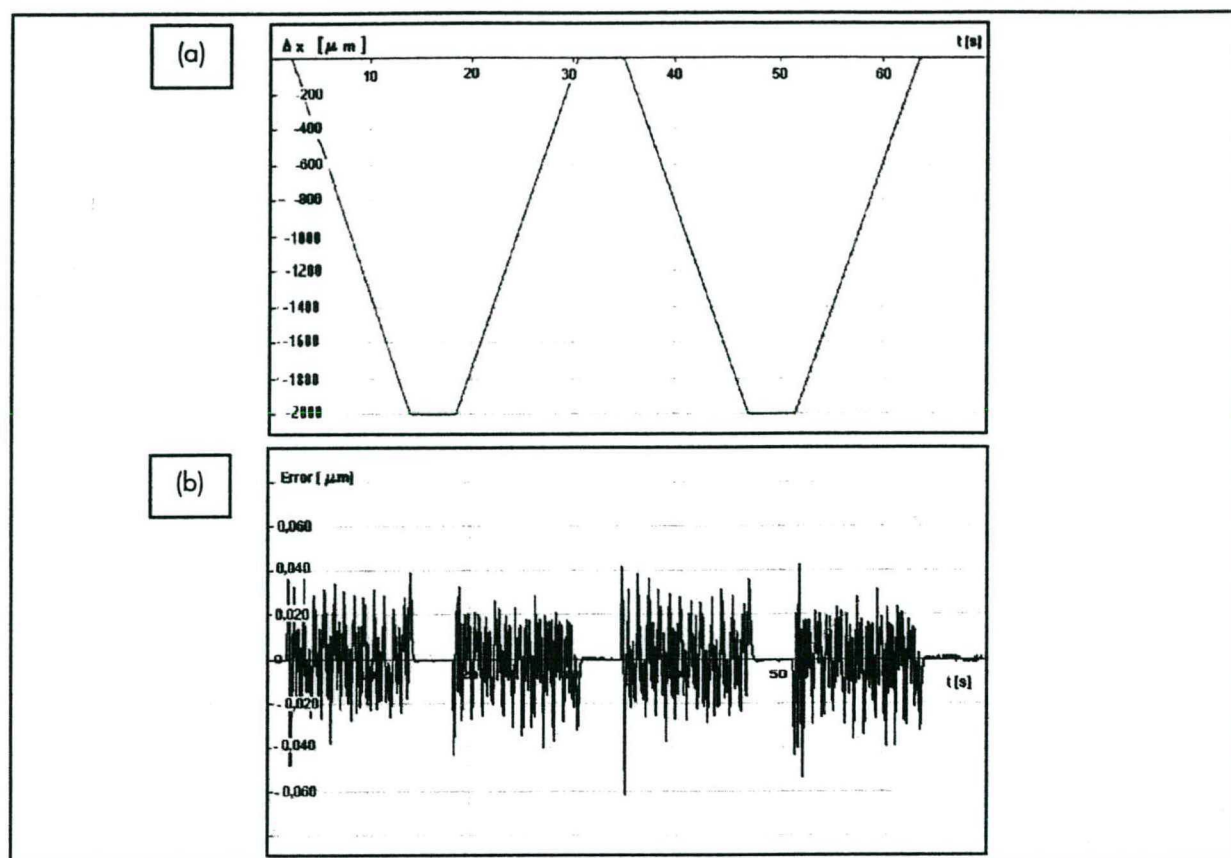


Figura 4.7 - Deslocamentos de 2 mm com avanço de 10 mm/min.

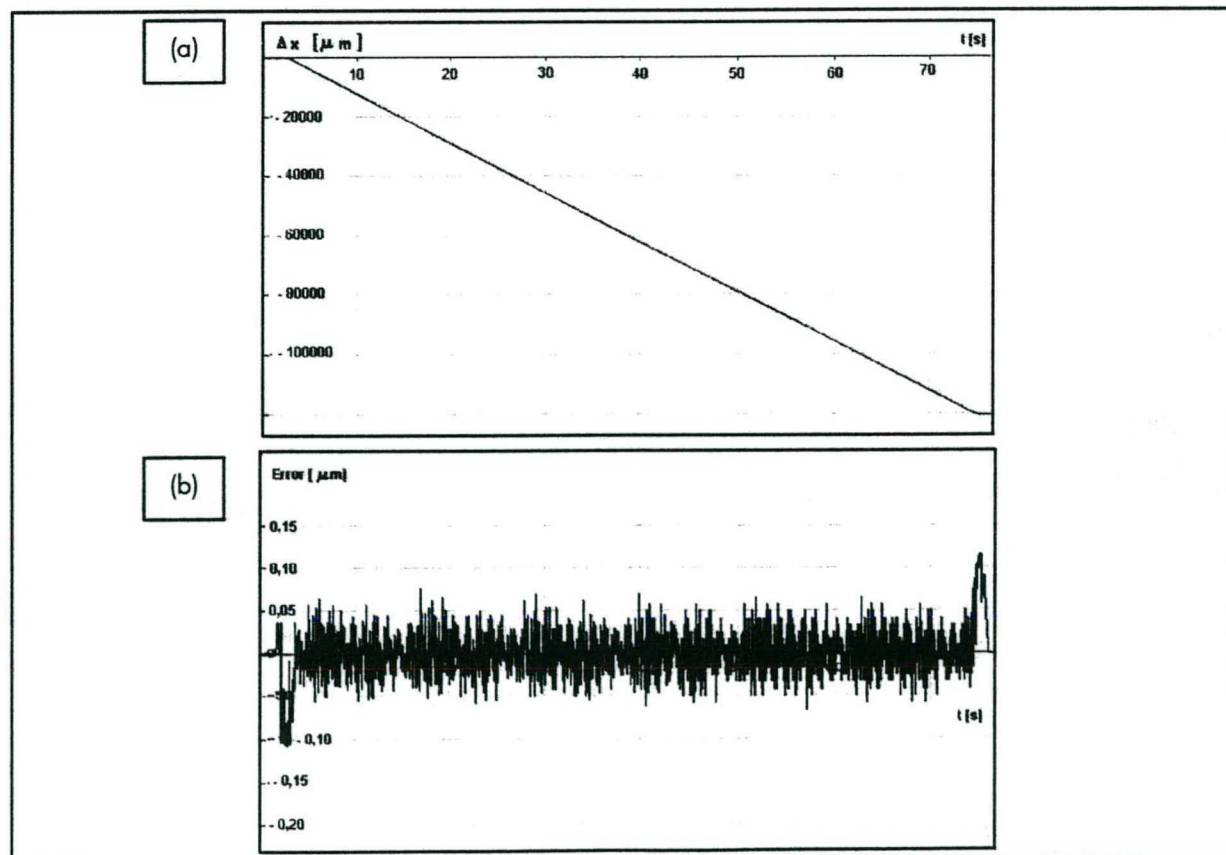


Figura 4.8 - Deslocamento de 120 mm com avanço de 100 mm/min.

Como previsto a elevada resolução do sistema de medição do eixo X, cerca de 65 vezes a do sistema empregado no eixo Z, proporcionou um erro de posicionamento bem menor. Porém devido a sua configuração de acionamento, o eixo X apresentou um erro de partida muito maior do que o eixo Z, isto se explica, em parte, pela inércia de acionamento da castanha do fuso, da elasticidade do conjunto motor/fuso/encoder e fuso/acoplamento com o carro.

A taxas de avanço 10 e 100 mm/min. o erro partida de cerca de 100 nm para ambas, assim como o erro médio de seguimento em torno de ± 30 nm. O valor de 100mm/min. será utilizado como valor de referência para programação do avanço rápido (G00) em ambos os eixos. Com relação ao eixo Z pode concluir que:

- a alta resolução proporcionada pelo seu sistema de medição permite realizar movimentos menores com melhor precisão;
- o sistema é capaz de realizar deslocamentos submicrométricos;
- o conjunto tende a apresentar instabilidade quando em alta velocidade;
- a alta resolução não evita o problema de erro na partida;
- a alta velocidade tem pouco efeito sobre os erros de partida e segmento;
- a velocidade também está relacionada com os erros no deslocamento.

4.4. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos com cada um dos eixos coordenados do protótipo (Z e X) com aplicação da estratégia de controle de PI-D+FF mostraram a viabilidade do emprego desta técnica, em comparação com as técnicas tradicionais de PI-D. Apesar dos eixos terem diferentes sistemas mecânicos e eletrônicos para acionamento e realimentação de posição, os resultados apresentam um erro de seguimento e posicionamento na faixa do submicrométrico e são fortemente dependentes da resolução do sistema de medição e da velocidade de deslocamento dos respectivos carros. O eixo X, com um sistema de resolução muito melhor, apresentou erros muito menores em comparação com os obtidos no eixo Z, o qual é limitado pela resolução do seu sistema de medição. Somente a aplicação de um sistema de medição com uma resolução melhor torna possível obter erros na faixa dos obtidos para o eixo X. Esta pesquisa ainda encontra-se em desenvolvimento, sendo que o próximo passo será o de implementar um sistema de medição baseado em laser interferométrico com resolução de 20 nm. Finalmente, o sistema de controle será ajustado de forma a se obter trajetórias no plano ZX com precisão submicrométrica.

CAPÍTULO 5

INTERFACE DE PROGRAMAÇÃO

5.1. INTRODUÇÃO

A programação de máquinas numericamente comandadas através de códigos de máquina ou por meio de códigos G, sempre foi considerada uma tarefa cuidadosa, se não impossível, em se tratando de geometrias complexas. O problema de programação de formas complexas foi inicialmente preenchido com a introdução de linguagens de programação assistidas como, por exemplo, as da família *Automatic Programming Tool (APT)*. Ao longo da última década estas linguagens cederam espaço a ferramentas de programação baseadas em sistemas CAD/CAM, mais flexíveis e de menor custo.

Todas as soluções, mesmo com maior ou menor grau de complexidade, procuram facilitar a programação, o mesmo ocorrendo na usinagem de ultraprecisão. O principal problema na programação CNC em usinagem de ultraprecisão está na programação de elementos anesféricos, cuja utilização nos últimos anos tem se tornado dominante na óptica laser, seja em aplicações domésticas tais como *CD player*, seja em aplicações industriais, como por exemplo a usinagem de metais super duros, tratamentos superficiais localizados, corte em chapa, gravações, soldagem, entre outras. A figura 5.1 apresenta um exemplo da vantagem da utilização de anesferas em um leitor de CD.

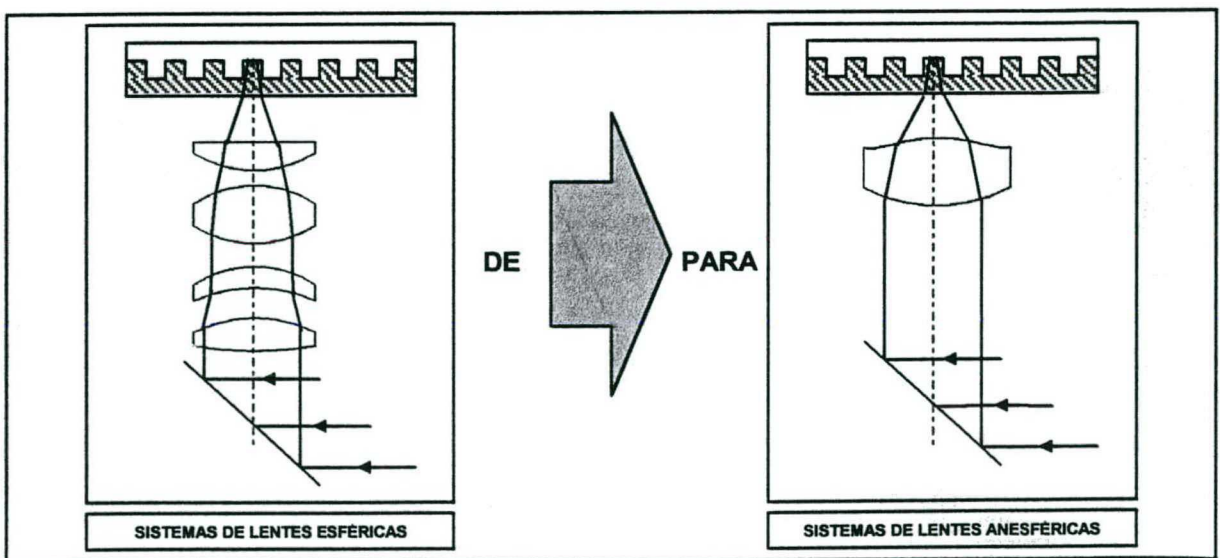


Figura 5.1 – Exemplo de aplicação de anesferas [88].

Como forma de facilitar a programação CNC do protótipo, foi desenvolvida uma interface amigável de programação. Esta interface é capaz de combinar os dados da geometria da peça, dados de usinagem e informações referentes à máquina, para descrever a trajetória do gume da ferramenta. A trajetória gerada pode tanto fornecer uma saída com a posição Z-X do gume da ferramenta, quanto ser pós-processada para prover um programa CNC em código G. Ambas as saídas estão aptas a serem transferidas para a máquina, quer por meio de disco flexível ou por transferência direta (DNC).

Apesar de ser capaz de gerar os principais tipos de geometrias combinando retas, arcos de circunferências e splines, funções estas pré-definidas no comando numérico, a interface de programação foi voltada principalmente para a geração da trajetória de anesferas.

5.2. DEFINIÇÃO DE ANESFERAS

As superfícies anesféricas, ou simplesmente anesferas, constituem-se em superfícies que não são nem esféricas, nem planas. Esferas têm somente um parâmetro de forma, o seu raio de curvatura R , sendo que superfícies planas podem ser consideradas um caso especial de esferas com $R \rightarrow \infty$. Anesferas, por outro lado, em princípio podem ter um número infinito de parâmetros de forma, embora na prática estes se limitem a um número não muito grande. Matematicamente uma anesfera é gerada, por exemplo, pela rotação de uma curva plana em torno de um eixo. Assim, pode-se considerar que as esferas são, por sua vez, um caso especial de anesferas, onde a curva que gira em torno de seu eixo é um segmento de círculo.

Uma superfície anesférica pode ser definida de diferentes maneiras, das quais a mais simples é a que exprime as distâncias da curva com relação a um plano. Entretanto, para a maioria dos propósitos, é mais adequado exprimir uma anesfera a partir da distância que a curva apresenta com relação a uma esfera, de acordo com a equação:

$$x = \frac{C \cdot z^2}{1 + \sqrt{1 - (K + 1) \cdot C^2 \cdot z^2}} + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + \dots, \quad (5.1)$$

onde $C = 1/R$ e $K = -e^2$.

No caso de todos os coeficientes anesféricos a_i serem iguais a zero, a curva gerada é cônica, sendo que a mesma depende então do valor de K . Para $K < -1$ a curva é um hiperbolóide; para $K = -1$, um parabolóide; para $0 > K > -1$, um elipsóide rotacionado sobre o

eixo maior; para $K > 0$, um elipsóide rotacionado sobre o eixo menor e para $K = 0$, uma esfera, conforme a tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Relação entre os valores de K e a superfície gerada.

VALOR DE K	ANESFERA CORRESPONDENTE
< -1	HIPERBOLÓIDE
$= -1$	PARABOLÓIDE
$-1 < K < 0$	ELIPSÓIDE
$= 0$	ESFERA
> 0	ELIPSÓIDE ACHATADO

A técnica utilizada para descrever o comportamento da função é a de interpolações lineares sucessivas, que tem seus parâmetros baseados na equação geral das anesferas e nas especificações da peça e suas tolerâncias.

5.3. IMPLEMENTAÇÃO DA INTERFACE DE COMUNICAÇÃO

Para a implementação da interface de comunicação, optou-se pela programação estruturada e orientada para o objeto, em linguagem Delphi®. Esta decisão se deve ao fato da linguagem apresentar muitas facilidades na orientação para o objeto e permitir uma ótima apresentação na disposição das telas.

O objetivo do sistema é gerar um programa CNC para usinagem de anesferas, combinando dados de geometria da peça, informações referentes à usinagem e dados de máquina.

A partir dos dados da peça, o sistema é capaz de descrever a trajetória desejada, considerando as coordenadas iniciais e finais e o incremento desejado. Realizada a interpolação, é possível gerar saídas em vídeo (coordenadas e gráfico), arquivo (programa CNC) e impressora.

5.3.1. ESTRUTURA DO SISTEMA

A interface de comunicação contém um módulo Principal, responsável pela execução dos módulos Peça e Máquina, conforme as ordens do usuário.

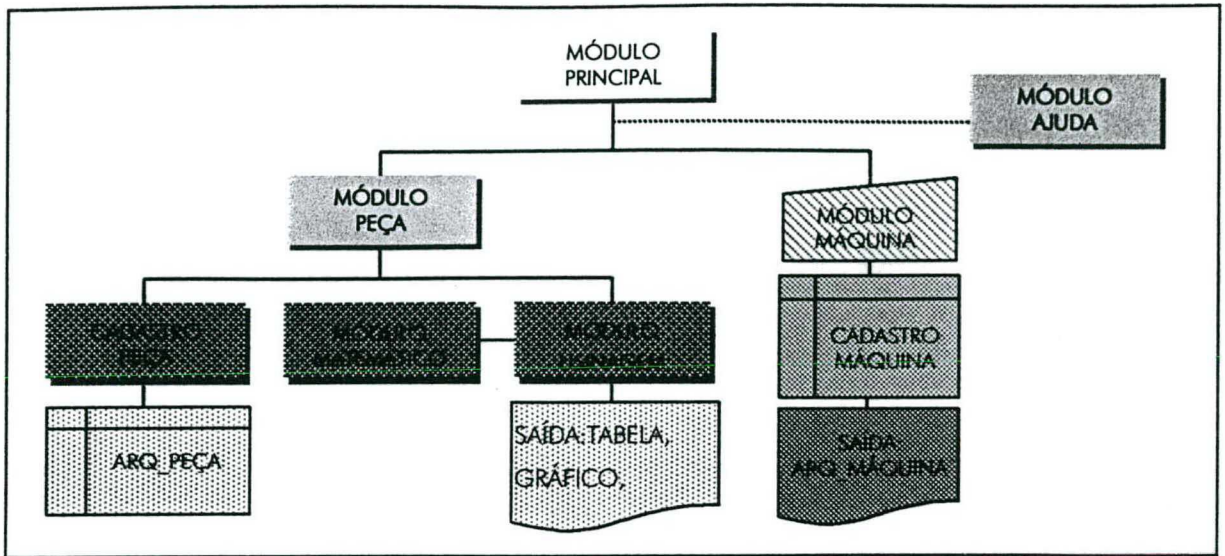


Figura 5.2 – Estrutura do programa [89].

Passemos a análise de cada módulo.

A. MÓDULO PEÇA

Este módulo é responsável pelo gerenciamento de todas as informações referentes à usinagem da peça, produzindo saídas em vídeo e arquivo, conforme a figura 5.3. Ele é composto por:

- Cadastro de peças - onde o usuário fornecerá os parâmetros de usinagem da peça a serem armazenados no arquivo ARQ_PEÇA. Os campos que compõem a estrutura do arquivo ARQ_PEÇA são:

- ◇ *Código* - individualiza o registro;

- ◇ *Máquina* - contém o código da máquina que usinará a peça;

- ◇ *Material* - contém a descrição do material que compõe a peça;

- ◇ *Ferramenta* - contém a descrição da ferramenta (material e geometria) que torneará a peça;

- ◇ *Programador* - contém o nome do programador que dará os comandos de usinagem da peça;

- ◇ *Responsável* - contém o nome do responsável pela fabricação da peça;

- ◇ *Alteração* - contém a data da última alteração feita nos parâmetros da peça;

- ◇ *K* - constante da equação geral das anesferas, este campo determina o tipo de superfície que será gerada;

- ◇ C - constante da equação geral das anesferas, este campo indica o inverso do raio da circunferência que melhor se encaixa na equação;
- ◇ *Incremento* - contém a máxima distância entre dois pontos consecutivos da trajetória;
- ◇ *Zinicial* - contém o valor inicial da coordenada Z da função;
- ◇ *Zfinal* - contém o valor final da coordenada Z da função.
- ◇ $A1$ a $A6$ - contém o valor do coeficiente anesférico a_i .

A figura 5.3 apresenta a tela de abertura do programa no módulo peça, onde pode-se identificar todos os parâmetros de entrada no mesmo.

Figura 5.3 – Tela do módulo peça.

B. MÓDULO MATEMÁTICO

Responsável pelo cálculo das coordenadas X e Z da função. Utiliza a equação geral das anesferas para interpolar pontos, descrevendo uma trajetória similar à da função.

C. MÓDULO USINAGEM

Responsável pela apresentação e pelo armazenamento dos dados gerados no Módulo Matemático. Realiza basicamente quatro funções, de acordo com as ordens do usuário:

- ◇ *Coordenadas* - apresenta as coordenadas X e Z calculadas, as linhas de bloco para CNC e os deslocamentos mínimos e máximos para cada coordenada;
- ◇ *Gráfico* - apresenta o gráfico simulando a trajetória da ferramenta;
- ◇ *Imprimir CNC* - emite relatório contendo informações referentes à peça e ao programa CNC;
- ◇ *Salvar CNC* - armazena em disco um programa para o comando numérico de torno.

D. MÓDULO MÁQUINA

Este módulo é responsável pelo gerenciamento de todas as informações referentes às máquinas-ferramentas à disposição. Neste módulo as informações referentes à máquina são armazenadas. Resume-se em um cadastro de máquinas, onde o usuário fornecerá os parâmetros tecnológicos a serem armazenados no arquivo ARQ_MÁQU.

Os campos que compõem a estrutura do arquivo ARQ_MÁQU são:

- ◇ *Código* - individualiza o registro. Este campo também é usado para relacionar os registros do arquivo ARQ_PEÇA com seus correspondentes no ARQ_MÁQU;
- ◇ *Descrição* - contém a descrição da máquina. Usado também no cadastro de peça.
- ◇ *CursoX* - indica o curso no eixo X;
- ◇ *CursoZ* - indica o curso no eixo Z. Usado no Módulo Matemático para validar Z inicial e final;
- ◇ *DeslocX* - indica o deslocamento mínimo no eixo X. Usado no Módulo Matemático para incrementar os valores da matriz X;
- ◇ *DeslocZ* - indica o deslocamento mínimo no eixo Z. Usado no Módulo Matemático para incrementar os valores da matriz Z;
- ◇ *RPMMáx* - indica o número máximo de rotações por minuto que a máquina é capaz de realizar;
- ◇ *AvançoMáx* - indica o avanço máximo que a máquina é capaz de realizar;
- ◇ *AvançoMín* - indica o avanço mínimo que a máquina é capaz de realizar.

E. MÓDULO AJUDA

Este módulo é responsável por fornecer informações a respeito de cada processo. Seu objetivo é auxiliar o usuário na entrada de dados, de forma a minimizar os erros na execução do sistema.

A figura 5.4 apresenta uma visão das telas de saída do programa, configurando as coordenadas ZX do gume da ferramenta, o código G equivalente e a representação gráfica da curva gerada. A linha vermelha representa a curva gerada pela equação da anesfera equivalente e a curva em azul, a trajetória gerada pela ferramenta.

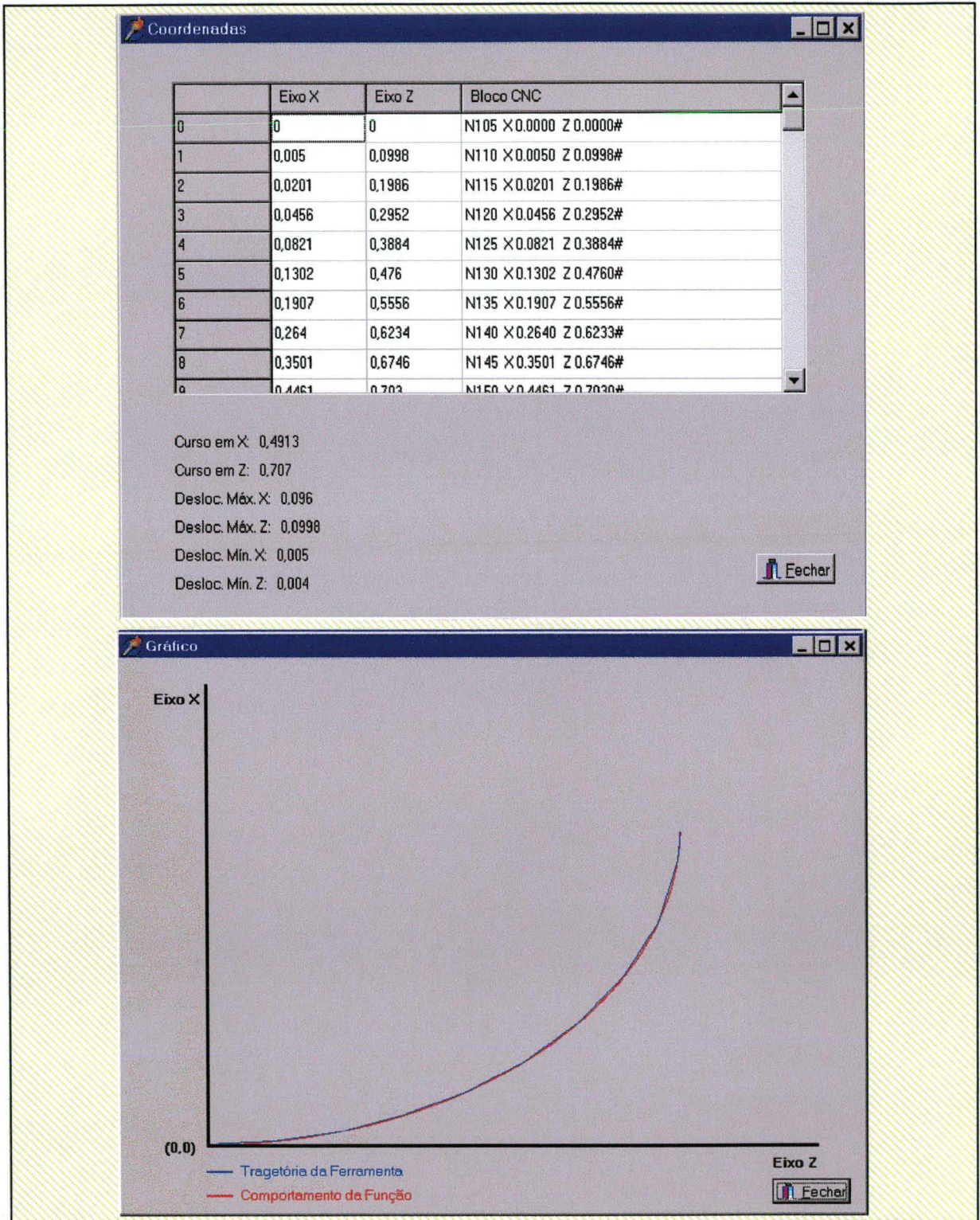


Figura 5.4 - Representações das saídas do programa.

5.4. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Concluída a etapa de implementação do sistema, foram realizados diversos testes para avaliar seu desempenho. Comparando-se as saídas do programa desenvolvido no LMP com as saídas do programa Tool Path Generator, elaborado por Rank Taylor Hobson, cujos resultados em processo são conhecidos [40], para suas máquinas-ferramentas de ultraprecisão comandadas numericamente. Esta comparação permitiu verificar a concordância dos resultados, já que a diferença nos valores calculados é da ordem de milésimos de milímetros.

O sistema desenvolvido também apresenta vantagens em relação ao Tool Path. Além de ser facilmente executado, sua flexibilidade permite ao usuário optar pela inversão das coordenadas, tornando-o mais aplicável à usinagem em tornos de ultraprecisão.

Também com o objetivo de avaliar o sistema, foram realizadas várias simulações de usinagem, que através da comparação matemática entre os pontos gerados em ambos os programas e função matemática utilizada na geração da curva anesférica. Estas simulações trouxeram muitas contribuições para a análise do projeto, além de provarem sua viabilidade na usinagem de anesferas.

Os resultados obtidos mostram a viabilidade de se implantar o sistema. Adequando-se às necessidades de precisão na usinagem, o programa consegue calcular com estreita faixa de erros as coordenadas que formam o bloco CNC.

CAPÍTULO 6

MODELAMENTO DO PROTÓTIPO

6.1. A TÉCNICA DE ELEMENTOS FINITOS

A formulação de um interrelacionamento físico/matemático é necessária para um entendimento claro das características estática, dinâmica, térmica, entre outras, dos componentes de uma máquina-ferramenta [32,93].

O desenvolvimento da eletrônica digital tornou possível o emprego de inúmeras técnicas numéricas de discretização para a obtenção de soluções aproximadas [85]. Desde meados dos anos 50 o método de elementos finitos tem se desenvolvido enormemente. Este começou como um método numérico de análise de tensão e continua sendo o mais amplamente utilizado para este propósito. Também começou a ser útil em muitas outras áreas, incluindo a condução de calor, dinâmica de fluidos, eletricidade e magnetismo, dentre outras. Seu desenvolvimento tem sido tal, que os matemáticos a reconhecem como uma área própria para estudo [86].

Em resumo, a base do método de elementos finitos consiste na representação do corpo ou estrutura por uma montagem de subdivisões chamada de elemento finito. Estes elementos são interconectados por juntas são denominadas de nodos ou pontos nodais. Funções simples são escolhidas para aproximar a distribuição ou variações do deslocamento atual sobre cada elemento finito.

Neste trabalho foi utilizado o programa de análise de elementos finitos ANSYS®, que contém todas as equações necessárias para a obtenção da solução.

6.2. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O problema se constituiu em desenvolver modelos matemáticos que pudessem expressar, da forma mais realista possível, o protótipo em desenvolvimento. Os objetivos do modelamento matemático do protótipo, via método de elementos finitos, foram:

- a) obter uma noção prévia da ordem de grandeza das deformações estáticas;
- b) identificar quais partes ou componentes da máquina-protótipo estão mais suscetíveis a deformações, estáticas ou dinâmicas;
- c) identificar quais frequências críticas podem ser esperadas na máquina;

- d) verificar quais modos de vibrações serão dominantes;
- e) prever quais, e onde ocorrerão os maiores níveis de deformações nas frequências críticas.

Os modelos, além de fornecerem estimativas para avaliação do protótipo, também receberam em contrapartida informações levantadas na parte experimental. Estas informações serviram para introduzir correções no modelo, e aprimorar as considerações para o desenvolvimento de futuros modelos.

6.3. REVISÃO DA TEORIA

6.3.1. ANÁLISE ESTÁTICA

A solução estática foi fundamentada nas equações da mecânica dos sólidos, em especial nas equações básicas da elasticidade, as quais, sob corretas condições de contorno, permitem solucionar o problema, principalmente os deslocamentos em função de carregamentos [32, 94, 95, 96].

O modelo matemático discreto, equação 6.1, consiste em um grupo de equações que consideram os carregamentos externos, condições de contorno tais como as introduzidas por travamento, assim como as condições de conexão dos nodos do elemento [32,85,86,96]. Em contrapartida, os efeitos inerciais e de amortecimento são ignorados, exceto para as acelerações de campo tais como a gravidade [96].

$$\{F\} = [K] \{U\} \quad (6.1)$$

ou

$$[K]\{U\} = \{F^a\} + \{F^r\} \quad (6.2)$$

Com $[K]$ definido por: $[K] = \sum_{m=1}^N [K_m]$.

Sendo:

$$\{F^a\} = \{F^{nd}\} + \{F^{ac}\} + \sum_{m=1}^N (\{F_o^{th}\} + \{F_o^{pr}\} + \{F_o^{pl}\} + \{F_o^{cr}\} + \{F_o^{sw}\} + \{F_o^{rt}\}) \quad (6.3)$$

Definições como estas podem ser aplicadas para todos os procedimentos de análise. Os vetores $\{F_o^{pl}\}$, $\{F_o^{cr}\}$, $\{F_o^{sw}\}$ e $\{F_o^{rt}\}$ são utilizados somente com o procedimento de iteração direta.

A. EFEITOS DA ACELERAÇÃO

Os efeitos da aceleração podem ser três:

- I. Acelerações translacionais descritas diretamente por $\{\{a_1\}\}$;
- II. Acelerações translacionais descrita por velocidades e acelerações angulares $\{\{a_2\}\}$;
 - Rotação sobre um ponto;
 - Rotação sobre dois pontos;
- III. Acelerações rotacionais descritas diretamente por $\{\{a_3\}\}$.

Estas três acelerações combinadas fornecem $\{a_T\}$.

$$\{a_T\} = \left\{ \begin{array}{c} a_1 + a_2 \\ \hline a_3 \end{array} \right\}, \quad (6.4)$$

onde $\{a_T\}$ tem as rotações e translações separadas pela linha pontilhada.

I. ACELERAÇÕES TRANSLACIONAIS DESCRITAS DIRETAMENTE $\{\{A_1\}\}$

A aceleração translacional é constante sobre o volume do modelo, e é fornecida por:

$$\{a_1\} = \{a\} \quad (6.5)$$

II. Acelerações translacionais descritas por velocidades e acelerações angulares $\{\{a_2\}\}$

▪ ROTAÇÃO SOBRE UM PONTO

$$\{a_1\} = \{\dot{\omega}\} \times \{r\} + \{\omega\} \times (\{\omega\} \times \{r\}) \quad (6.6)$$

• Rotação sobre dois pontos

Este caso inclui todos os termos discutidos na seção A, e adiciona os efeitos das velocidades e acelerações rotacionais sobre um segundo ponto, denominado de CG. O modelo é considerado como parte de uma estrutura. Esta estrutura rotaciona sobre o CG, o qual é assumido como não tendo aceleração de qualquer tipo. Também o sistema de cartesiano global é considerado como fixado a este ponto da estrutura, desde que este rotacione somente com (Ω) .

$\{R\}$ é o vetor do CG para a origem do sistema de cartesiano global, definido a partir de valores de entrada. Assim:

$$\{p\} = \{R\} + \{r\} \quad (6.7)$$

A aceleração varia sobre o modelo por

$$\{a_2\} = \{\dot{\Omega}\} \times \{p\} + \{\Omega\} \times (\{\Omega\} \times \{p\}) + 2 \{\Omega\} \times \{V\} + \{A\}, \quad (6.8)$$

onde

$$\{V\} = \left[\frac{\partial}{\partial t} \{r\} \right], \text{ é o vetor velocidade do ponto em consideração (sistema cartesiano}$$

global) e

$$\{A\} = \left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} \{r\} \right], \text{ é o vetor aceleração do ponto em consideração (sistema cartesiano}$$

global).

Sendo que $\{V\}$ e $\{A\}$ podem ser escritos como:

$$\{V\} = \{\omega\} \times \{r\} \quad (6.9)$$

e

$$\{A\} = \{\dot{\omega}\} \times \{r\} + \{\omega\} \times (\{\omega\} \times \{r\}). \quad (6.10)$$

$\{\dot{\omega}\}$ e $\{\omega\}$ são definidos da mesma forma que no item A, e referenciados no sistema cartesiano global, e não no CG. Combinando as equações 6.7, 6.8, 6.9 e 6.10 temos:

$$\{a_2\} = \{\dot{\Omega}\} \times (\{R\} + \{r\}) + \{\Omega\} \times (\{\Omega\} \times \{R\} + \{r\}) + 2 \{\Omega\} \times (\{\omega\} \times \{r\}) + \{\dot{\omega}\} \times \{r\} + \{\omega\} \times (\{\omega\} \times \{r\}) \quad (6.11)$$

III. Acelerações rotacionais descritas diretamente por $\{a_3\}$

A aceleração rotacional é constante sobre o volume do modelo e dada por:

$$\{a_3\} = \{\dot{\omega}\} + \{\dot{\Omega}\}. \quad (6.12)$$

B. SOLUÇÃO ESTÁTICA

Se condições de contorno suficiente forem especificadas em $\{u\}$ para garantir uma solução única, a equação (6.1) pode ser resolvida para obter o deslocamento no ponto nodal em cada nodo na estrutura. Reescrevendo (6.2) pela separação de matrizes e vetores em seus graus de liberdade, com ou sem imposição de deslocamentos, temos

$$\begin{bmatrix} [K_{cc}] & [K_{cs}] \\ [K_{cs}] & [K_{ss}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_c\} \\ \{U_s\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_c^o\} \\ \{F_s^o\} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \{F_c^r\} \\ \{F_s^r\} \end{Bmatrix} \quad (6.13)$$

onde:

s = subíndice representando os graus de liberdade com deslocamentos impostos e

c = subíndice representando os graus de liberdade sem deslocamentos impostos.

Note que $\{u_s\}$ é conhecido, mas não necessariamente igual a $\{0\}$, desde que as forças de reação no grau de liberdade sem deslocamento imposto devam ser zero, o que transforma (6.13) em:

$$\begin{bmatrix} [K_{cc}] & [K_{cs}] \\ [K_{cs}] & [K_{ss}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_c\} \\ \{U_s\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_c^o\} \\ \{F_s^o\} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{F_s^r\} \end{Bmatrix} \quad (6.14)$$

A parte superior da equação (6.14) pode ser resolvida para $\{u_c\}$:

$$\{u_c\} = -[K_{cc}]^{-1}[K_{cs}]\{u_s\} + [K_{cc}]^{-1}\{F_c^o\}. \quad (6.15)$$

O vetor força de reação $\{F_s^r\}$, é desenvolvido a partir da parte inferior da equação (6.14):

$$\{F_s^r\} = [K_{cs}]^T \{U_c\} + [K_{ss}]\{U_s\} - \{F_s^o\}. \quad (6.16)$$

6.3.2. ANÁLISE DINÂMICA

Ao contrário do problema estático, a solução do problema dinâmico utiliza técnicas de elementos finitos, onde os efeitos da massa e do amortecimento da estrutura devem ser computados. O comportamento dinâmico pode ser expresso por um conjunto de equações diferenciais de segunda ordem, equação 6.18 [32,85,86,87,96].

$$[M]\{\ddot{U}\} + [\xi]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F(t)\} \quad (6.18)$$

Sob determinadas condições de contorno, os valores dependentes do tempo, velocidade (\dot{U}), aceleração (\ddot{U}) e deslocamentos (U), podem ser obtidos pela integração do sistema de equações diferenciais.

A solução do problema dinâmico foi realizada através de uma Análise Resposta Harmônica Direta (*Direct Harmonic Response Analysis*). A Análise Resposta Harmônica Direta utiliza matrizes de estrutura reduzidas para solucionar as equações de movimento dependentes do tempo, para estruturas lineares sob condições de vibrações.

As restrições ao método são:

1. A estrutura é inteiramente linear.
2. Todos os carregamentos e deslocamentos variam senoidalmente na mesma frequência, mas não necessariamente na mesma fase.

A Matriz Amortecimento ($[\xi]$) pode ser definida neste tipo de análise como

$$[\xi] = \alpha[M] + (\beta + \beta_c)[K] + \sum_{j=1}^{N_{MAT}} \beta_j [K_j] + \sum_{k=1}^{N_{EL}} [\xi_k], \quad (6.19)$$

onde:

N_{MAT} = número de materiais com entrada de amortecimento, e

N_{EL} = número de elementos com especificação de amortecimento.

A β_c é permitido somente em uma Análise Resposta Harmônica Direta, e esta é utilizada para dar uma média à constante de amortecimento, independentemente da frequência. A média de amortecimento é a média entre o amortecimento atual e o amortecimento crítico. O multiplicador da matriz de rigidez é relacionado com o amortecimento médio por:

$$\beta_c = \frac{\xi}{\pi f}. \quad (6.20)$$

A. DESCRIÇÃO DA ANÁLISE DINÂMICA

Considerando a equação geral de movimento para um sistema estrutural (6.4), o primeiro passo é reduzir as matrizes e vetores de carregamento para seu principal grau de liberdade. Assim, a equação (6.4) torna-se:

$$[\widehat{M}]\{\ddot{U}\} + [\widehat{E}]\{\dot{U}\} + [\widehat{K}]\{U\} = \{\widehat{F}\} \quad (6.21)$$

ou

$$([\widehat{K}] - \omega^2 [\widehat{M}])\{U\} = 0. \quad (6.22)$$

Como comentado anteriormente, todos os pontos da estrutura estão se movendo à mesma frequência conhecida, mas não necessariamente em fase. Também é sabido que a presença de amortecimento causa defasagens de fase. Entretanto, o deslocamento pode ser definido como:

$$\{\widehat{U}\} = \{u_{\max} e^{i\phi}\} e^{i\Omega t}. \quad (6.23)$$

Note que u_{\max} e ϕ podem ser diferentes a cada grau de liberdade. O uso de notação complexa permite uma forma compacta e eficiente de descrição e solução do problema.

Assim, a equação 6.23 pode ser reescrita como:

$$\{\widehat{U}\} = \{u_{\max} (\cos \phi + i \sin \phi)\} e^{i\Omega t} \quad (6.24)$$

ou

$$\{u\} = (\{u_1\} + i \{u_2\}) e^{i\Omega t} \quad (6.25)$$

onde

$$\begin{aligned} \{u_1\} &= \{u_{\max} \cos \phi\}, \text{ vetor real de deslocamento, e} \\ \{u_2\} &= \{u_{\max} \sin \phi\}, \text{ vetor imaginário de deslocamento.} \end{aligned}$$

O vetor de força pode ser especificado de forma análoga ao vetor de deslocamento.

$$\{\widehat{F}\} = \{F_{\max} e^{i\psi}\} e^{i\Omega t} \quad (6.26)$$

ou

$$\{\widehat{F}\} = \{F_{\max} \cos \psi + i \sin \psi\} e^{i\Omega t} \quad (6.27)$$

ou

$$\{\widehat{F}\} = (\{F_1\} + i \{F_2\}) e^{i\Omega t} \quad (6.28)$$

onde

$$\begin{aligned}\{F_1\} &= \{F_{\max} \cos \psi\}, \text{ parte real do vetor força, e} \\ \{F_2\} &= \{F_{\max} \operatorname{sen} \psi\}, \text{ parte imaginária do vetor força.}\end{aligned}$$

Substituindo as equações (6.25) e (6.28) em (6.22), temos:

$$(-\Omega^2 \hat{M}) + i \Omega \hat{C} + \hat{K} (\{u_1\} + i \{u_2\}) e^{i\Omega t} = (\{F_1\} + i \{F_2\}) e^{i\Omega t}. \quad (6.29)$$

A dependência no tempo ($e^{i\Omega t}$) é a mesma em ambos os lados da equação e pode ser removida, tomando (6.29) em:

$$((\hat{K} - \Omega^2 \hat{M}) + i \Omega \hat{C}) (\{u_1\} + i \{u_2\}) = (\{F_1\} + i \{F_2\}). \quad (6.30)$$

A equação (6.30) engloba as matrizes completas e reduzidas, e pode ser expressa como:

$$[K_c] \{u_c\} = \{F_c\}, \quad (6.31)$$

onde c é complexo. A equação (6.31) é resolvida de acordo com o procedimento de análise estática, descrito no item 6.2.1, diferenciando-se pelo uso de variáveis complexas.

B. SAÍDA EM DESLOCAMENTO

A saída em deslocamento em cada grau de liberdade pode ser dada de uma das seguintes formas:

- Se a matriz for assimétrica, a saída é da mesma forma que u_1 e u_2 , como definido na equação (6.25).

- A saída também pode ser na forma u_{\max} e ϕ (amplitude e fase), como definido na equação (6.24). Os dois termos são computados em cada grau de liberdade como

$$u_{\max} = \sqrt{(u_1^2 + u_2^2)} \quad (6.32)$$

e

$$\phi = \tan^{-1}(u_2/u_1). \quad (6.33)$$

C. SAÍDA EM TENSÃO (STRESS PASS)

A resposta harmônica em deslocamento produz uma solução de deslocamentos complexos, somente no grau de liberdade dominante (principal). Como forma de completar a análise, uma *stress pass* é realizada. Esta consiste nos três passos abaixo.

- A. Transforma a solução complexa em uma real.
- B. Expande o grau de liberdade dominante para todos os graus de liberdade estipulados.
- C. Computa as tensões (*stress*) e reações a partir dos deslocamentos.

Existem duas opções para realizar o primeiro passo,

1 – pela introdução dos resultados em um ângulo específico, onde o valor em cada grau dominante de liberdade é dado por

$$u = u_{\max} \cos(\phi - \theta), \quad (6.34)$$

onde:

u_{\max} é a amplitude dada pela equação (6.32),

ϕ é o ângulo de fase computado pela equação (6.33),

$\theta = \theta' 2\pi/360$ e

θ' é a quantidade de fase de entrada.

2 – pela introdução de resultados para ângulos de fase de 0 e 90°, onde u_1 e u_2 são ambos usados diretamente. Porém, os passos B e C são executados duas vezes.

6.4. MODELAMENTO

Dois tipos distintos de modelos foram desenvolvidos para se obter uma representação físico-matemática do protótipo: uma baseada em elementos de viga e outra, baseada em elementos sólidos tridimensionais. Ambas as representações tomaram por base os dados de projeto do protótipo, sendo subseqüentemente desenvolvidas utilizando-se o modelador do programa ANSYS®.

O principal problema encontrado no desenvolvimento dos modelos foi no tocante a representação dos mancais. Muitos autores [23,181] simplificam o problema de modelar o filme fluido em mancais, por meio de um sistema composto por um conjunto massa-mola-amortecedor. O modelamento através das equações da energia e de Reynolds tem se mostrado complexo, tomando-se um campo de estudo fértil na área de mecânica dos fluidos, ao longo das últimas décadas. Freitas e Prata [102] estenderam o método para volumes finitos, porém o modelamento do escoamento no mancal, dentro do âmbito de uma análise estrutural de uma máquina, ainda não foi observado na literatura. O principal ponto no modelamento do filme de ar dos mancais no contexto da análise estrutural proposta como objetivo, foi de que modo representar a interface entre o filme de ar e as superfícies metálicas e de que maneira ocorreriam as reações em ambos.

A introdução destas considerações no desenvolvimento dos modelos elevaria a complexidade destes para condições muito além das necessárias para se atingir os objetivos propostos.

Assim, este problema foi dividido de dois modos:

- o mancal foi considerado solidário ao eixo, não sendo permitida translação ou rotação;
- foram atribuídos dois graus de liberdade ao mancal (translação e rotação).

Estas implementações permitiram a obtenção de uma maior aproximação com a realidade encontrada nas guias. A figura 6.1 apresenta um esquema dos nodos representativos dos mancais em cada uma das condições.

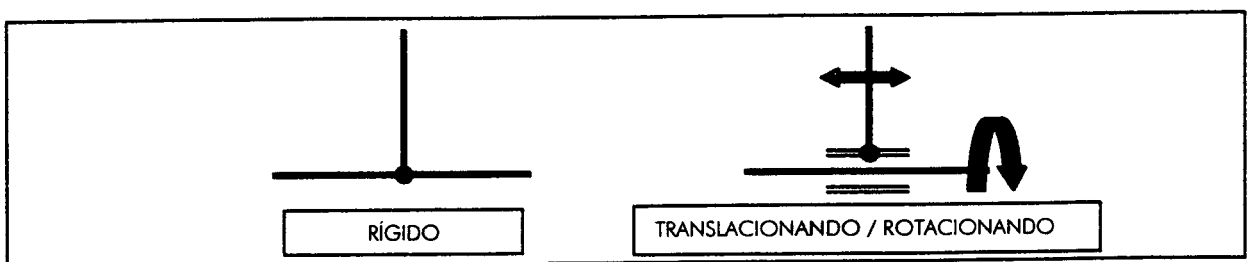


Figura 6.1 - Esquema dos nodos representativos dos mancais em cada uma das condições.

O primeiro passo para testar o modelo buscou analisar as forças que atuam no processo de usinagem, as quais são apresentadas na figura 6.2. A força de usinagem pode ser decomposta, e as componentes resultantes podem ser empregadas para determinar a direção e a intensidade dos carregamentos a serem empregados na solução do modelo.

De forma geral, os esforços em usinagem de ultraprecisão são muito inferiores àqueles normalmente encontrados na usinagem convencional, isto se deve às características de baixo

atrito na superfície de saída do diamante e às pequenas profundidades de corte empregadas [6,19,40]. Schroeter [40] apresenta resultados em torno de 300 mN para força de corte e 200 mN para força passiva em usinagem de elementos ópticos transmissivos no espectro infravermelho.

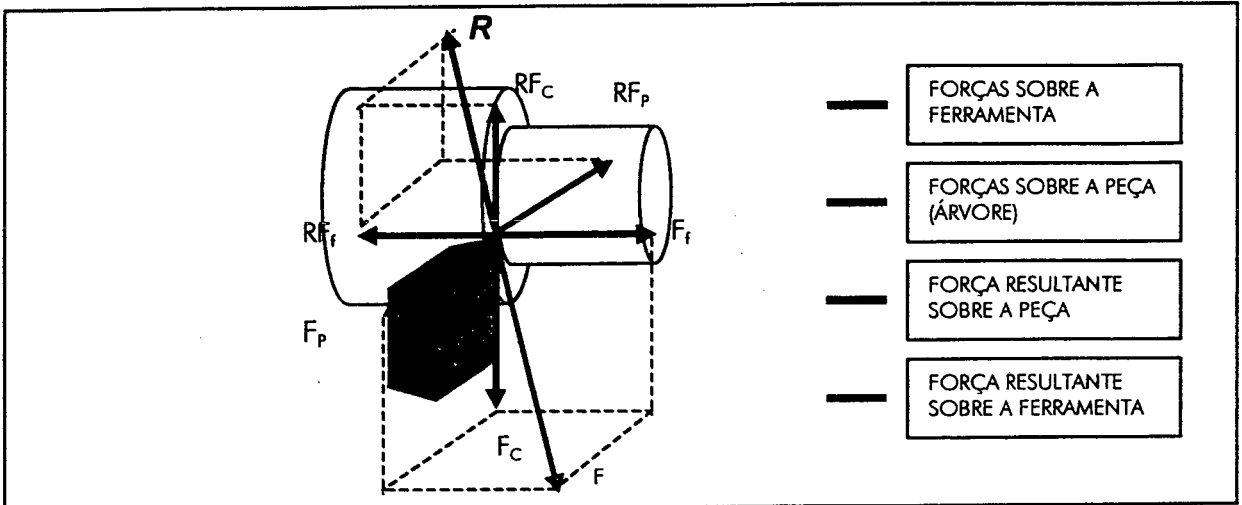


Figura 6.2 – Componentes da força de usinagem no torneamento – DIN 6584 [36].

As deformações do porta-ferramenta decorrentes do esforço de usinagem tendem a se reproduzir na peça, sob a forma de erros geométricos, erros de forma ou rugosidade. Desta forma, por estar diretamente sujeito aos carregamentos do processo de usinagem, o porta-ferramenta torna-se o principal ponto de análise das deformações.

Com base nestes valores foi tomado o valor de força unitária ($F_i = 1\text{N}$) para simular o carregamento nas direções coordenadas equivalentes aos nodos representativos do porta-ferramenta e da árvore principal. Os carregamentos foram aplicados na direção X, Z conforme a figura 6.3.

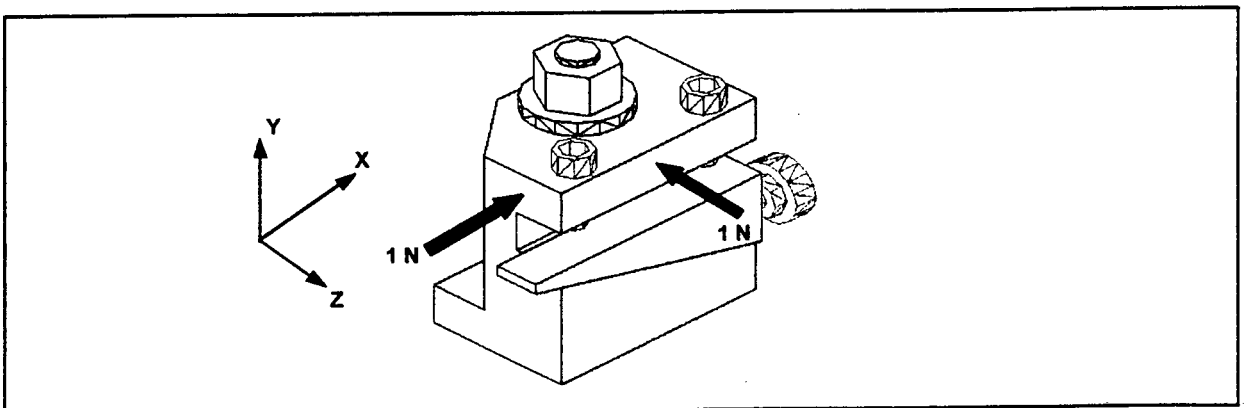


Figura 6.3 - Direção dos carregamentos aplicados ao modelo.

Na análise dinâmica procedeu-se da mesma maneira, porém as forças foram aplicadas de forma periódica [$F_i(t) = F_i \sin(\omega t)$], com amplitude constante e frequência variável de 0 a 1 kHz.

No desenvolvimento de ambos os modelos foram adotadas algumas hipóteses simplificativas, as quais são listadas a seguir.

- A massa da base, por ser cerca de 35 vezes maior do que a massa da estrutura, apresentará um nível de deformação (deslocamentos) muito menor do que a estrutura. Assim, o modelamento será realizado somente para a estrutura onde as deformações e vibrações forem mais críticas.
- A viga "H", suporte da placa de ímãs do motor linear, por estar fixa à base e sem vinculação com a estrutura de suporte das guias, será desprezada. A viga "H" não causa deformações ou pontos de tensão na estrutura, o que permite que a mesma seja considerada uma adição à base. Com isso, a viga pode ser suprimida do modelo, sem perda nos resultados.
- Os mancais foram tratados como sendo de movimento livre, sem atrito. Portanto, desconsiderando o efeito do filme de ar entre mancal e eixo.
- A estrutura foi vinculada à base, ou seja: nos nodos de base não é possível haver deslocamento ou rotação.
- A atração magnética do motor linear foi considerada como um carregamento constante e uniformemente distribuído.
- A ação da gravidade é constante.
- Os carregamentos aplicados na ferramenta foram baseados em valores obtidos por Schroeter [40].

6.4.1. O MODELO DE VIGAS

O modelo de vigas foi desenvolvido de forma parametrizada, utilizando elementos de vigas tridimensionais de formato não simétrico, cujas características são apresentadas no anexo 11. A figura 6.4. apresenta o modelo de vigas com suas vinculações e os respectivos *off-sets* dos elementos. Este modelo pode ser considerado simples do ponto de vista computacional, sendo porém, capaz de gerar resultados com um bom grau de confiabilidade.

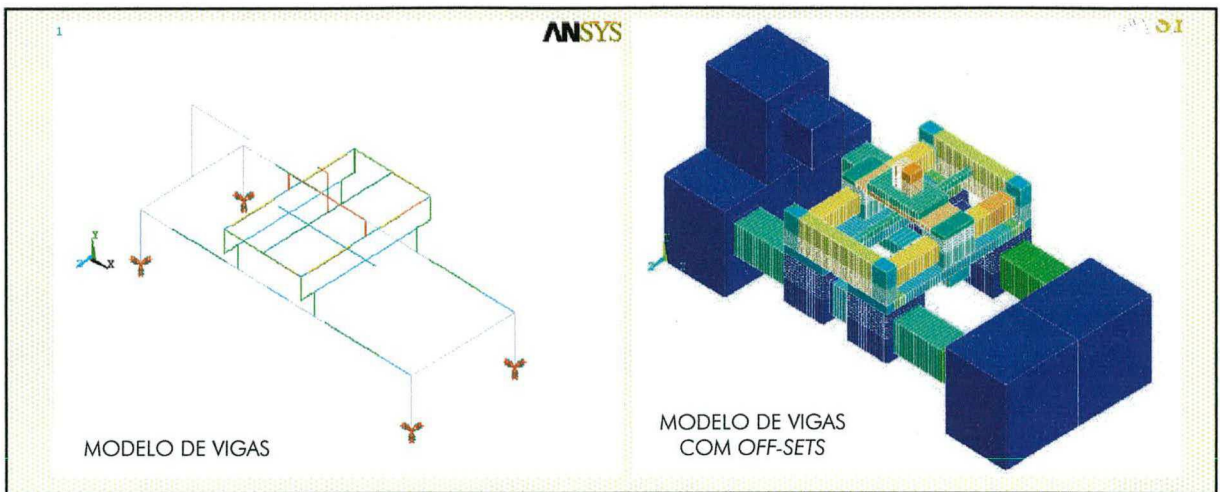


Figura 6.4 – Modelo de elementos vigas do protótipo.

A figura 6.5 apresenta detalhes do modelo e a correlação entre alguns elementos e o respectivo componente do protótipo. Nesta figura também ficam visíveis os elementos criados nas vigas do modelo.

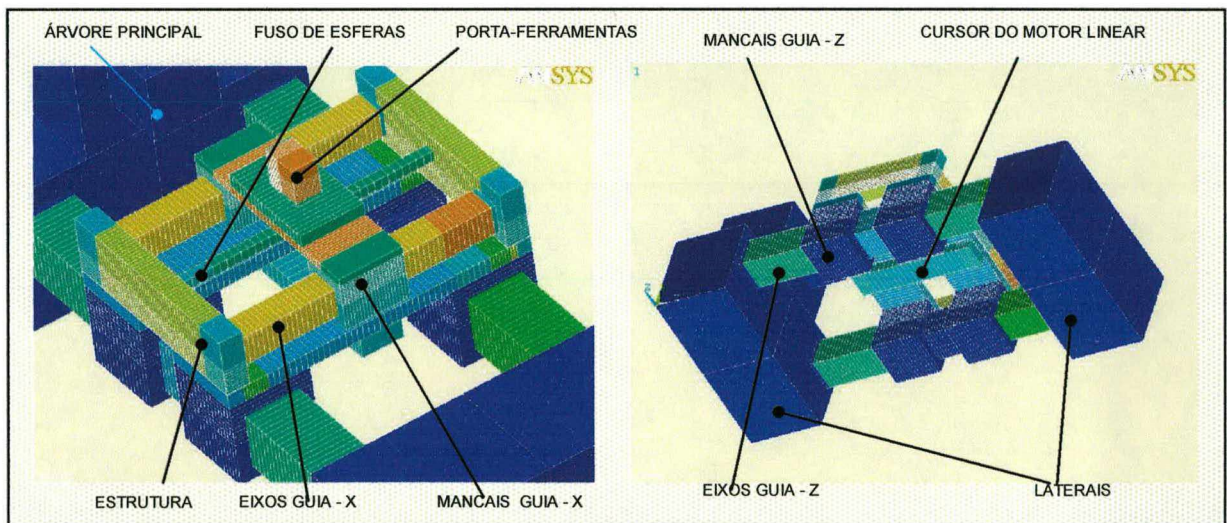


Figura 6.5 – Detalhes do modelo de vigas.

6.4.2. O MODELO SÓLIDO

Este modelo foi desenvolvido utilizando-se elementos de vigas tridimensionais sólidos de formato não simétrico, cujas características são apresentadas no anexo 12. Durante o desenvolvimento, detalhes de projeto tais como chanfros foram omitidos, com o objetivo de simplificar o modelo. A idéia foi criar um modelo atendo-se a formas geométricas básicas, tais como paralelepípedos e cilindros. A figura 6.6. apresenta o modelo sólido e os respectivos elementos gerados.

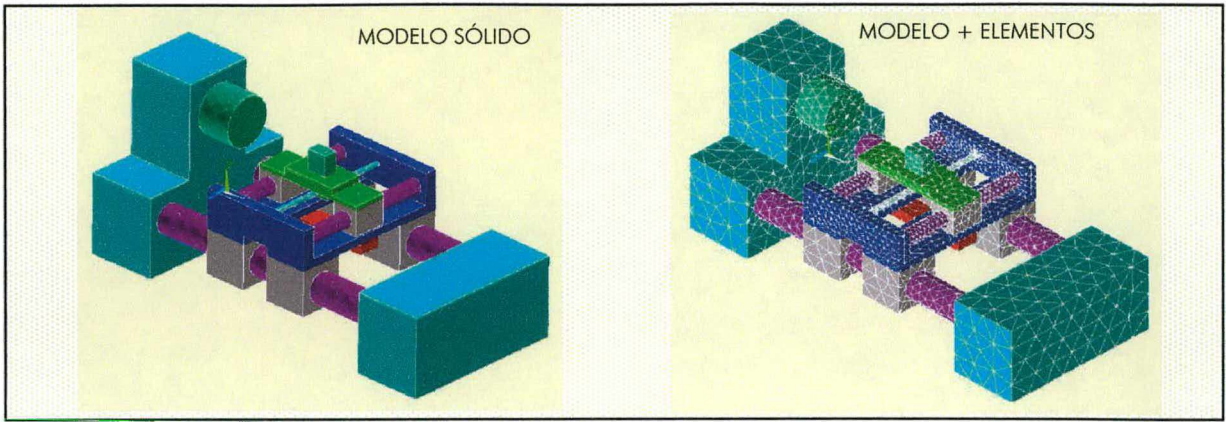


Figura 6.6 – Modelo sólido simplificado do protótipo.

O modelo sólido apresenta uma complexidade computacional maior, com uma capacidade superior de fornecer previsões de deformações (deslocamentos) estáticos e dinâmicos, bem mais confiáveis do que os fornecidos pelo modelo de viga.

A figura 6.7 apresenta a correlação entre o modelo de vigas e os elementos do protótipo desenvolvido.

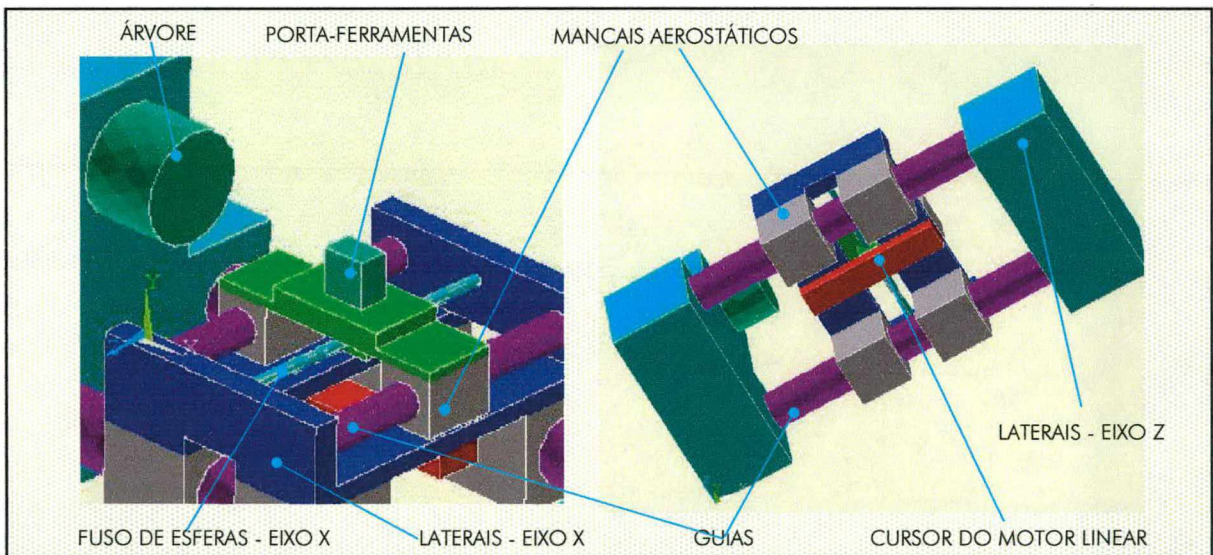


Figura 6.7 – Detalhes do modelo sólido simplificado do protótipo.

6.5. RESULTADOS

6.5.1. RESULTADOS ESTÁTICOS

A tabela 6.1 apresenta os níveis de deslocamento em X, Y, Z para um carregamento unitário simultâneo nas direções X e Z, uma situação crítica sobre o porta-ferramentas (valor total

da força aplicada 1,42 N). Esta tabela também apresenta valores comparativos entre os resultados do modelo de vigas e o modelo sólido.

Tabela 6.1 - Níveis de deslocamento para os modelos de vigas e sólido.

DIREÇÃO DO DESLOCAMENTO	VIGAS [m]	SÓLIDO [m]
UX	9.92 e-9	6.64 e-9
UY	4.95 e-9	3.77 e-9
UZ	9.09 e-9	6.39 e-9

Os valores apresentados na tabela acima estão dentro dos valores admissíveis para um torno destas características, apesar das diferenças apresentadas, o que valida o seu dimensionamento para esta instância. A figura 6.8 apresenta os níveis de deslocamentos nos modelos sob as mesmas condições de carregamento.

6.5.2. ANÁLISE DINÂMICA

Foi primeiramente efetuada uma análise das freqüências e modos naturais de vibração, utilizando para isto os dois modelos construídos. Foi usado o método de Lanczos, sendo determinados os primeiros 9 (nove) modos de vibração. A tabela-6.2 permite observar uma correlação bastante aproximada entre as freqüências naturais para ambos os modelos.

Tabela 6.2 - Freqüências naturais do modelo de vigas e modelo sólido.

MODO	FREQUÊNCIA [HZ]		DIFERENÇA [%]
	SÓLIDO	VIGAS	
1	386,34	363,99	5,79
2	435,14	409,95	5,79
3	546,88	562,92	-2,67
4	576,26	586,62	-1,77
5	605,53	611,94	-1,05
6	730,06	724,39	0,78
7	800,10	774,22	3,33
8	863,34	865,73	-0,28
9	1.018,00	1.030,50	-1,21

Estes valores acusam a inexistência de freqüências críticas inferiores a 300 Hz, valor já esperado para máquinas desta natureza. Considerando-se que a árvore apresenta uma variação de rotações entre 0 e 1.200 rpm (20Hz), pode-se concluir, inicialmente, que a rigidez da estrutura é adequada para as aplicações previstas.

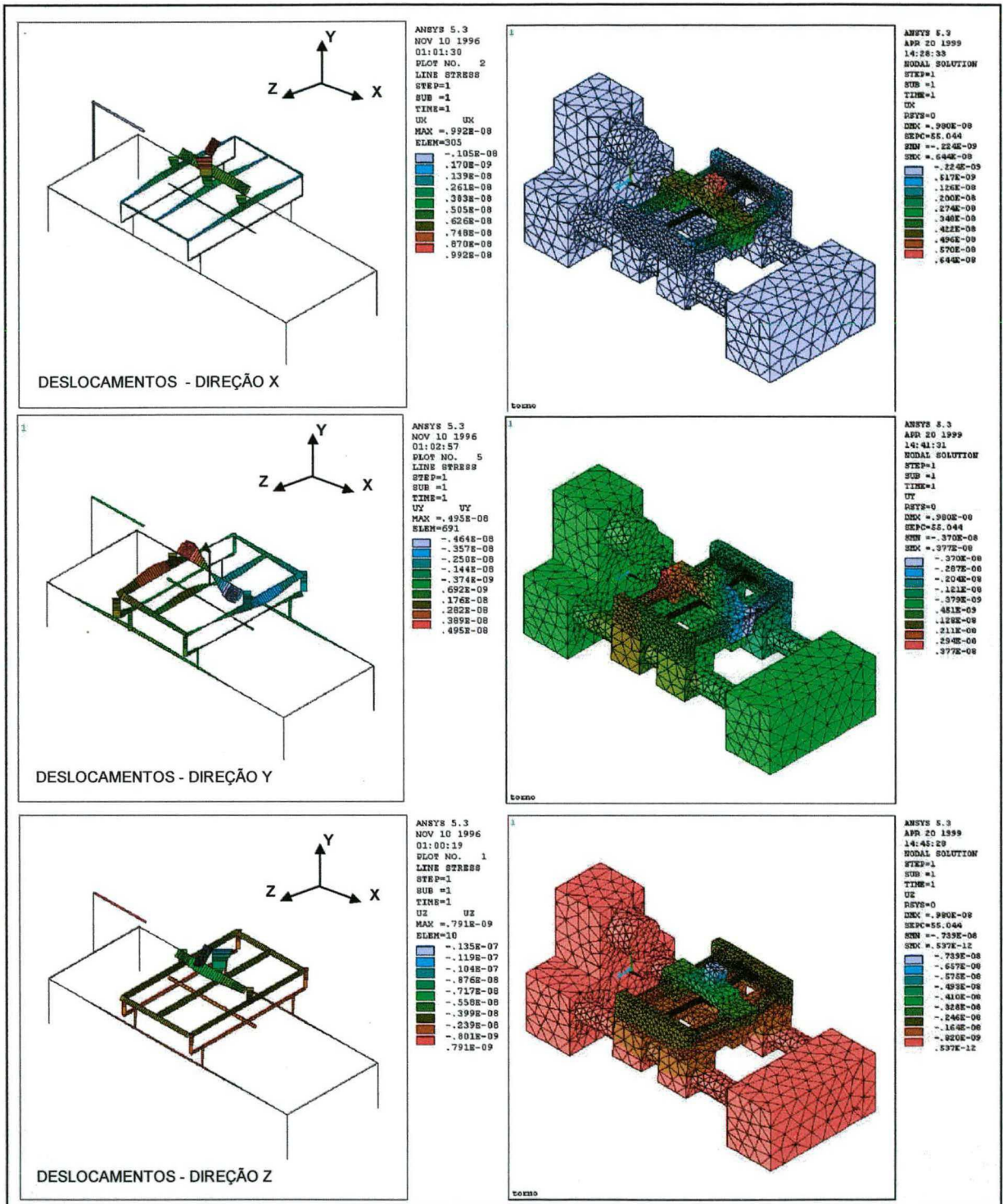


Figura 6.8 – Níveis de deslocamentos nos modelos sob carregamentos.

Com o objetivo de verificar a validade dos dados numéricos, foi efetuada uma análise de resposta em frequência para uma carga impulsiva aplicada na direção Y (vertical) sobre o porta-ferramentas. A curva obtida foi comparada com os valores numéricos de resposta em frequência para uma excitação harmônica aplicada no mesmo ponto e direção. Esta resposta numérica para

uma faixa de freqüências entre os 0 e 1.000 Hz foi obtida utilizando-se o modelo de vigas. A figura 6.10 apresenta ambas as curvas, experimental e numérica. Cabe ressaltar que não se procura uma comparação quantitativa (as unidades são diferentes) mas qualitativa, buscando observar a coincidência no formato, fato que não aconteceu de forma evidente.

A curva experimental apresenta uma série de valores de freqüências de pico inferiores à primeira freqüência natural dos modelos. Isto pode ter origem em alguns elementos não-estruturais associados ao sistema, como, por exemplo, a condição em balanço do encoder rotativo no eixo X. Estes elementos não-estruturais desconsiderados no modelamento podem ter introduzido freqüências de ressonância inferiores à esperada. Por outro lado, a curva experimental apresenta as curvas de ressonância muito achatadas, mostrando apreciáveis níveis de dissipação provavelmente oriundos da quantidade de juntas de contato e aparafusadas do sistema. Apesar disso, foi possível mapear alguns modos de ressonância presentes em ambas as curvas, correspondentes àqueles onde o porta-ferramentas não é um nó do modo, como é o caso da segunda e terceira freqüência natural do sistema, conforme a tabela 6.2. A figura 6.9 apresenta uma comparação entre os modos naturais de vibração dos modelo de vigas e sólido.

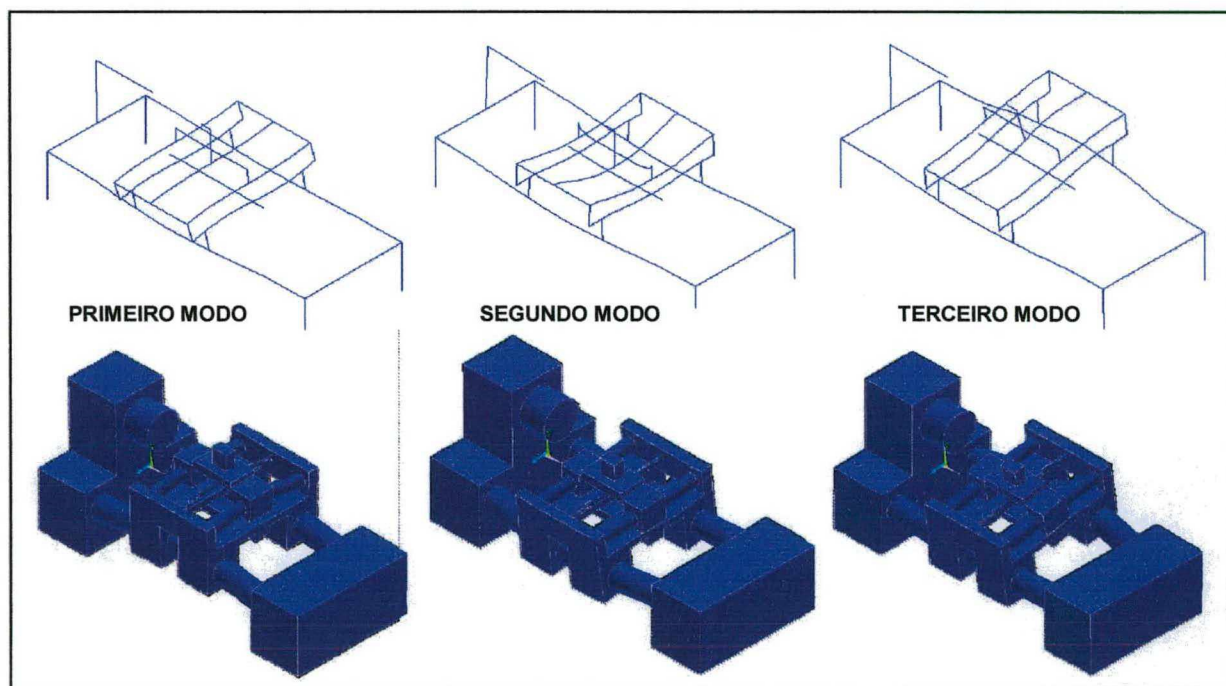


Figura 6.9 - Comparação entre os modos de vibração dos os dois modelos.

6.6. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos permitem resgatar algumas conclusões, deixando outros aspectos em aberto, comentados a seguir.

A análise comparativa entre dois modelos significativamente diferentes em termos de formulação (elementos de vigas/elementos sólidos) trouxe resultados satisfatórios. A comparação entre os dois modelos permitiu que mais complexo validasse o mais simples, principalmente se o objeto de observação se resume a valores de deslocamento ou problema de identificação de modos de vibração. Por outro lado, o modelamento por elementos de viga facilitou a validação da condição alternativa (com e sem pressão de ar) no acoplamento entre mancais aerostáticos e eixo, assim como o cálculo da curva de resposta em frequência para uma faixa de 1.000 Hz, com intervalo de 2 Hz, conforme a figura 6.10.

Comparando o resultado numérico com um resultado experimental, obtido sobre um ponto no porta-ferramenta, conforme a figura 6.11, pode-se concluir que: para baixas frequências o modelo tende a não reproduzir a condição real de vibração. Para frequências acima de 400 Hz o modelo tende a apresentar melhores resultados.

O método impulsivo foi empregado na identificação dos parâmetros dinâmicos da máquina, e a escolha dos pontos de medição e aplicação foi feita tomando por base os resultados do modelo. A identificação das frequências críticas permitiu definir faixas de operação para a máquina, evitando que esta seja operada em condições próximas às suas ressonâncias. Segundo as propostas iniciais para este trabalho os resultados obtidos mostraram-se dentro das expectativas.

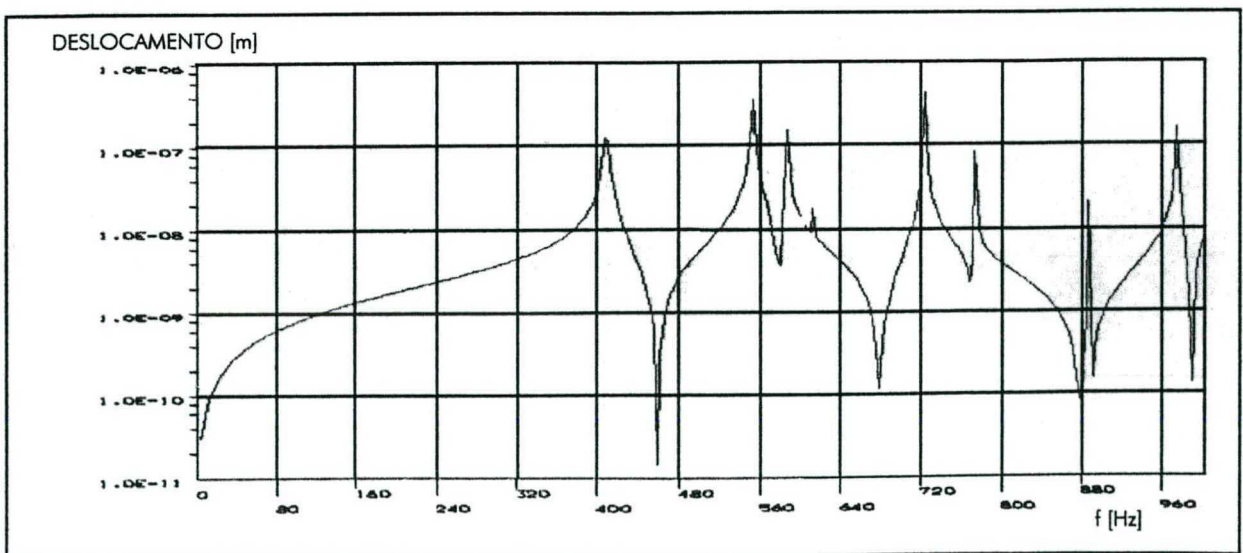


Figura 6.10 - Resultado dinâmico numérico, modelo de vigas.

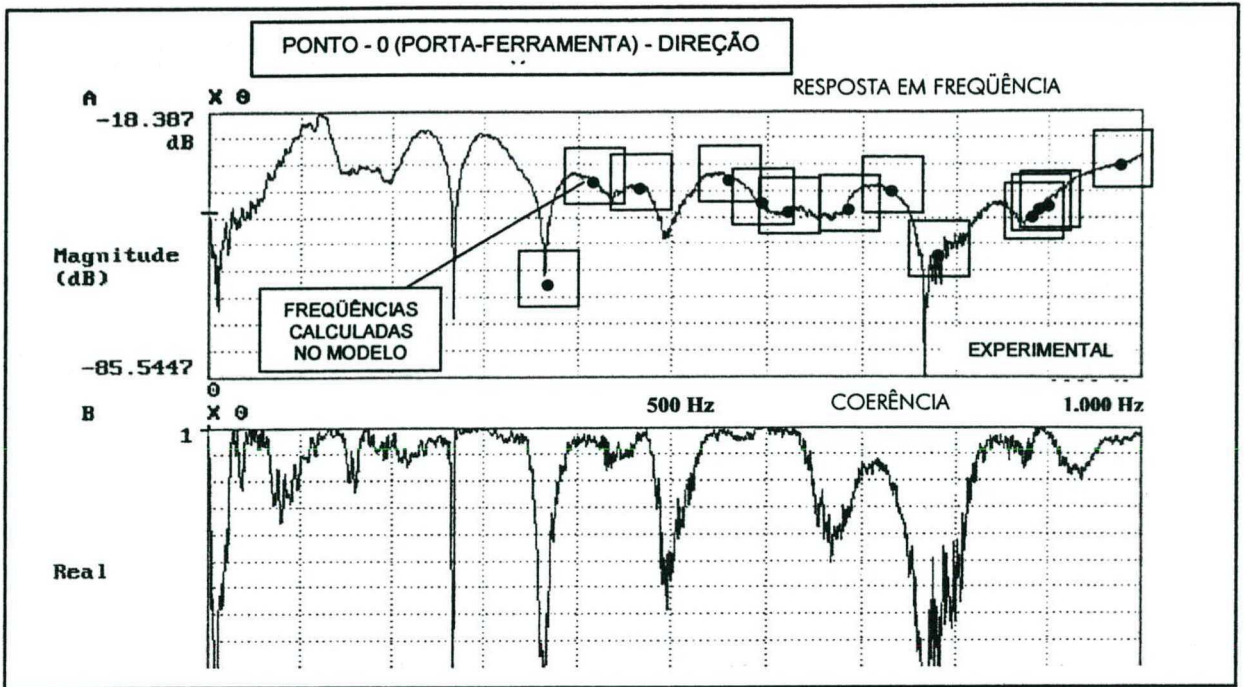


Figura 6.11 - Resultado dinâmico experimental.

Desta forma, pode-se concluir que ambos os modelos apresentaram deficiências para excitações de baixa frequência. Como comentado, isto pode ter sua origem na ausência de elementos não-estruturais e desprezados no modelamento, os quais podem introduzir vibrações na estrutura. Estas deficiências também têm origem na condição contínua do modelo, que não corresponde à realidade de uma estrutura montada por uniões aparafusadas, como a adotada na construção do protótipo.

Também foi notado um nível de dissipação apreciável, em função das características do ar dos mancais das guias e árvore, o que modifica a curva em relação ao caso numérico sem esta consideração.

Ainda assim, os valores obtidos pelo modelo se aproximam dos valores experimentais, sendo que o mesmo permitiu identificar quais os componentes mais comprometidos em termos de vibrações e reavaliar algumas considerações do projeto.

CAPÍTULO 7

QUALIFICAÇÃO DO PROTÓTIPO

7.1. INTRODUÇÃO

O projeto de uma máquina-ferramenta, seja esta de precisão ou ultraprecisão, é avaliado em função da estabilidade e repetibilidade, como considerações primárias. A precisão, muito importante, pode ser melhorada até os limites impostos pela estabilidade e repetibilidade da máquina-ferramenta, através do mapeamento dos erros presentes, que podem ser devidamente corrigidos pelos comandos de movimentação [24].

Wu e Ni [131] apresentam na figura 7.1 os dois principais tipos de erros encontrados em máquinas-ferramentas.

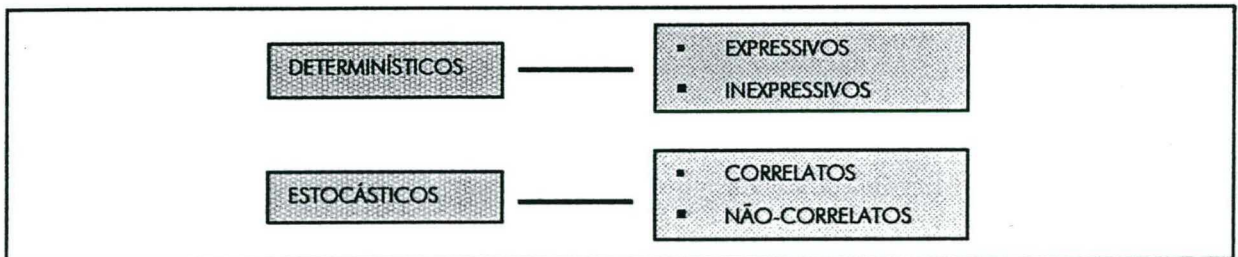


Figura 7.1 – Classificação dos erros em máquinas-ferramentas [131].

Ambas as formas de erros podem ser previstas ou mapeadas, permitindo compensá-las através de vários procedimentos, entre os quais se destacam:

- melhora no projeto mecânico;
- melhora no sistema de acionamento e controle;
- melhora na estratégia de controle;
- implementação de uma matriz de erros no controle;
- implementação de um programa de mapeamento e previsão de erros.

A relação custo/precisão em máquinas-ferramentas é exponencial [24,32,38,53]. Enquanto os erros forem sistemáticos ou repetitivos, e passíveis de serem medidos e armazenados, ações compensatórias podem ser tomadas, quer por meio de correção manual, quer por meio de sistemas computacionais.

As correções manuais podem ser efetuadas diretamente pelo operador, durante a elaboração do programa-peça. Este tipo de compensação leva a uma forte relação entre

programador e máquina, visto que este deve ter um profundo conhecimento do processo e dos erros que a máquina pode introduzir neste. Por estas razões, a compensação manual torna-se um processo de elevado custo e risco, devido ao tempo exigido para um programador adquirir a experiência necessária, e ao empirismo envolvido. Esta metodologia pode ser sistematizada e implementada diretamente em sistemas CAD, o que diminui a influência do programador, reduzindo custos e tempo.

A compensação por meio de programas computacionais tem se mostrado um campo bastante fértil de pesquisa. Além da compensação simples, comum aos comandos numéricos tradicionais, atualmente o desenvolvimento de sistemas baseados em previsões de erros (modelamento estocástico), sistemas inteligentes (redes neurais e similares) ou da aplicação de técnicas de controle para o tratamento de erros em máquinas-ferramentas tem mostrado resultados muito promissores para um futuro próximo.

A evolução dos comandos numéricos e a introdução no mercado dos comandos digitais permitem que estes procedam aos cálculos de correção e efetuem as devidas compensações de movimentação, com precisão e velocidades muito superiores às realizadas até 1998 [185].

A *International Standard Organization* (ISO) apresenta, na série de ISO 230, recomendações para testes de qualificação de máquinas-ferramentas [108-110], a qual é dividida em:

- parte 1: precisão geométrica para máquinas operando sobre condições de não-carregamento ou acabamento;
- parte 2: determinação da precisão e repetibilidade de posicionamento de máquinas numericamente controladas;
- parte 3: avaliação dos efeitos térmicos;
- parte 4: testes de circularidade para máquinas numericamente controladas;
- parte 5: emissão acústica.

Embora os aspectos de qualificação de máquinas-ferramentas sejam regidos por normas [34] específicas, a avaliação de máquinas-ferramentas de ultraprecisão ainda se encontra em discussão. Porém, os conceitos gerais que regem os ensaios em máquinas-ferramentas comandadas numericamente podem ser estendidos às máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão.

Em função dos baixos esforços gerados no processo de usinagem de ultraprecisão [6,7,8,19,24,40], pode-se considerar o efeito de desgaste e deformação elástica da ferramenta como mínimos. Weck e Luderich [133] mediram a influência da expansão térmica entre

ferramenta e peça na usinagem de ultraprecisão, bem como os níveis de deformação resultantes desta expansão, que no nível nanométrico podem ter certa influência no resultado da usinagem.

Outra consideração a ser feita é quanto ao regime de usinagem, onde o processo nas condições de desbaste ou acabamento pode ser comparado às condições de acabamento fino no torneamento convencional. Estas considerações, por sua vez, permitem a aplicação das normas ISO 230, parte 1 e 2, para a qualificação do protótipo.

Slocum [24] define que o erro resultante no gume da ferramenta em uma máquina-ferramenta pode ser modelado em termos de uma combinação dos erros individuais de diferentes elementos estruturais da mesma. Sob este mesmo aspecto Weck [32] informa que a precisão em um trabalho produzido na usinagem sofre grande influência de:

- desvios no movimento relativo planejado entre a ferramenta ou o porta-ferramentas. (mesa) e a peça ou dispositivo de fixação (árvore);
- desgaste e deformações elásticas da ferramenta;
- deformações elásticas da peça e dos dispositivos de fixação.

Da mesma forma que o desgaste e a deformação elástica da ferramenta em usinagem de ultraprecisão são mínimos, uma correta escolha e dimensionamento do dispositivo de fixação pode levar a uma minimização dos efeitos das deformações elásticas da peça e dos dispositivos de fixação.

Com relação ao processo, pode-se concluir que, em usinagem de ultraprecisão, os desvios no movimento relativo entre o gume da ferramenta e a peça tendem a ser a fonte predominante de erros no resultado final do processo. Desta forma, no protótipo desenvolvido, estes desvios são provenientes da combinação dos erros de movimentação dos carros.

Assim, a qualificação do protótipo do ponto de vista de levantamentos dos erros geométricos, tem por objetivo descrever os desvios esperados dentro da área total de trabalho, de modo que a contribuição individual de todos os eixos com movimento possa ser avaliada e considerada. O objetivo é o mapeamento resultante possa proporcionar as informações necessárias para as correções, que poderão ser realizadas diretamente no elemento, conjunto ou sistema, ou indiretamente por meio de *software* [21].

Basicamente, a qualificação do protótipo foi realizada tomando por base os resultados obtidos com:

- ensaio de perpendicularismo;
- linearidade;
- posicionamento;
- aferição da velocidade e do incrementos de deslocamento.

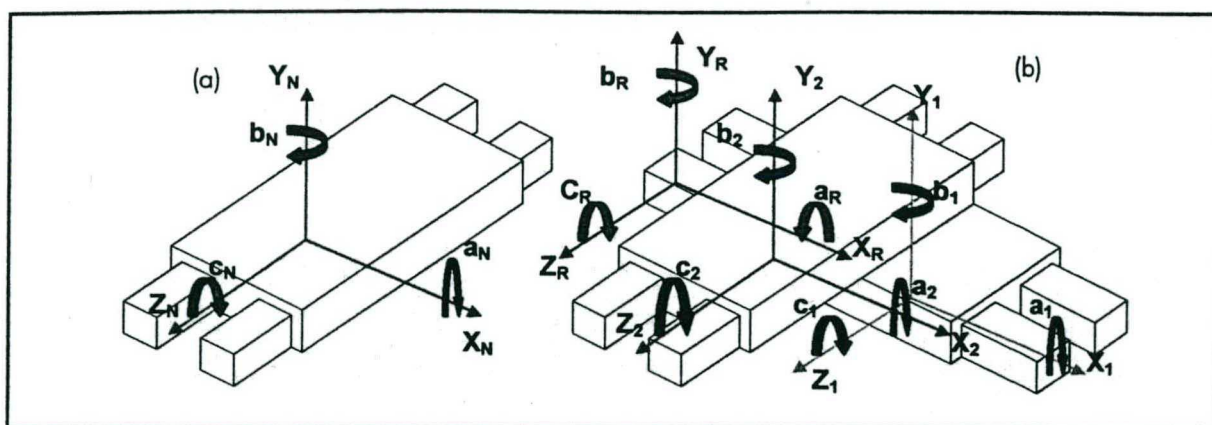


Figura 7.2 – Erros geométricos em guias de máquinas [24,54,107].

Complementando a qualificação do protótipo, foram realizados ensaios dinâmicos visando a obtenção da curva-resposta em frequência para determinação das frequências naturais da estrutura.

7.2 ENSAIOS GEOMÉTRICOS.

Segundo especialistas da firma Maho [186], de forma geral tem-se constatado que, em centros de usinagem de pequeno e médio porte, os erros geométricos mais significativos são normalmente de posicionamento linear, histerese e de perpendicularismo entre eixos. Os erros de retilinearidade em máquinas novas geralmente apresentam valores muito pequenos, os quais tendem a se tornar mais expressivos com o passar do tempo. Isto se deve a problemas operacionais tais como: deficiências de lubrificação, colisões, carregamento excessivo, operação em uma única região de trabalho, comum em máquinas dedicadas, tais como as empregadas em linhas transfer.

Os erros de inclinação, em condições normais de operação, não constituem um grande problema devido às pequenas dimensões relativas do volume de trabalho [186]. A não-disponibilidade de uma rotina de correção bidirecional no CNC implementado no protótipo foi um dos fatores que levaram à adoção de ensaios unidirecionais.

Apesar das considerações dos especialistas da empresa Maho serem para centros de usinagem, também podem ser estendidas para o protótipo desenvolvido, de onde se conclui que:

- os ensaios de posicionamento linear, histerese e perpendicularismo podem ser suficientes para prover informações sobre as considerações gerais do comportamento geométrico da máquina;
- os ensaios de retilinearidade, apesar de importantes em se tratando de um protótipo, podem ser postergados.

7.2.1. ENSAIOS DE PRECISÃO E REPETIBILIDADE DE POSICIONAMENTO

Os ensaios de precisão e repetibilidade de posicionamento se realizaram de acordo com a norma ISO 230-2 [109], sendo que todas as recomendações da mesma foram seguidas. Durante os ensaios foram implementados os valores de correção para a rotina de compensação. Apesar de ser uma máquina com dois eixos coordenados, as medições foram realizadas de forma unidirecional, com as aproximações sendo realizadas na mesma direção do sentido do eixo.

Ensaio de posicionamento bidirecional são mais relevantes quando se deseja proceder a uma correção simultânea de posicionamento de perpendicularismo. A correção bidirecional só é possível em comandos de última geração [185,186].

O equipamento experimental e seus respectivos elementos constituintes são apresentados na figura 7.3, (ambos os eixos -Z e X), e as suas características são apresentadas no anexo 13.



Figura 7.3 – Equipamento experimental dos ensaios de posicionamento.

Os ensaios foram realizados ao longo dos cursos de ambos os eixos. Em regiões específicas, próximas ao centro do plano de trabalho, os ensaios de posicionamento foram repetidos para condições de microdeslocamentos, ou seja, curso de $0,005\mu\text{m}$ com avanços respectivamente baixos. Os ensaios de pequeno curso tiveram como objetivo determinar as características do movimento em condições tipicamente encontradas em usinagem de ultraprecisão (microdeslocamentos e microavanços). As primeiras medições foram realizadas tomando-se somente três pontos ao longo do percurso, para se obter a avaliação da condição geral do movimento. A estas medições iniciais seguiram-se as medições regulares, as quais, de forma iterativa, forneciam dados para o programa de compensação.

Os resultados obtidos são apresentados sob forma gráfica nas figuras a seguir. Em cada uma das figuras são apresentados os resultados de medições realizadas antes e depois da implementação das compensações e depois da implementação das mesmas.

A. RESULTADOS DO EIXO X

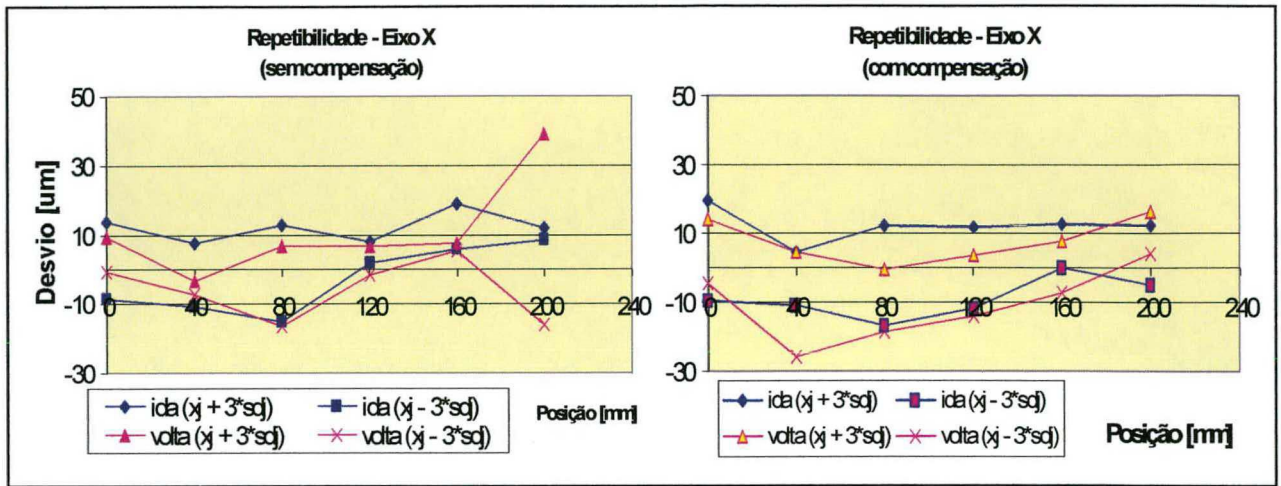


Figura 7.4 – Repetibilidade de posicionamento – Eixo X.

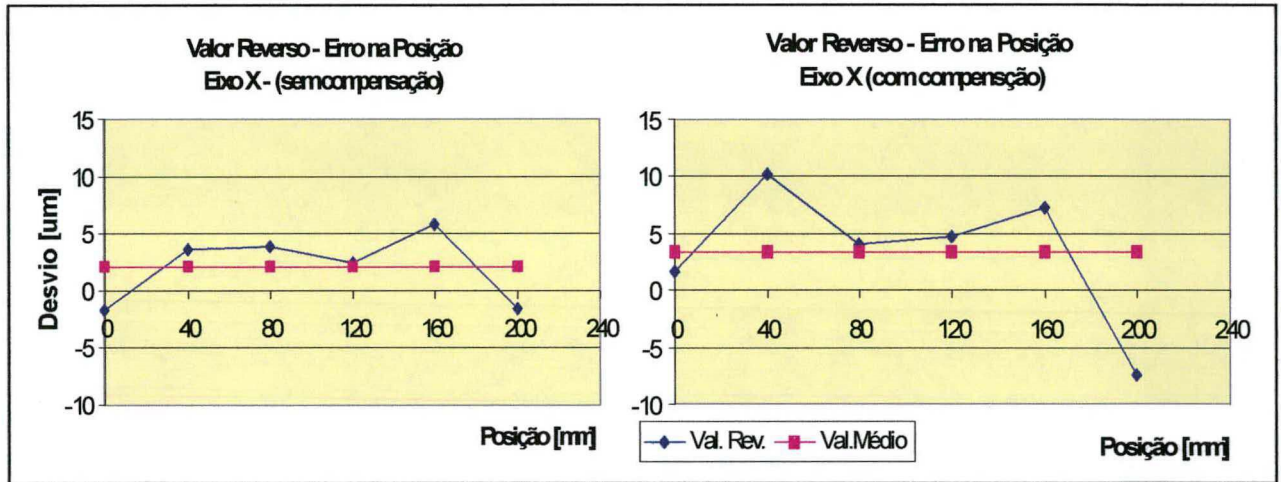


Figura 7.5 – Erro de posição – Eixo X.

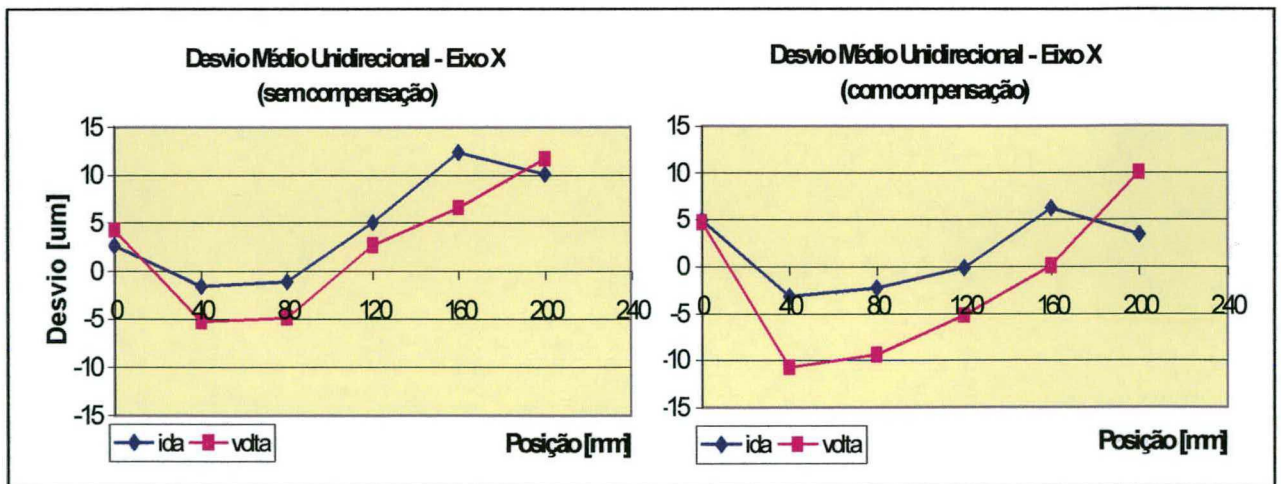


Figura 7.6 – Desvio Médio Unidirecional - Eixo X.

B. RESULTADOS DO EIXO Z

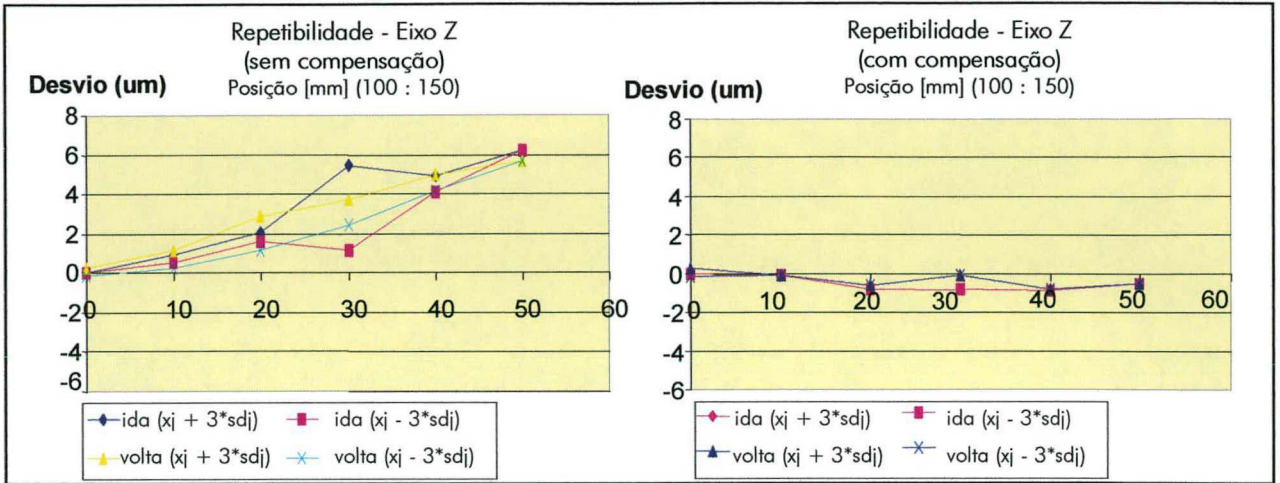


Figura 7.7 – Repetibilidade de posicionamento – Eixo Z.

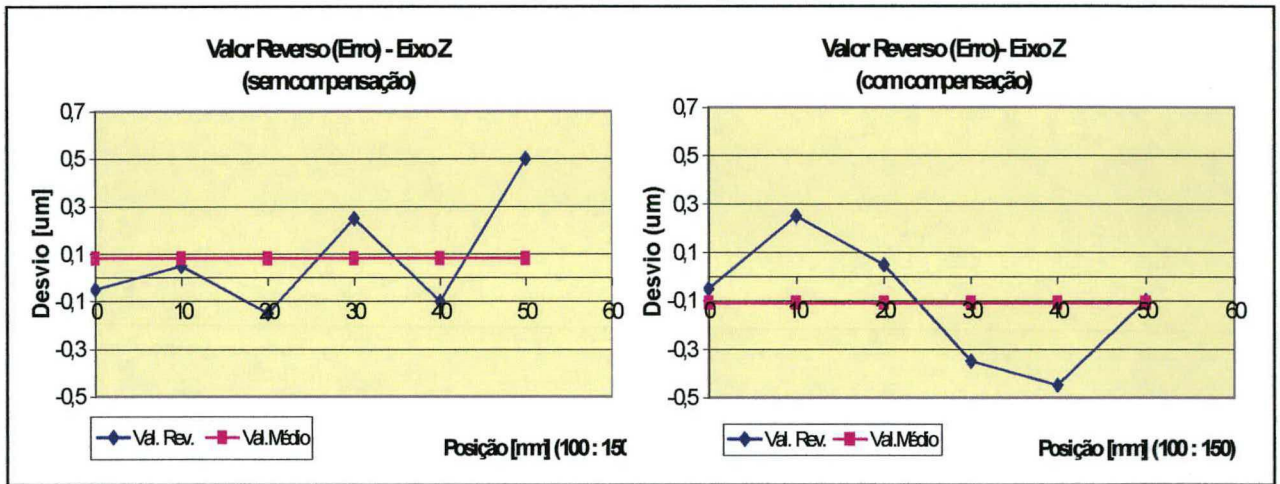


Figura 7.8 – Erro de posição – Eixo Z.

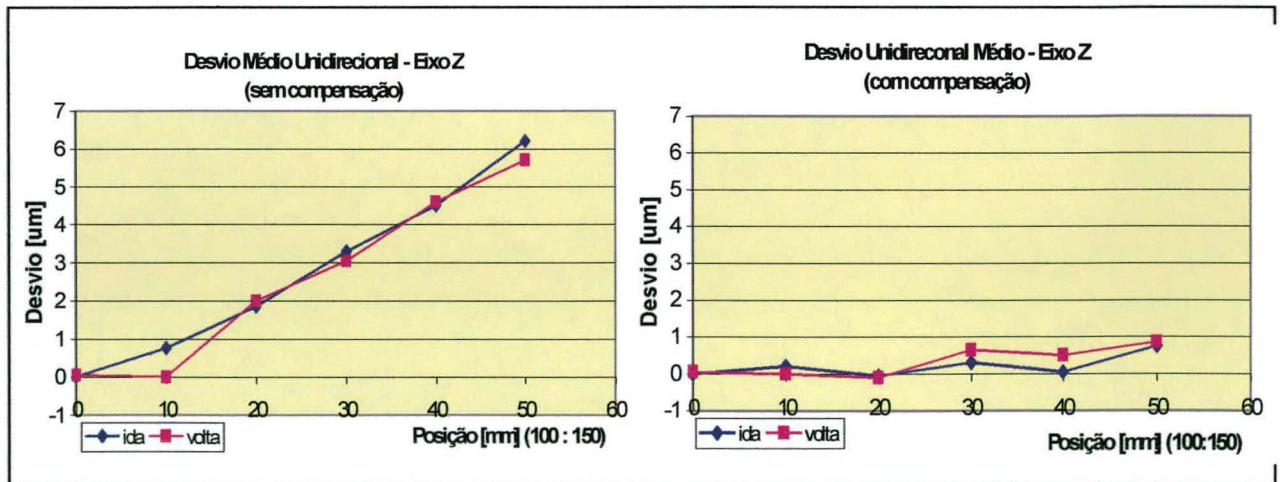


Figura 7.9 – Desvio Médio Unidirecional - Eixo Z.

C. ENSAIOS DE MICRO DESLOCAMENTOS

A figura 7.10 apresenta os resultados para os ensaios de microdeslocamentos realizados para o eixo Z.

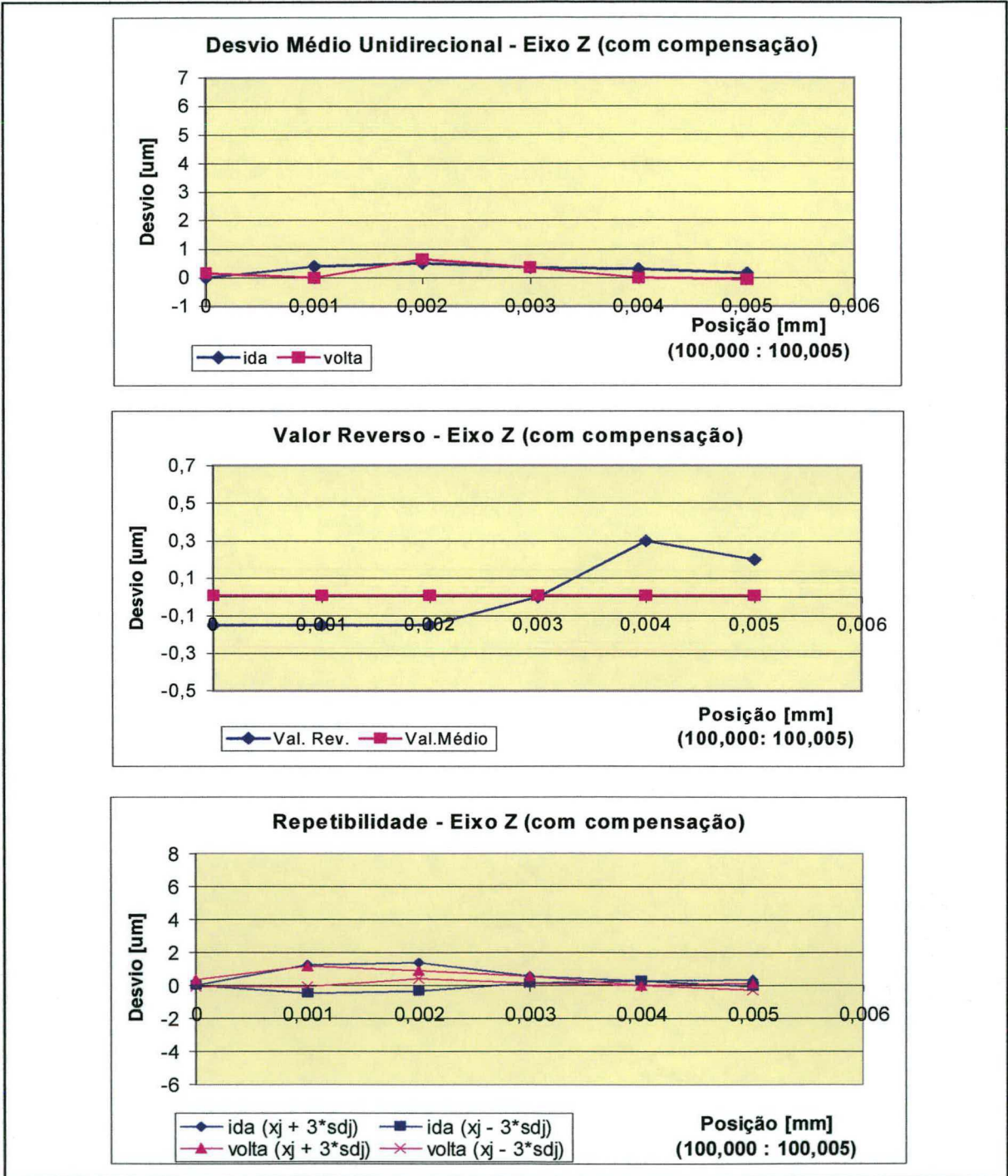


Figura 7.10 – Resultados dos ensaios de microposicionamento da guia Z.

7.2.2. ENSAIOS DE PERPENDICULARISMO

O ensaio de perpendicularismo foi realizado utilizando-se um conjunto esquadro padrão e comparador. Os métodos utilizando-se elementos padrões são os mais usados na determinação de erros de reticidade e perpendicularismo. De operação simples e rápida, estes métodos fornecem resultados confiáveis e de baixo custo. As principais limitações decorrem do fato de que em muitos casos estes padrões são difíceis de manusear e podem sofrer limitações por parte da máquina (ex.: dimensões, características construtivas, etc.).

Para o ensaio de perpendicularismo foi utilizado um esquadro padrão de granito Mitutoyo, o qual foi montado de maneira apropriada em um estrutura específica sobre a base de granito, conforme a figura, 7.11, sendo as características dos elementos utilizados apresentadas no anexo 14. A estrutura dispunha de um sistema de ajuste fino para alinhamento do esquadro.

O procedimento foi constituído em alinhar o comparador ao longo do eixo Z, e posterior medição em intervalos no eixo X. Após as medições na direção X, o procedimento foi realizado de forma reversa, para se obter possíveis desvios no alinhamento. Os pontos medidos em ambas as direções permitiram a interpolação de curvas, as quais apresentam o desvio de perpendicularismo entre os eixos Z e X [74,118,120].

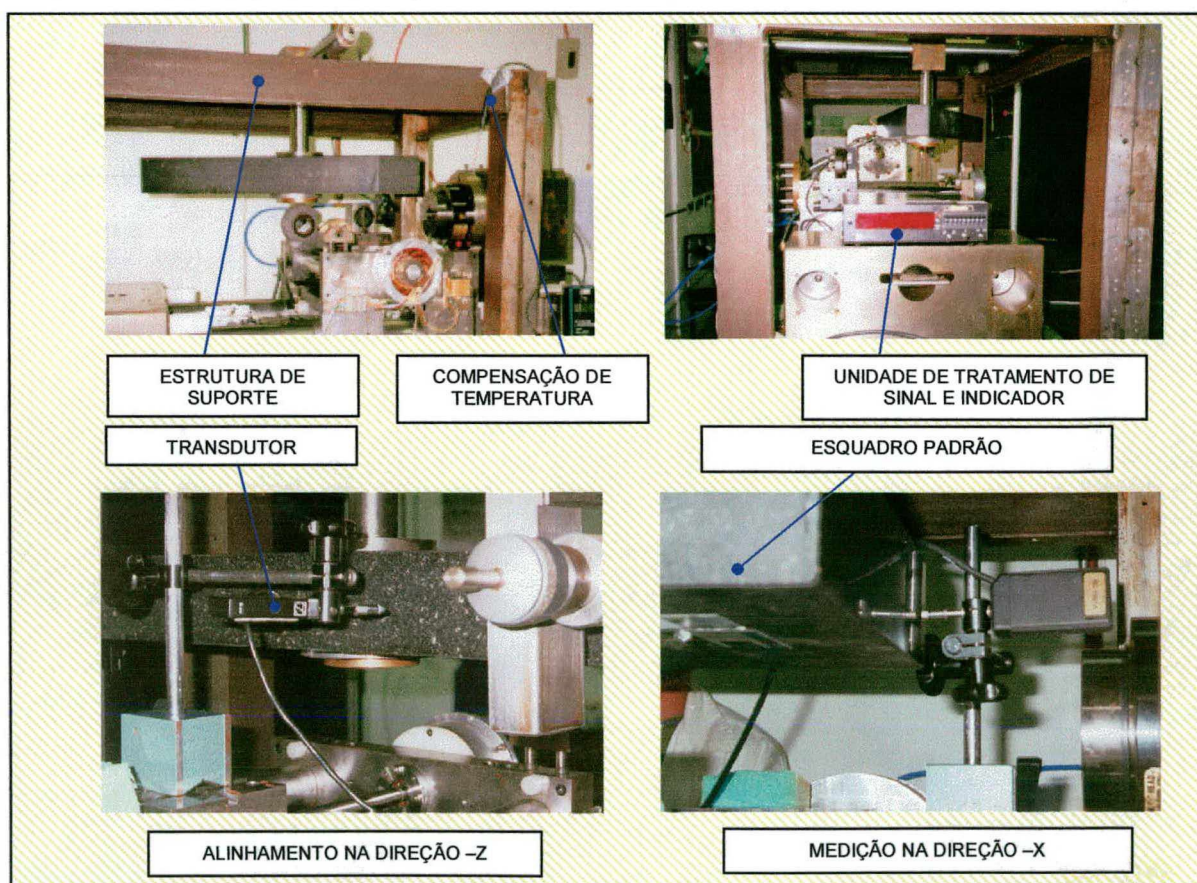


Figura 7.11 – Equipamento experimental do ensaio de perpendicularismo.

Os resultados obtidos apresentaram um erro de perpendicularidade, entre os eixos X e Z, de 0,23 graus. Este erro foi minimizado através de um processo iterativo compreendendo ações mecânicas e medições. Tal processo permitiu a redução do erro de perpendicularismo para 0,014 graus. A partir deste ponto, limitações mecânicas não permitiram avanços significativos na redução do erro de perpendicularismo.

7.2.3. QUALIFICAÇÃO DA ÁRVORE

No desenvolvimento de máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão, o desempenho geométrico da árvore define em grande parte o sucesso na obtenção de tolerâncias de forma, dimensionais e de qualidade superficial.

O desempenho geométrico de uma árvore de máquina-ferramenta pode ser expresso em termos de seis graus de liberdade, conforme a figura 7.12.

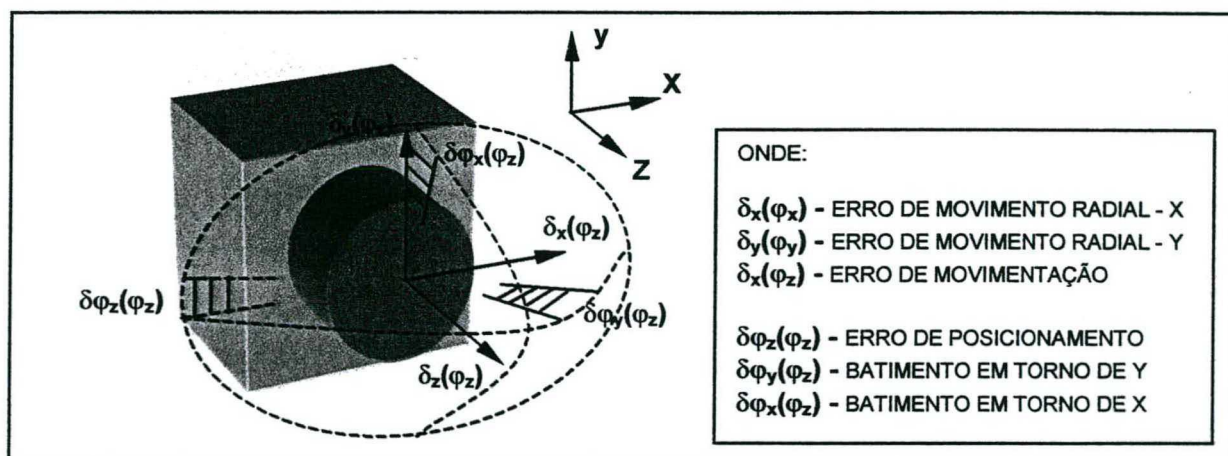


Figura 7.12 - Erros básicos de um eixo-árvore [55].

Com base na figura 7.12, conclui-se que todos os movimentos aleatórios podem ser decompostos, tomando por base os desvios individuais descritos acima [24,55,115].

Os erros de movimentação nas direções radiais e axiais, e os erros de movimentação angulares não são de interesse do ponto de vista de precisão da peça [6,44,52,55,115]. Weck et alii [55] definem que, em geral, a precisão de posicionamento de árvores de máquinas de precisão é um assunto meramente subordinado.

O fundamental na análise de árvores de precisão é definir qual a direção sensível mais importante durante a usinagem. A direção sensível, segundo Weck et alii [55], figura 7.13, é definida como o componente do movimento normal da superfície da peça a ser produzida, e movimentos não-perpendiculares à direção sensível apresentam nenhuma ou muito pouca influência sobre o resultado.

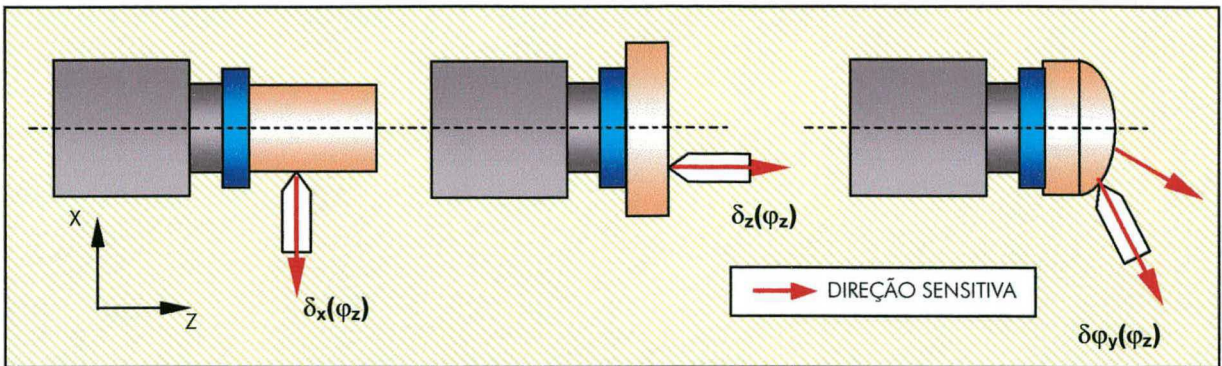


Figura 7.13 - Exemplos de direções sensíveis.

Como a direção sensível é uma função da peça a ser usinada, a geometria da mesma deve ser conhecida para se proceder a uma avaliação da árvore. Desta forma, na impossibilidade de se definir uma direção sensível preferencial, a qualificação da árvore foi realizada em função de erro de batimento axial e amplitude de deslocamento dinâmico (desbalanceamento).

Um dos requisitos levantados durante a fase conceitual do projeto foi a necessidade de uma elevada precisão de giro da árvore. Como resultado foi selecionado um mancal aerostático PI-4B, cujas características estão descritas no anexo 08. Este mancal apresenta um erro de giro (batimento) menor do que 25 nm (1 micropolegada). Em função da elevada precisão de giro do mesmo, a qualificação da árvore ficou limitada ao erro de batimento da flange de fixação e ao balanceamento.

O erro de batimento da flange de fixação foi levantado utilizando-se um sistema com sensor indutivo de deslocamento com resolução de 0,5 μm . O processo de minimização foi iterativo, com sucessivas medições e ajustes mecânicos na flange. A figura 7.14 apresenta o equipamento utilizado no ajuste do batimento da flange de fixação de peças.

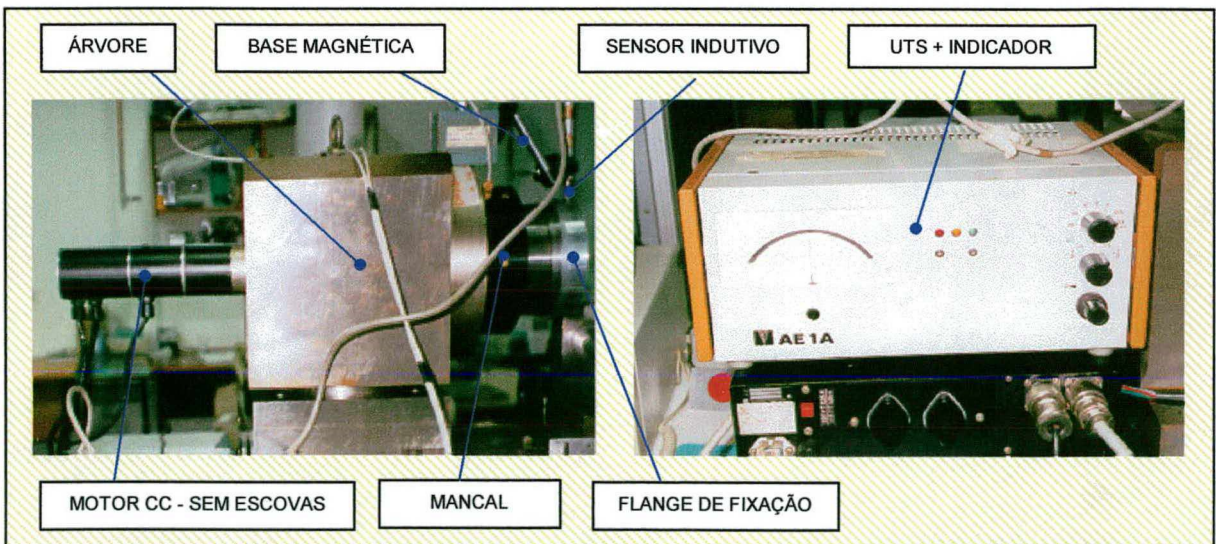


Figura 7.14 - Equipamento utilizado na centragem da flange de montagem.

Em usinagem de ultraprecisão a vibração na árvore é uma das principais fontes erro no processo, e esta é uma função:

- da forma como a árvore está montada na estrutura;
- do acionamento;
- dos mancais;
- da peça;
- do processo.

A contribuição individual, ou combinada, destes fatores pode ser minimizada através de uma escolha correta de elementos, e de um balanceamento correto. Apesar de ser pré-balanceada para evitar danos aos mancais e a estrutura, a árvore deve sofrer este processo a cada nova peça que for fixada, tanto por razões de segurança, quanto para se obter resultados melhores. Segundo a literatura [6,19,40], um dos principais fatores que compõe o tempo secundário em uma usinagem de ultraprecisão é o balanceamento. A figura 7.15 apresenta o equipamento utilizado no balanceamento.

Desta forma foi realizado um balanceamento cujo o objetivo foi o de proporcionar à árvore um desbalanceamento residual na classe G0,4, a velocidades angulares de 1000 rpm, conforme a norma ISO 1940 [193]. O balanceamento deu-se em dois planos, utilizando-se um equipamento Schenk Vibrobalance (anexo 15) e foi realizado como ação preliminar para a operação a árvore, evitando, assim, danos ao mancal aerostático.

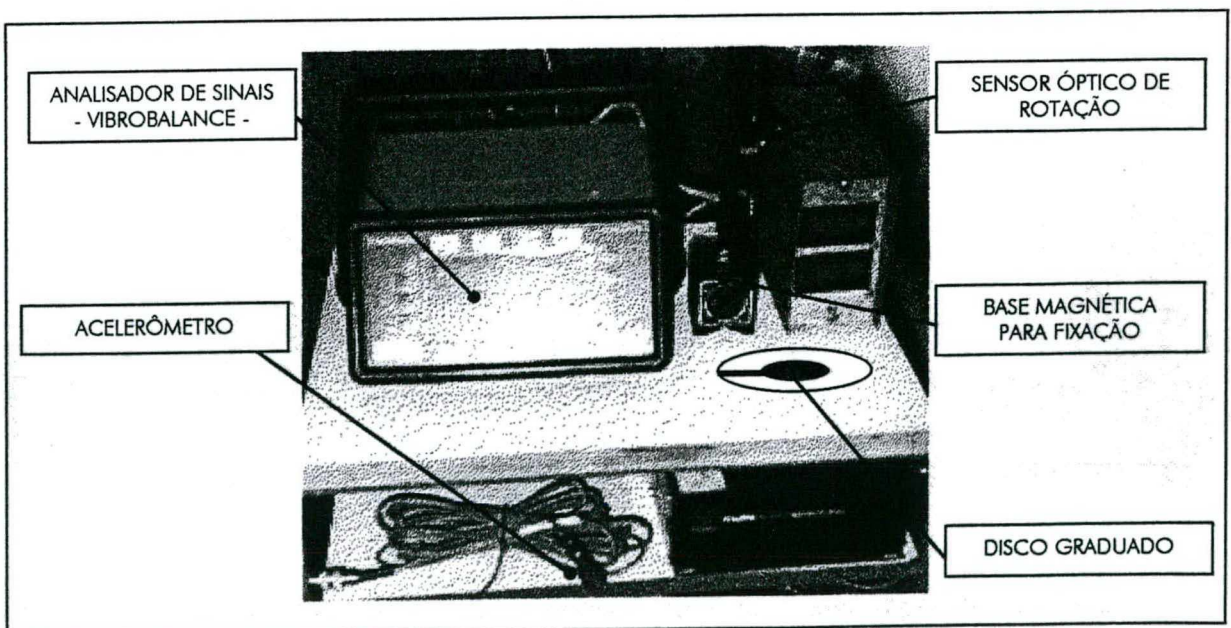


Figura 7.15 – Equipamento utilizado no balanceamento da árvore.

7.2.4. CONCLUSÕES SOBRE OS ENSAIOS GEOMÉTRICOS

Entre os objetivos propostos neste trabalho, estava o de testar soluções diferentes para sistemas de avanços submicrométricos. Estes sistemas foram implementados sob a forma do conjunto com guias aerostáticas / motor linear / encoder linear, e outro com guias aerostáticas / motor linear / encoder linear. A partir destas duas soluções pode-se tirar duas conclusões:

- o conjunto guias aerostáticas / motor linear / encoder linear, e guias aerostáticas (eixo Z) proporciona um deslocamento mais suave, e com melhor precisão e repetibilidade, mesmo tendo um sistema de medição como menor resolução. Este melhor resultado pode ser explicado devido à inexistência de atrito mecânico no conjunto;

- o conjunto composto por guias aerostáticas / motor linear / encoder linear (eixo X), apesar de contar com um sistema de medição capaz de proporcionar uma altíssima resolução, é prejudicado por diversos fatores, entre os quais:

- ◊ elasticidade do acoplamento entre fuso e carro da guia;

- ◊ vibrações nos sistema de recirculação das esferas na castanha do fuso, e nos rolamentos de apoio do fuso;

- ◊ atrito no fuso (entre as esferas e as pistas) e nos rolamentos de apoio do mesmo;

- ◊ elasticidade torcional no fuso, que acarreta um erro de segmento no início do movimento, onde o atrito na castanha é maior. Este erro é gerado em parte pela configuração adotada, onde motor e encoder ficam localizados nos extremos opostos do fuso;

- ◊ impossibilidade da malha de controle de atuar sobre o sistema quando há variações nos atritos e elasticidades.

Estas conclusões são compartilhadas por Bispink [162], Bispink e Weck [163], Slocum[24], Braasch [190], entre outros.

7.3. ENSAIOS DINÂMICOS

Koenigsberger e Tlustý [106] e Welbourn e Smith [107] apresentam a dinâmica do processo de usinagem (figura 7.16), como sendo um *loop* fechado em que as vibrações geradas na máquina tendem a excitar o processo, da mesma forma que as vibrações geradas na interface entre ferramenta e peça tendem a excitar a máquina.

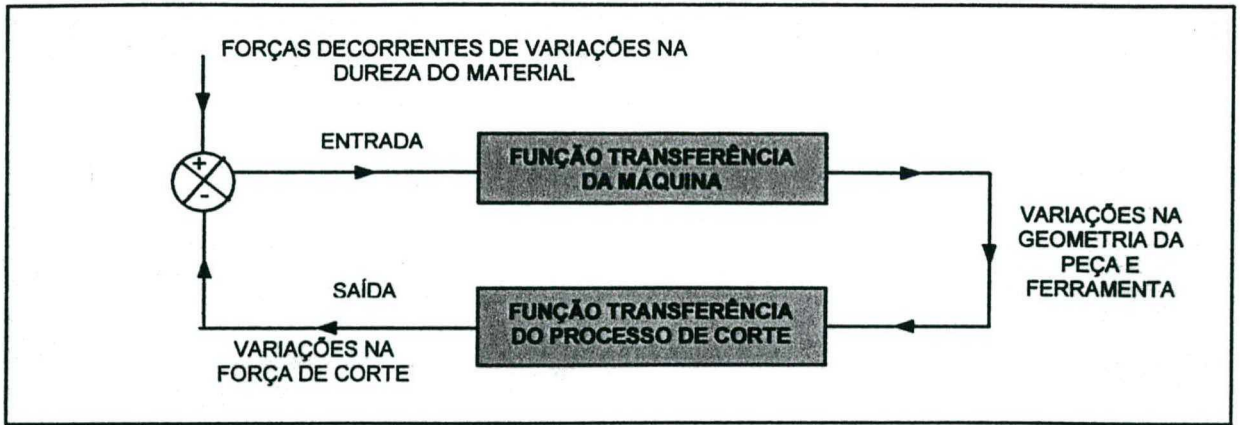


Figura 7.16 – Dinâmica básica do processo de vibrações em máquinas-ferramentas [106,107].

Com base nos resultados obtidos com o modelamento matemático do protótipo foram realizados ensaios dinâmicos com os seguintes objetivos:

- validar o modelo;
- identificar as frequências críticas;
- mapear as frequências críticas em diversas partes da estrutura da máquina.

A validação do modelo permite que os procedimentos de modelamento sejam aplicados em desenvolvimentos futuros, tornando-se uma ferramenta útil na identificação de pontos fracos no projeto.

A identificação das frequências críticas permite definir faixas de operação para a máquina evitando que esta seja operada em condições próximas às ressonâncias.

O mapeamento permite verificar como as diversas partes da estrutura respondem quando excitadas e qual a participação destas no resultado final da usinagem. Ewins [105] sugere que o estudo experimental de vibrações em estruturas tem sempre provado ser a principal fonte de informações para entender e controlar as mesmas.

7.3.1. RESUMO DA TEORIA

O comportamento dinâmico de uma estrutura pode ser modelado utilizando-se a equação do movimento. Considerando o protótipo desenvolvido como um sistema com mais de um grau de liberdade, as propriedades espaciais (massa, amortecimento e rigidez), as quais constituem o modelo, devem ser expressas em termos de matrizes conforme a equação 7.1.

$$[M]\{\ddot{U}\} + [\xi]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F(t)\} \quad (7.1)$$

Onde:

- [M] – matriz mássica da estrutura;
- { \ddot{U} } – vetor aceleração;
- [ξ] – matriz amortecimento;
- { \dot{U} } – vetor velocidade;
- [K] – matriz de rigidez da estrutura;
- {U} – vetor deslocamento ou deformações em cada um dos pontos nodais;
- {F(t)} – carregamento dinâmico.

A análise dinâmica pode ser dividida em três fases:

- determinar as equações que governam o movimento, ou seja, definir na prática os elementos das matrizes acima descritas [87,105,106];
- realizar uma análise de vibrações simples, utilizando as equações de movimento. Esta análise produzirá a primeira série de N frequências naturais e fatores de amortecimento, e, secundariamente, os respectivos vetores de “forma” (sendo que N representa o número de graus de liberdade ou equações de movimento), com cada um destes sendo associado com uma frequência natural e fator de amortecimento. A solução completa do problema de vibrações livres é convencionalmente contida em duas matrizes [λ^2] e [Φ], referenciadas como propriedades nodais ou autovalores (*eigenvalues*) e autovetores (*eigenveactors*). Um dos elementos da matriz diagonal (λ^2_r) contém a frequência natural e o fator de amortecimento para o r^{th} do modo normal de vibrações do sistema, enquanto a correspondente coluna da matriz de autovetores (Φ_r) descreve o deslocamento relativo de todas as partes do sistema com mesmo modo de vibrações [87,105,106];
- a terceira fase consiste em uma análise de excitação forçada, particularmente para uma excitação harmônica ou senoidal, pela solução das equações de movimento 7.1.

7.3.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A técnica experimental aplicada foi a análise modal obtida pela resposta em frequência da estrutura. Dois procedimentos experimentais foram utilizados para a obtenção da resposta em frequência:

- um baseado no método da excitação forçada;
- um baseado no método impulsivo.

Ambos os métodos apresentam como saída a resposta em frequência da estrutura. O que os distingue, é a forma como o sinal de entrada foi aplicado à estrutura. No método de excitação forçada, o sinal de entrada é aplicado por meio de um excitador eletrodinâmico alimentado com sinal periódico conhecido, do tipo seno, ruído branco, ruído rosa, entre outros tipos de sinais. O excitador eletrodinâmico é conectado a um transdutor de força, que por sua vez fornece um sinal $F(\omega)$ para a unidade de tratamento de sinal.

O método impulsivo usa um sinal de entrada unitário para excitar a estrutura. Este é fornecido por meio de um martelo, em cuja cabeça está acoplado diretamente o transdutor de força.

Os dois métodos apresentaram resultados idênticos para os mesmos pontos de aplicação do sinal de entrada e medição do sinal de saída. A vantagem do primeiro método está na possibilidade de se ter um maior controle sobre o sinal de entrada, porém sua desvantagem reside na dificuldade de se realizar medições além da vertical. Esta desvantagem pode ser superada com a utilização do método impulsivo, o qual proporciona maior flexibilidade para se realizar medições na posição horizontal. As figuras 7.19 e 7.20 apresentam os equipamentos experimentais utilizados em ambos os métodos.

A definição dos pontos de interesse na estrutura foi realizada tomando por base os resultados fornecidos pelo modelo numérico, sendo que a figura 7.17 apresenta os pontos escolhidos para análise.

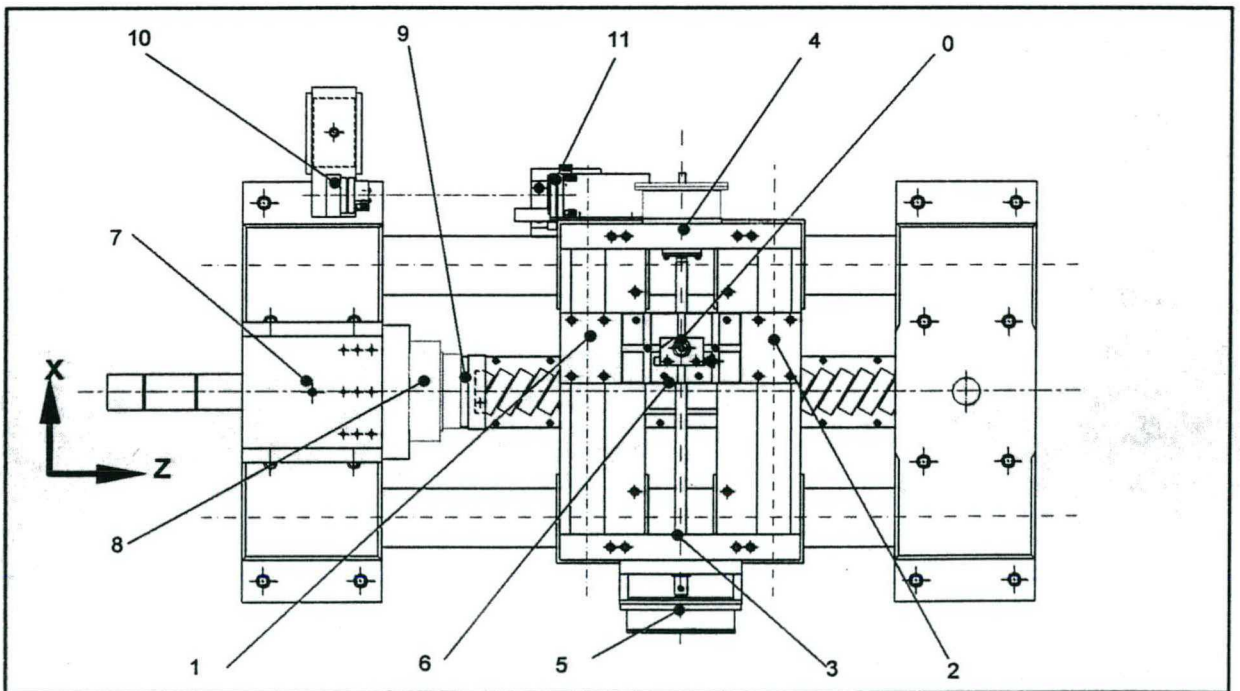


Figura 7.17 – Pontos de medição da resposta em frequência do protótipo (direção vertical Y).

Onde:

- 0 (sobre porta-ferramentas);
- 1 e 2 (respectivamente, o centro dos mancais do carro X);
- 3 (mancais de apoio do fuso próximo ao encoder);
- 4 (sobre os mancais de apoio do fuso próximo ao motor de torque);
- 5 (sobre o encoder);
- 6 (ponto sobre curso do motor linear);
- 7 (ponto sobre a estrutura da árvore);
- 8 (ponto sobre o rotor do mancal da árvore);
- 9 (ponto no centro da árvore - direção Z);
- 10 (ponto no suporte do laser – carro Z);
- 11 (ponto no refletor do laser – carro Z).

Os modelos revelaram que a estrutura do carro do eixo X, constituída pelo próprio carro e pelo porta-ferramentas é a mais suscetível de ter grandes deslocamentos em função da frequência. Estes dois componentes atuam como um único elemento e apresentaram as maiores amplitudes de deslocamento nos modos primários de vibração (1^o, 2^o e 3^o), justamente os de maior energia.

Desta forma, a escolha do porta-ferramentas como componente a ser excitado foi lógica, em função deste ser o ponto mais próximo da fonte geradora de vibrações durante o processo de corte. Nos pontos 0, 9, 10 e 11 foram realizadas medições nas direções cartesianas do plano horizontal (Z-X) (figura 7.17), com o objetivo de se obter dados mais apurados sobre estas partes críticas do projeto.

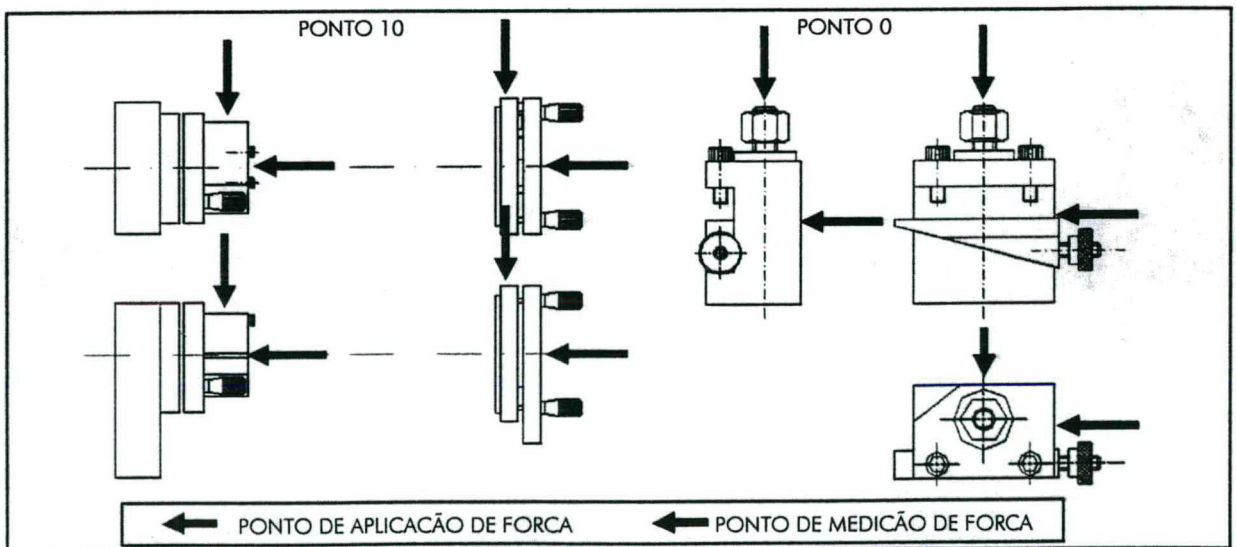


Figura 7.18 – Pontos de medição da resposta em frequência no protótipo (plano Z-X).

O plano Z-X corresponde ao plano de trabalho da ferramenta e os erros provenientes deste tendem a se refletir diretamente no resultado do trabalho. Os erros geométricos tendem a se reproduzir como erros de forma ou dimensionais, ao passo que as vibrações tendem a afetar principalmente a qualidade do acabamento superficial. Desta maneira, as vibrações na direção Z tendem a excitar o processo conforme o diagrama da figura 7.3, e se refletem primariamente sob a forma de erros geométricos na peça [6,17,24,26,27,40,42,44,48].

Assim, o objetivo das medições foi determinar como elas podem afetar o processo e prover possíveis formas de atenuá-las ou eliminá-las.

Os modelos matemáticos associados a informações da literatura [93,105,106,111,119] forneceram informações sobre a faixa de interesse, a qual ficou definida entre 0 e 1.000 Hz, sensibilidade necessária para o acelerômetro e transdutor de força, bem como quais filtros são mais adequados. O principal interesse foi o de identificar as vibrações de baixa frequência, pois estas apresentam maiores amplitudes de deslocamento e têm maior probabilidade de serem excitadas durante o processo.

Definidos os elementos e parâmetros necessários para a realização dos ensaios dinâmicos, foram feitos pré-ensaios visando levantar a quantidade de leituras necessárias para se obter um resultado médio significativo. Estes pré-ensaios determinaram que, para o método de excitação forçada, 60 médias são necessárias para se obter um resultado estável, e que para o método impulsivo, 10 médias são suficientes.

Para ambos os métodos utilizados, o ponto de excitação da estrutura foi a parte superior do porta-ferramentas, exceto nas medições realizadas no plano Z-X, que correspondem aos dados obtidos para a árvore e o porta-ferramentas, e no suporte do emissor laser do eixo Z. No suporte do emissor laser do eixo X, este teve suas características dinâmicas levantadas à parte, por não estar conectado à estrutura e sim diretamente à base da máquina.

Os ensaios foram realizados considerando os mancais pressurizados com ar, condição real de operação, e com os mancais despressurizados, ou seja, sem ar, para simular a condição empregada no modelo. O mesmo procedimento foi realizado por Franse e Roblle [111] nas determinações das características do torno de pesquisa de ultraprecisão do LLNL.

7.3.3. EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

As figuras 7.3 e 7.4 apresentam o equipamento experimental para o método da excitação forçada e impulsiva. As características dos equipamentos utilizados em ambos os métodos são apresentadas no anexo 16.

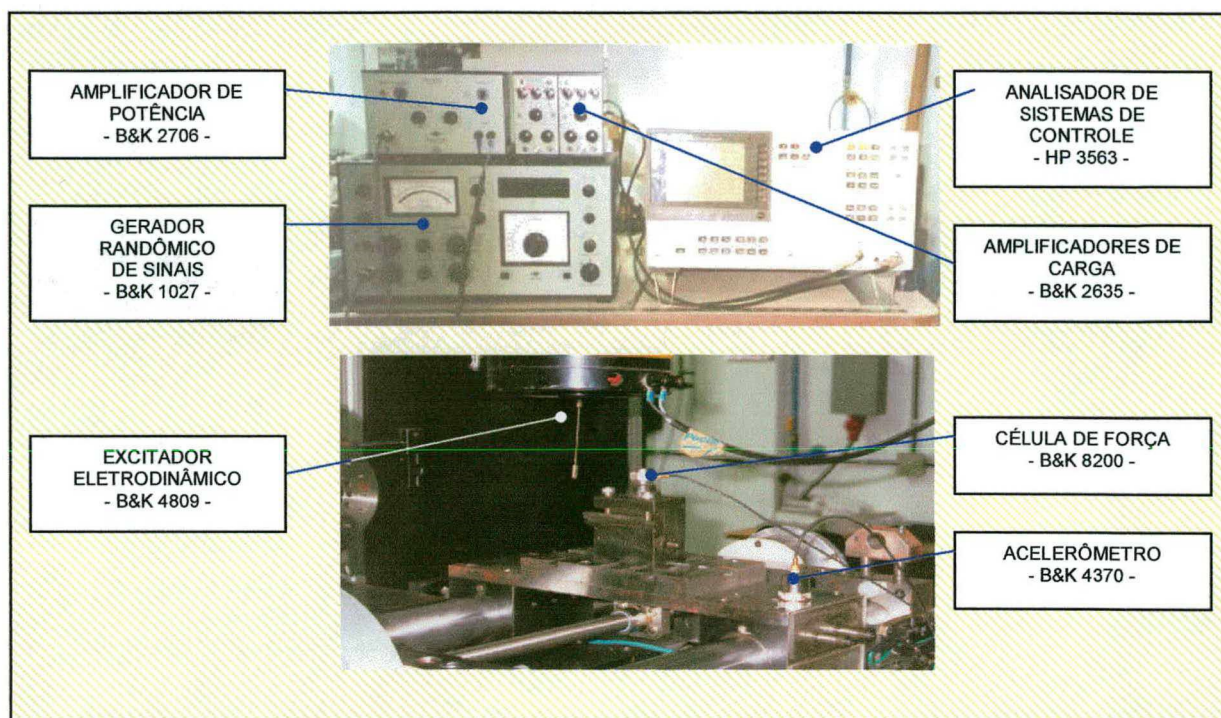


Figura 7.19 – Equipamento experimental para os ensaios dinâmicos – método da excitação forçada.

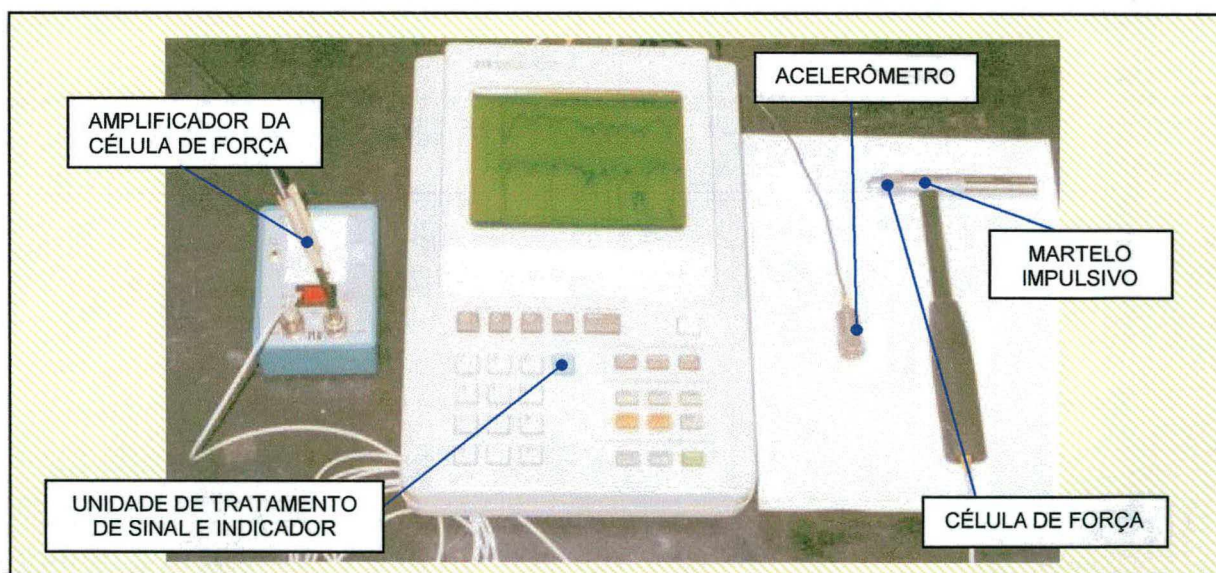


Figura 7.20 – Equipamento experimental para os ensaios dinâmicos – método da excitação impulsiva.

7.3.4. RESULTADOS DOS ENSAIOS DINÂMICOS

As figuras que seguem abaixo apresentam os resultados dos ensaios dinâmicos, obtidos pelo método impulsivo, para diversos pontos da estrutura conforme a figura 7.17, e direções de aplicação de força.

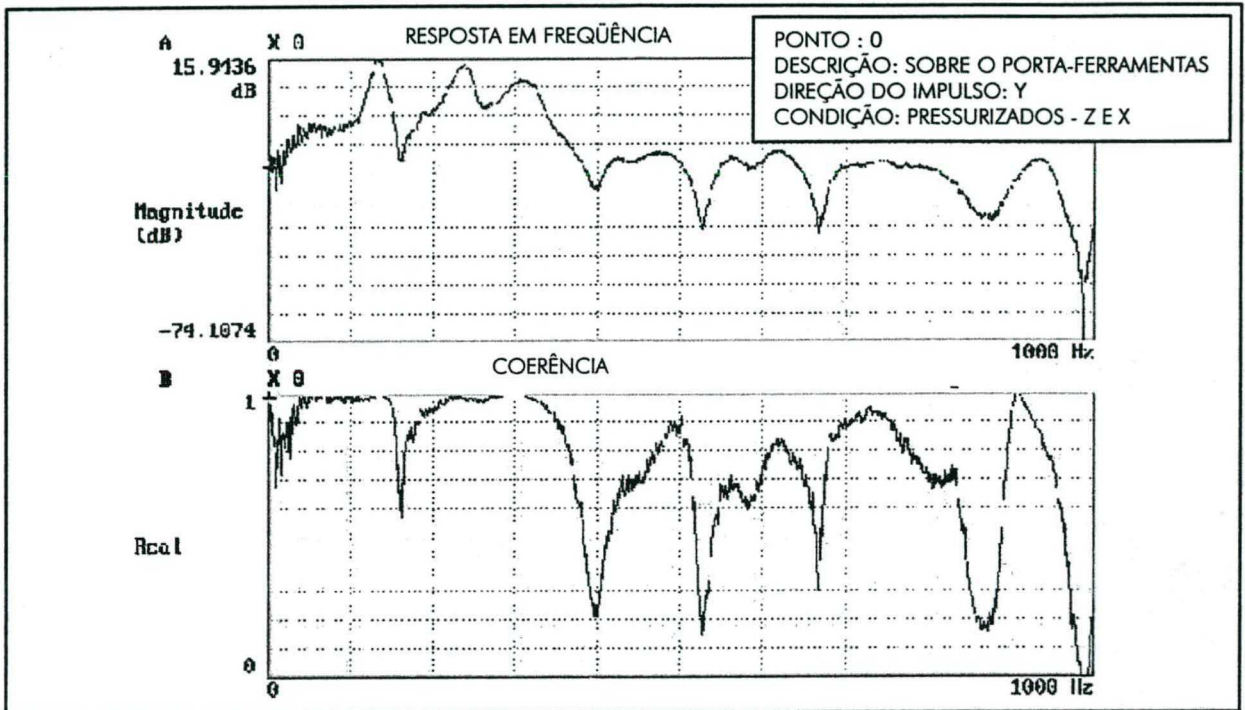


Figura 7.21 - Resposta em freqüência no ponto 0 - sobre o porta-ferramenta.

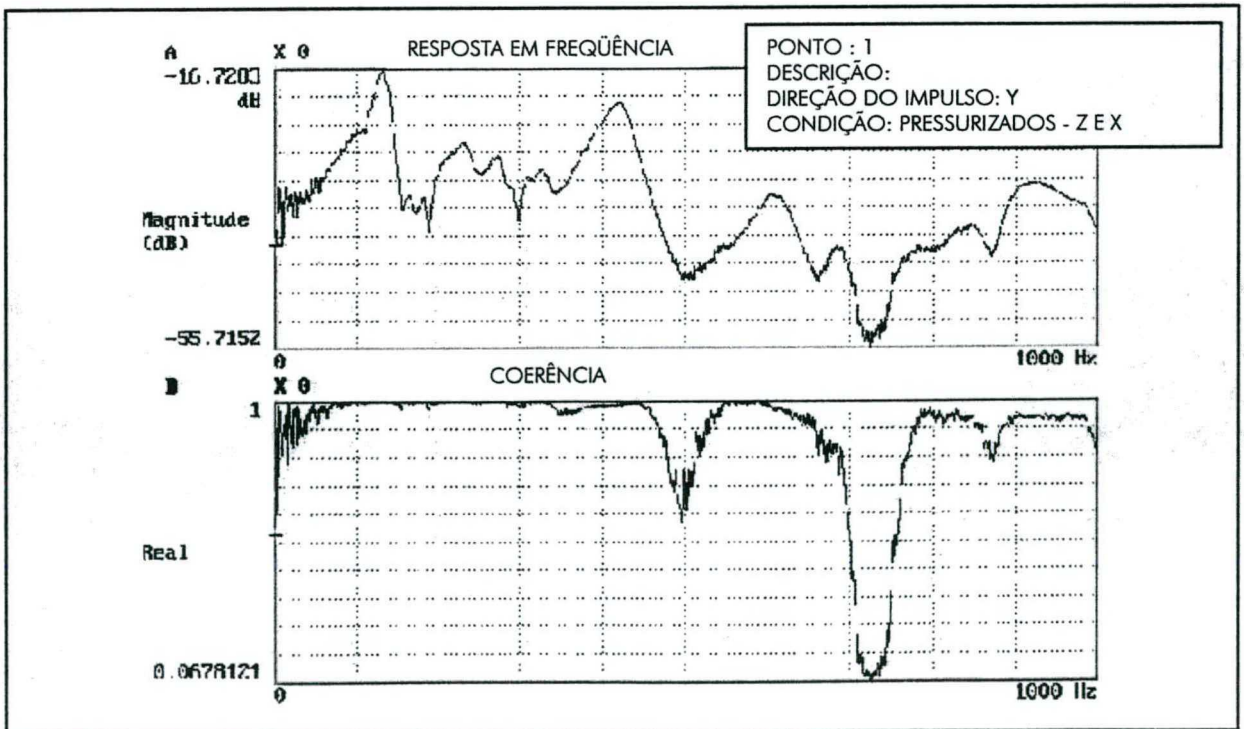


Figura 7.22 - Resposta em freqüência no ponto 1 - sobre centro do mancal esquerdo do carro X.

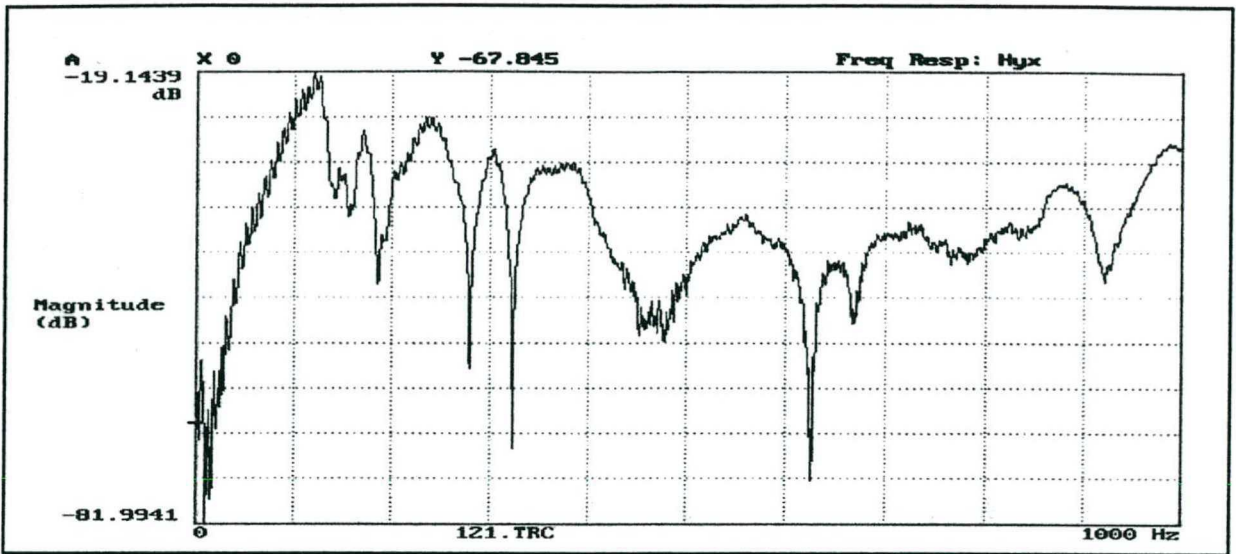


Figura 7.23 - Resposta em frequência no ponto 3 - sobre o mancal de apoio do fuso.

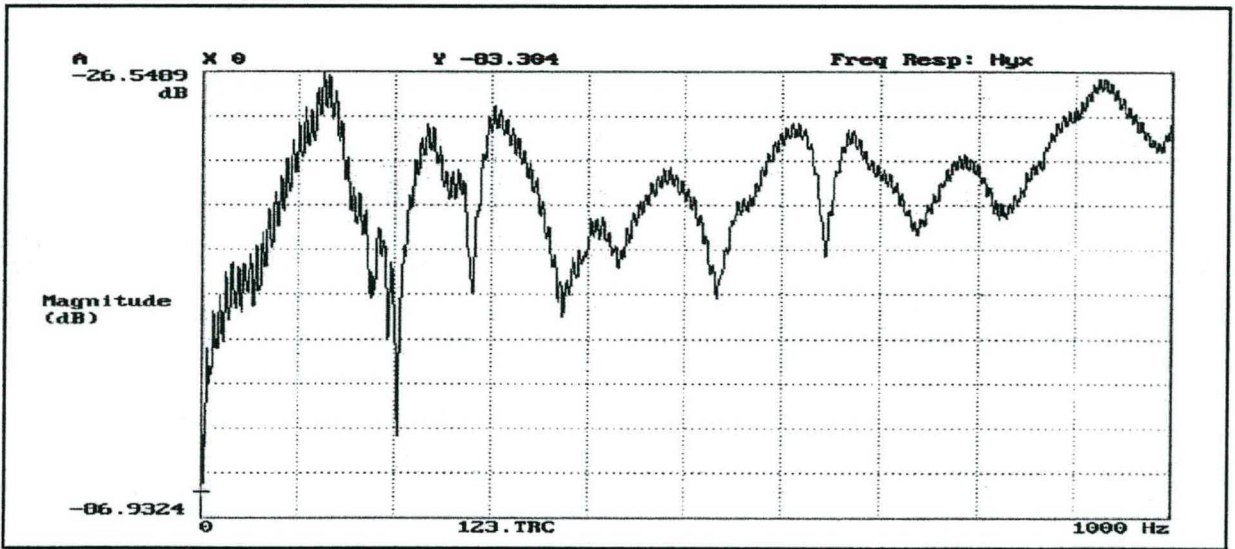


Figura 7.24 - Resposta em frequência no ponto 4 - mancal de apoio do motor de torque.

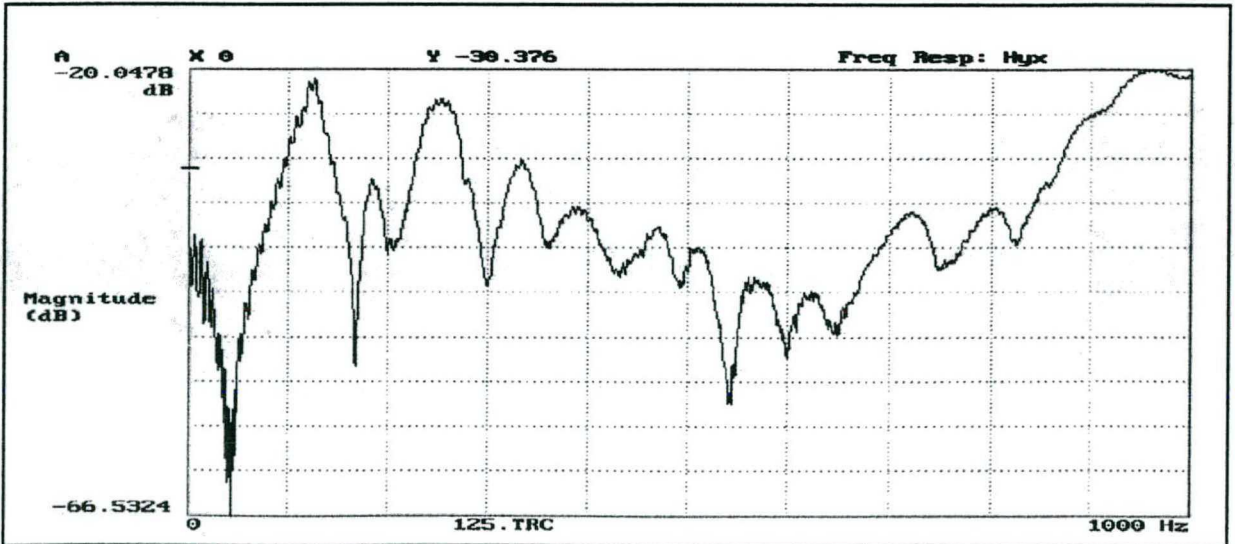


Figura 7.25 - Resposta em frequência no ponto 5 - sobre o encoder rotativo.

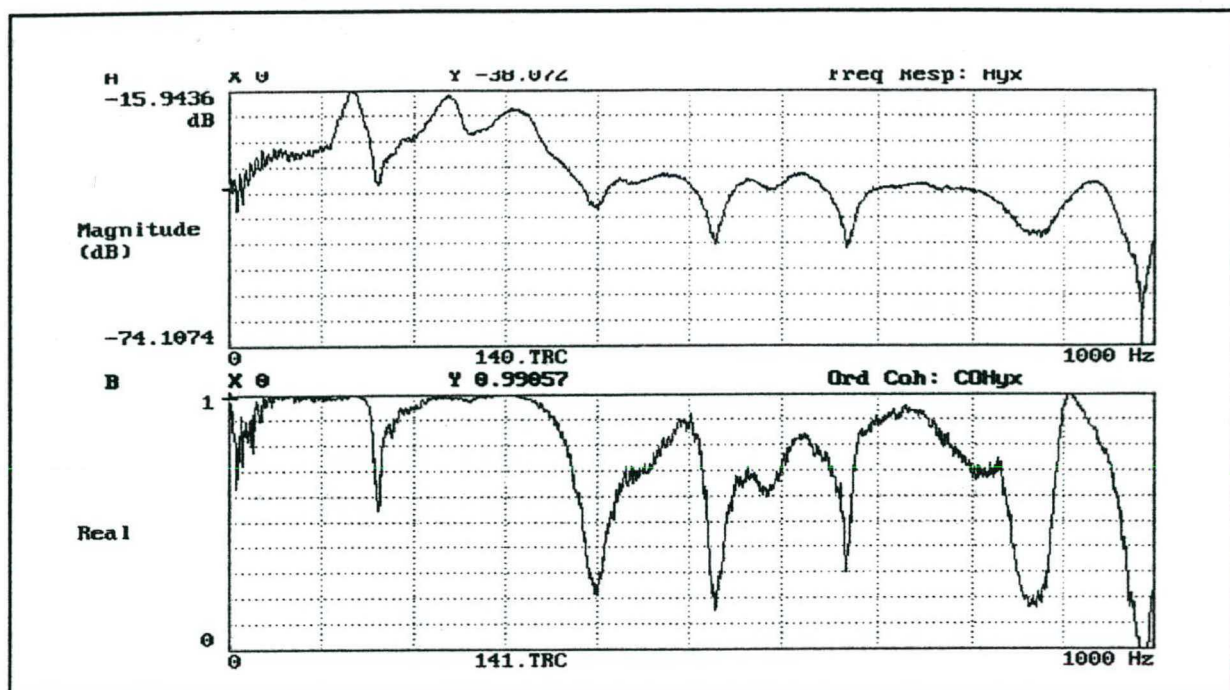


Figura 7.26 - Resposta em frequência no ponto 6 - sobre base do porta-ferramenta.

7.3.5. CONCLUSÕES SOBRE OS ENSAIOS DINÂMICOS

Nos pontos de 1 a 6, dada a proximidade com o ponto de aplicação da força de excitação, foi possível a obtenção de valores de coerência satisfatórios. Este padrão foi observado para toda a estrutura dos carros Z e X, independentemente do método aplicado, o que permitiu validar os resultados obtidos.

Para os pontos de 7 a 9, independentemente do aumento no ganho da força de excitação de entrada, os valores de coerência não foram significativos para validar os resultados obtidos. Isto permite concluir que as excitações geradas no processo sobre o porta-ferramentas tendem a ter pouca, ou nenhuma, influência sobre o restante da estrutura da máquina. Isso pode ser explicado em parte pela não-existência de contato mecânico, que permita a propagação da energia, entre o carro Z, e conseqüentemente X, com o restante da estrutura.

As ressonâncias em baixa frequência foram mapeadas, sendo que as presenças de frequências de 7,5 Hz, 12 Hz, e 60 Hz e 135 Hz estavam presentes na maioria dos espectros levantados. As duas primeiras frequências (7.5 e 12 Hz) tomam-se preocupantes, pois corresponde a 450 e 720 rpm, velocidades usuais neste processo de usinagem.

Como as velocidade da árvore são limitadas a 1.500 rpm, as frequências acima de 25 Hz podem ser desprezadas do ponto de vista da velocidade de corte. Contudo, convém ressaltar que o processo de formação de cavacos, durante a usinagem, tende a gerar frequências mais elevadas, mas com menor intensidade de energia.

O equipamento experimental permitiu somente a obtenção de leituras na direção de excitação (Y), sendo que nas direções X e Z o problema de fixação do excitador tornou mais viável a obtenção da curva resposta em frequência pelo método impulsivo (figura 7.B).

O ponto 2 apresentou resultados semelhantes aos encontrados no ponto 1, isso era esperado visto que ambos os pontos são simétricos.

Nos pontos 10 e 11 não foram apresentados resultados conclusivos, em face da baixa correlação entre os sinais de entrada e saída.

CAPÍTULO 8

ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

8.1. REVISÃO DOS OBJETIVOS PROPOSTOS

O objetivo principal proposto para este trabalho centrou-se no desenvolvimento do protótipo de uma máquina-ferramenta numericamente controlada por computador, com capacidade para usinar elementos ópticos e mecânicos de alta e ultraprecisão, utilizando ferramentas de diamante de gume único. Objetivos secundários, derivados do principal, e com igual importância deste podem ser listados a seguir:

- ♦ aplicação de metodologias de projeto apropriadas ao projeto de componentes de mecânica de precisão;
- ♦ desenvolvimento de sistemas com capacidade de deslocamento no nível do sub-micrométrico;
 - ♦ elaboração do projeto mecânico detalhado;
 - ♦ modelamento e simulação do protótipo a ser desenvolvido;
 - ♦ fabricação, montagem, ajustagem dos componentes necessários;
 - ♦ integração óptica-mecânica-eletrônica dos diversos componentes e sistemas que compõe o protótipo;
- ♦ desenvolvimento das interfaces necessária a sua utilização pelo cliente externo;
- ♦ testar novas formas de acionamentos;
- ♦ testar novas estratégias de controle; e
- ♦ adaptar as metodologias de ensaios de máquinas-ferramentas ao campo da ultraprecisão para a qualificação do protótipo.

Todos estes objetivos são perseguidos no sentido de se apresentar contribuições ao projeto de máquinas-ferramentas, em especial às destinadas à usinagem de alta e ultraprecisão, permitindo certo grau de independência no desenvolvimento de tecnologias sensíveis.

8.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS

No decorrer do desenvolvimento deste trabalho, muitos dos capítulos, quando necessitaram de análise de resultados e conclusões, os tiveram em sua finalização. Em termos gerais, dentro dos limites financeiros e de recursos fabris, os resultados obtidos foram promissores, e corresponderam as expectativas geradas no início deste trabalho.

As soluções de projeto apresentadas e a integração mecânica e eletrônica permitiram a obtenção de deslocamentos suaves, controlados numericamente dentro do campo do sub-micrométrico. Apesar das diferenças de acionamento e realimentação de posição adotadas nos dois eixos, estes permitiram que a precisão de deslocamento final fosse fixada em 50 nm. Esta definição da precisão final de posicionamento em 50 nm, para ambos os eixos, foi determinada pela pior precisão possível de ser alcançada em qualquer um dos eixos, no caso o eixo Z. A resolução teórica do eixo X (3,7 nm) permite que este atinja valores de precisão bem menores do que o estabelecido de 50 nm, ficando o mesmo eixo limitado principalmente pela elasticidade do acoplamento e o sistema de acionamento, e pelo próprio erro no passo do fuso. Estes erros podem ser monitorados e minimizados por meio da compensação automática do comando, porém requerem um estudo mais aprofundado devido à não-linearidade destes tipos de erros.

Com relação às características geométricas, os ensaios foram limitados às facilidades postas à disposição. A resolução de 0,1 μm do Laser não permitiu aferir as características teóricas de resolução projetadas para o protótipo, sendo o valor definido de 50 nm, para precisão dos dois eixos, baseado nos resultados de erro de segmento obtidos dos ensaios do sistema de controle.

Os resultados obtidos através dos testes do sistema de controle permitiram afirmar que os valores de precisão até então encontrados para o protótipo desenvolvido podem ser levados aos limites da incerteza dos sistemas de medição. Podem os mesmos sistemas de medição ser atualizados até os limites da máquina, sua mecânica, acionamentos e eletrônica.

A eletrônica, assim como a malha de controle, permitiu a obtenção de movimentos suaves no campo da ultraprecisão, compensando erros de movimentação assim como variações de inércias e atritos.

Dinamicamente, apesar da montagem da base do protótipo estar aquém das práticas usualmente recomendadas, nos quais a base é suportada por isoladores/amortecedores, os resultados obtidos mostraram-se dentro das expectativas fornecidas pelos modelos e pela literatura.

Em termos de conjunto, o protótipo mostrou-se promissor quanto aos resultados obtidos até o presente, podendo seu refinamento ser continuado até os limites da tecnologia existente.

Alguns pontos fracos observados no modelo numérico permitem sugerir algumas alterações de projeto no carro do porta-ferramentas. As características geométricas da placa superior do carro X estão sujeitas às maiores deflexões quando esta é submetida a carregamentos estáticos, assim como as maiores amplitudes de deslocamento em carregamentos dinâmicos. Ambas as características podem ser minimizadas com a diminuição do vão livre entre mancais, conforme a figura 8.1. Ainda no carro a montagem da placa-base do porta-ferramentas sobre a placa de união dos mancais pode ser otimizada. Esta otimização pode ser feita utilizando-se uma única placa de união que incorpore os rebaixos para fixação do porta-ferramentas. Esta nova placa de união, menor e com rebaixos, terá menor flexibilidade e maior rigidez, tornando o conjunto mais rígido, tanto estática quanto dinamicamente.

A rigidez no eixo X também pode ser melhorada com a introdução de um sistema que permita um melhor controle de tração do fuso de esferas recirculantes do sistema de acionamento, conforme indicado na figura 8.1. O tracionamento do fuso de esferas permitirá uma melhor compensação do erro de movimento devido à flexão, além variar a frequência natural do mesmo.

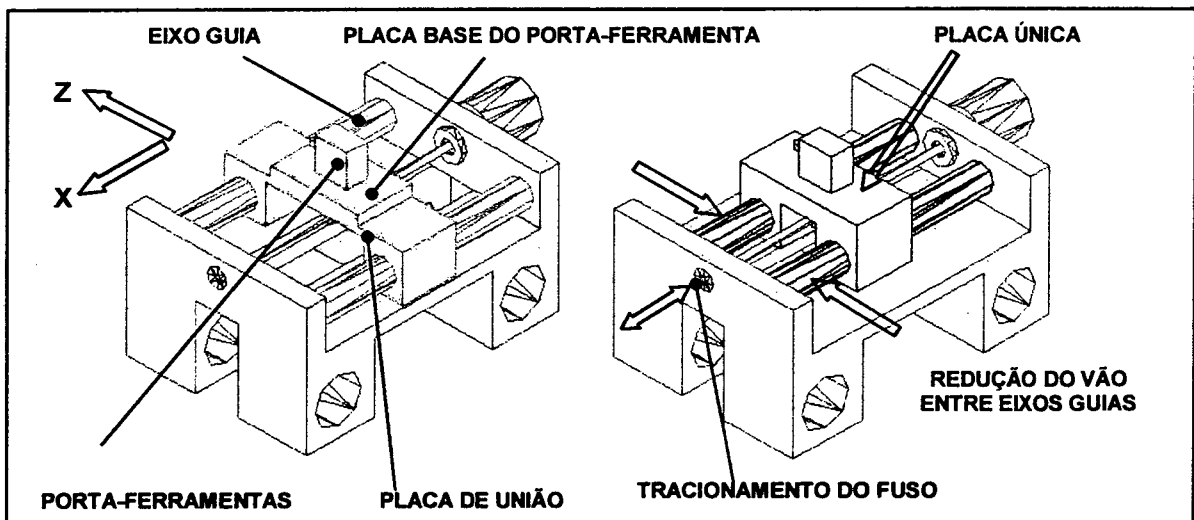


Figura 8.1 - Sugestões para a melhora da estabilidade da guia X.

8.3. CONCLUSÕES

Comparando os recursos investidos neste projeto, tanto em termos financeiros quanto em pessoal, com desenvolvimentos tais como o LODTM [13] nos Estados Unidos ou a NION machine da Comunidade Européia[165], pode-se concluir que os resultados até aqui obtidos foram promissores.

Listando os objetivos principais propostos para este trabalho, os quais foram:

- ♦ desenvolvimento do protótipo de uma máquina-ferramenta numericamente controlada por computador, com capacidade para usinar elementos ópticos e mecânicos de alta e ultraprecisão, utilizando ferramentas de diamante de gume único;
- ♦ desenvolvimento de sistemas com capacidade de deslocamento no nível do sub-micrométrico;
- ♦ apresentar contribuições ao projeto de máquinas-ferramentas, em especial às destinadas à usinagem de alta e ultraprecisão, rompendo com os conceitos tradicionais de estrutura, materiais, mancalização, acionamentos e controles;
- ♦ testar novas formas em acionamentos, com ênfase de tentar manter as partes móveis sem contato com a estrutura através do uso de motores lineares sem contato, guias aerostáticas e motores de torque abertos sem contato.

Pode-se afirmar que todos estes objetivos foram atingidos, embora alguns destes tenham sido alcançados com um maior grau plenitude do que outros. Dos objetivos plenamente alcançados podemos citar,

8.4. SUGESTÕES PARA TRABALHOS NA LINHA DE PESQUISA

Dentro da mesma mesma linha de pesquisa e até mesmo ampliando-a para sistemas de precisão, são sugeridos trabalhos nos campos de:

- ensaios geométricos para máquinas-ferramentas e sistemas de posicionamento com precisões nanométricas, principalmente no tocante a ensaios de posicionamento e linearidade. Isto se deve à dificuldade de se obter padrões para estes tipos de máquinas, os quais, segundo as recomendações metrológicas devem ter precisões na ordem de 1/10 da que se deseja medir. Essa condição no caso de uma máquina com precisão de 10 nm, requeriria um padrão com 1 nm de precisão, o qual é caro e de difícil controle. Sugere-se que se desenvolvam pesquisas no sentido de se utilizar ensaios de usinagem, com a fabricação de lotes de peças pré definidas, as quais, após medições, permitem a avaliação em termos gerais de erros geométricos associados à máquina. Estas novas metodologias podem ser confrontadas com os sistemas tradicionais de ensaios, permitindo uma comparação de resultados para determinar o grau de confiabilidade destes. Em face destas novas propostas para qualificação geométrica de máquinas-ferramentas de ultraprecisão, os resultados permitiriam uma melhor identificação de problemas, sem a necessidade de aparato sofisticado e, principalmente, a custos compensadores. Atualmente a Lion Precision [222] apresenta ao mercado uma série de sistemas para avaliação de máquinas

ferramentas e sistemas de ultraprecisão com resolução entre 20 e 0,5 nm, o que reforça a importância dada pelo mercado a pesquisa neste campo;

- no caso específico deste protótipo, há a necessidade da implementação do sistema de aspersão de fluido refrigerante e aspiração de cavacos;

- aprofundamento do estudo dinâmico da máquina, para posterior sintonia por meio de neutralizadores dinâmicos pontuais. Esses neutralizadores pontuais, se corretamente dimensionados e localizados na estrutura, permitem uma melhora substancial dos resultados de usinagem com o protótipo;

- desenvolvimento de um sistema seleção para dispositivos de fixação para componentes de ultraprecisão. O sistema proposto seria baseado em um sistema CAE - especialista, o qual serviria como ferramenta de auxílio à tomada de decisão. Com base no levantamento das soluções existentes, o sistema indicaria, em função da peça que se deseja usinar, as melhores soluções de fixação. Junto com as soluções ótimas, o sistema também forneceria os parâmetros iniciais para o dimensionamento do dispositivo, tomando por base as características da máquina, peça e ferramenta;

- desenvolvimento de um sistema de seleção de ferramentas, formas de fixação e ajuste das mesmas. Da mesma forma que o sistema anterior, este também seria um sistema CAE - especialista, no auxílio à tomada de decisão. Este sistema tomaria por base as características das ferramentas para usinagem de ultraprecisão (dimensões, formas, afiações, etc.) existentes no mercado, as características da máquina-ferramenta e peça, o sistema e as melhores soluções em termos de ferramentas. Junto com as soluções ótimas, o sistema também poderia ser capaz de recomendar os parâmetros de usinagem em função do par material peça/ferramenta;

- desenvolvimento de sistema de ajustagem e controle da profundidade de corte acoplado ao porta-ferramentas;

- desenvolvimento de um dispositivo do tipo *fly-cutting* para usinagem de elementos ópticos planos de grandes dimensões;

- desenvolvimento de um dispositivo de geração de superfícies anesféricas, utilizando o conceito $R-\theta$;

- desenvolvimento de um sistema especialista para determinação da melhor distribuição, e autobalanceamento de componentes de ultraprecisão usinados fora de centro (*off-axis*);

- pesquisa na área de novos materiais para uso estrutural em máquinas e equipamentos, em especial no campo dos granitos sintéticos, concretos poliméricos e cerâmicos. Juntamente com sistemas CAE para desenvolvimento e análise numérica (estrutural e dinâmica) de bases e estruturas neste materiais, bem como a integração ao processo de geração dos respectivos moldes de fundição;

- desenvolvimento de sistemas especialista para escolha e seleção de de elementos de máquinas-ferramentas para ultraprecisão;
- pesquisa nas áreas de projeto, modelagem, fabricação e controle de sistemas para microdeslocamentos lineares e angulares, controlados numericamente;
- pesquisas nas áreas de projeto, modelagem, fabricação de guias do tipo mola de construção integral.

BIBLIOGRAFIA E FONTES

- [1] BACK, N. **Projeto Conceitual**. EMC/UFSC, 1996. Apostila do curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
- [2] PEREIRA, M.; BACK, N. **Requisitos de Projeto: a Base para o Desenvolvimento de um Produto**. LMP/UFSC, 1996. Publicação interna.
- [3] STOETERAU, R. L.; BACK, N. **Especificação e Princípios Básicos de Máquinas-Ferramentas de Precisão para Usinagem com Ferramentas de Geometria Definida**. LMP/UFSC, 1996. Publicação interna.
- [4] SMITH, S. T.; CHETWYND, D. G. *Foundations of Ultraprecision Mechanism Design*. Gordon and Breach Science Publisher, 1994.
- [5] KASSNER, P. E. *Handbook of Precision Engineering*. McGraw Hill, v. 3, 1972.
- [6] KÖNIG, W.; *et alii*. *Diamond Machining Technology*. Aachen: maio 1991. Tutorial do 6º IPES/UME 2, IPT.
- [7] IKAWA, N.; *et alii*. *Ultraprecision Metal Cutting - The Past, the Present and the Future*. In: CIRP. Anais. V. 40, fev. 1991.
- [8] TANIGUSHI, N. *The State of the Art of Nanotechnology of Ultraprecision and Ultra-fine Products*. *Precision Engineering*, v. 16, n. 1, jan. 1994.
- [9] TANIGUSHI, N. *Current Status in, and Future Trends of, Ultraprecision Machining and Ultrafine Materials Processing*. CIRP. Anais. V. 32, fev. 1983.
- [10] NN. *DW4 - Superfinish Turning - New Fields of Application*. 1954. Catálogo BOLEY Inc.
- [11] MOORE, W. R. *Foundations of Accuracy*. TMSTC. 1989.
- [12] NN. *Tetraform 1 - A Nanoprecision Machine Tool Concept*. 1987. Relatório NPL.

- [13] PATTERSON, S. R. *Development of Precision Turning Capabilities at Lawrence Livermore National Laboratory*. Jul. 1986.
- [14] WECK, M. *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme, vol. 3*. VDI-Verlag, 1992.
- [15] STOETERAU, R. L. *Materiais para Bases de Máquinas e Equipamentos de Precisão*. LMP/UFSC, 1995. Publicação interna.
- [16] STOETERAU, R. L. *Comportamento Estático e Dinâmico de Mancais Aerostáticos Cilíndricos para Guias Lineares*. Florianópolis: UFSC, 1992. Dissertação.
- [17] CHALOUX, L. E. *Part Fixing for Diamond Machinig*. In: *SPIE*, v. 508, p. 109, 1984.
- [18] DAVIDSON, A. *Handbook of Precision Engineering - vol. 5*. McGraw Hill, 1972.
- [19] WEINGAERTNER, W. L. *Desenvolvimentos na Usinagem de Ultraprecisão*. Florianópolis: UFSC, out. 1992. Monografia.
- [20] VÁSQUEZ, J. A. R. *Desenvolvimento de um Posicionador Linear de Ultraprecisão*. Florianópolis: UFSC, ago. 1994. Dissertação de mestrado.
- [21] MARTIN, C.A.; *et. alii*. *Posicionador Linear de Ultraprecisão*. Relatório PADCT, publicação interna do LMP-UFSC. 1994.
- [22] ROBLLE, J. W. *Design of Externally Pressurized Gas Bearing for Dynamics Applications*. Lawrence Livermore National Laboratory, set. 1985. Tese.
- [23] GRASSAM, N. S.; POWELL, J. W. *Gas Lubricated Bearigs*. London Butter Worths, 1964.
- [24] SLOCUM, A. *Precision Machine Design*, Prentice Hall, New Jersey, 1992.
- [25] PRATA, A. T., STOETERAU, R. L. *Simulação de Sapatas Aerostáticas Planas pelo Método de Volumes Finitos*. LMP/UFSC, 1993. Trabalho final da disciplina Teoria da Lubrificação do curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Publicação interna LMP-UFSC.

- [26] SLOCUM, A. H.; MARSH, E. R.; SMITH, D. H. *A New Damper Design for Machine Tool Structures: The Replication Internal Viscous Damper*. *Precision Engineering*, v. 6, n. 3, p. 174, jul. 1994.
- [27] RIVIN, E. *Vibration Isolation of Precision Equipment*. *Precision Engineering*, v. 17, n.1, p. 41-56, jan. 1995.
- [28] de JESUS, G. A. R. *Desenvolvimento de um posicionador de ultraprecisão empregando técnicas de controle*. Florianópolis: UFSC, out. 1996. Exame de qualificação submetido ao curso de pós-graduação em Engenharia Mecânica.
- [32] WECK, M. *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme, vol. 4*. VDI-Verlag, 1992.
- [33] NN. *Moore Precision Turning and Grinding Machines*. Catálogo MOORE SPECIAL TOOLS.
- [34] SLOCUM, A. H.; *et ali*. *Design of Self-Compensated Water-Hydrostatic Bearings*. *Precision Engineering*, v. 17, n. 3, jul. 1995.
- [35] SPUR, G.; STÖFERLE, Th. *Handbuch de Fertigungstechnik - vol. 3*. Viena: Carl Hanser Verlag, 1979.
- [36] KÖNIG, W. *Fertigungsverfahren - vol. 1*. VDI Verlag, 1990.
- [37] PAUL, G.; BEITZ, W. *Engineering Design – a Systematic Approach*. Londres: Spring Verlag, 1996.
- [38] THYER, G. E. *Computer Numerical Control of Machine Tools*. Nova Iorque: Industrial Press, 2ª edição, 1991.
- [39] NN. *MIKRO TURN (Ultra Precise Turning Machines)*. Catálogo HEMBRUG.
- [40] SCHROETER, R. B. *Usinagem de Ultraprecisão de Elementos Ópticos Transmissivos no Espectro Infravermelho*. Florianópolis: UFSC, 1997. Tese de doutorado.

- [41] WIEKE, H.; GROPP, H.; GESSLER, W. O concreto polimérico já é usado também em estruturas de dispositivos de fixação. *Máquinas e Metais*, Editora Aranda – ano XXXIV, n. 384, jan. 1998.
- [42] SAITO, T. T. *Machining of Optics: An Introduction*. *Applied Optics*, v. 14, n. 8, p. 1773, ago. 1975.
- [43] JASINEVICIUS, R. G.; *et. ali.* Uma Revisão Sobre Ferramentas de Diamante Monocristalino para Usinagem de Ultraprecisão. 12º Encontro da ABCN. Anais. Brasília: dez. 1993.
- [44] BREHM, R.; DUN, K. van; TEUNISSEN, J. C. G.; HAISMA, J. *Transparent Single Point Turning of Optical Glass*, *Precision Engineering*, 1979.
- [45] LUO, Z. C.; CHEN, R. Y.; XIONG, J. W. *Is it possible to use Carbide Tools for Ultra-precision Cutting?*
- [46] SANTOS, I. Ferramentas de Diamante Cristalino. LMP/UFSC, 1997. Publicação interna.
- [47] FIELD, J. E. *The Properties of Diamond*. Londres: Academic Press, 1979.
- [48] NN. *A Designer's Guide to Diamond Machined Optics*. PNEUMO PRECISION, INC. Abril, 1983.
- [49] BERKMANS, W. J. *Prediction of Tolerances in Precision Cutting for Mass Production*. N. D.
- [50] N. D. *Ultraprecision Machining Technology Challenging Angstrom Units*. *Metal Working Engineering and Market*, jan. 1989.
- [51] McKEOWN, P. A. *The Role of Precision Engineering in Manufacturing of the Future*. CIRP. Anais. V. 32/2, p. 495-501, 1987.
- [52] DONALDSON, R. R.; PATTERSON, S. R.; THOMPSON, D. C. *Diamond Machining and Mechanical Inspection of Optical Components*. Lawrence Livermore National Laboratory, novembro, 1981.

- [53] SAKAI, Y. *Ultraprecision Machine Tool*. Japan Society of Precision Engineering, v. 18, n. 2, jun. 1984.
- [54] WECK, M. *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme, vol. 2*. VDI-Verlag, 1992.
- [55] WECK, M. *High Precision Spindle Technology*. 6° IPES/ UME 2. Aachen, mai. 1991. Tutoriais.
- [56] KRAUSE, W. *Gerät konstruktion*. Berlim: Veb Verlag Technik, 1986.
- [57] NN. *Linear Motor Systems*. Formate02-9802. Catálogo HIWIN.
- [58] WARNECKE, H. J.; DUTSCHKE, W. *Fertigungs Meßtechnik*. Berlim: Springer Verlag, 1984.
- [59] ERNST, A. *Digital Linear and Metrology – Position Feedback Systems for Machines and Devices*. Verlag Moderne Industrie AG & Co., 1989.
- [60] KRAUSE, W. *Konstruktion-Elemente der Feinmechanik*. Berlim: Veb Verlag Technik, 1993.
- [61] BELTRÃO, P. A. *Furadeira de Coordenadas com Comando Numérico para Placas de Circuito Impresso*. Florianópolis: UFSC, jan. 1991. Dissertação de mestrado.
- [62] PURQUÉRIO, B. M. *Banco de Ensaio para Mancais Aerostáticos Axiais: Projeto, Construção e Testes Experimentais*. São Paulo: USP, 1975. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica.
- [63] ROCHA, A. S. *Contribuições na Fabricação de Mancais Aerostáticos*. Florianópolis: UFSC, set. 1993. Tese de doutorado.
- [64] NN. *AHP series Ultra Precision Lathes* - Catálogo TOYODA SEIKI n. L-5073.
- [65] NN. *CONTOUR FINE TOOLING. Data Sheet 3, 4 e 7*.
- [66] SHIGLEY, J. E. *Elementos de Máquinas – vol. 1*. Editora Livros Técnicos e Científicos S.A., 3ª edição, 1988.

- [67] FULLER, D. D. *Theory and Practice of Lubrication for Engineers*. John Wiley & Sons, 2ª edição, 1984.
- [68] ARMSTRONG, B. H.; DUPONT, P.; WIT, C. C. *A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for Control of Machines with Friction*. *Automatica*, v. 30, n. 7, p. 1.083-1.138, 1994.
- [69] YONEZAWA, H.; HIRATA, Y.; SASAI, H. *Positioning Table with High Accuracy and High Speed*. CIRP. Anais. Vol. 39/1, 1990.
- [70] FUTAMI, S.; FURATANI, A.; YOSHIDA, S. *Nanometer Positioning and its Microdynamics*. *Nanotechnology*, v. 1, 1990.
- [71] MORIYAMA, S.; HARADA, T.; TAKANASHI, A. *Precision X-Y Stage with a Piezo Driven Fine Table*, *Bulletin of Japan Soc. of Precision Engineering*, v. 22, n. 1, mar. 1988.
- [72] NN. *Inkrementale Drehgeber ROD – Programm 78/79*. Catálogo HEIDENHAIN.
- [73] NN. *General Catalog – Precision Graduations*. Catálogo HEIDENHAIN Ago. 1995 .
- [74] NN. *Técnicas de Pesquisa*. EMC/UFSC. Apostila do Laboratório de Metrologia.
- [75] NN. *HC 250 Interferometer: Linear Displacement Measuring System – User's Manual*. HWS-CSO. Catálogo.
- [76] NN. *Exelence Motion*. Catálogo ANORAD Corp.
- [77] NN. *Linear Motor Systems*. Catálogo HIWIN form MTE 02-9802.
- [78] NN. Catálogo Delta Tal
- [79] PRITSCHOW, G.; PHILIPP, W. *Research on the Efficiency of Feedforward Controllers in Motor Direct Drives*. CIRP. Anais. V. 41/1, 1992.

- [80] MARTIN, C. A., WEINGAERTNER, W. L., JESUS, G. A. R., STOETERAU, R. L. *Control Strategies Applied to Sub-Micrometric Positioning. Proceedings of the 9th International Precision Engineering Seminar. V. 2, p. 464-467, 1997*
- [81] SCHEI, T. S. *Automatic Tuning of PID Controllers Based on Transfer Function Estimation. Automatica, v. 30, n.12, 1994.*
- [82] SMITH, M. H.; ANNASWAMY, A. M.; SLOCUM, A. H. *Adaptive Control Strategies for a Precision Machine Tool Axis. Precision Engineering, v. 17, p. 192-206, 1995.*
- [83] MAKSOUD, T. M. A; DEARDS, L. *Nanotechnology - A Review. Proceedings of the International Manufacturing Engineering Conference. Ago. 1996.*
- [84] DONALDSON, R. R., MADDUX, A. R. *Design of a High-Performance Slide and Drive System for a Small Precision Machining Research Lathe. CIRP Assembly. 1984.*
- [85] N. N. *Theory of Finite Element Method.*
- [86] COOK, R. D. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis.* Jonh Wiley & Sons Inc., 1974.
- [87] ESPINDOLA, J. J. *Mecânica das Vibrações.* EMC, UFSC, apostila do curso de introdução a vibrações.
- [88] HAISMA, J. *et ali. Aspherics. Philips Technical Review. V. 41, p. 285-303, 1983/84.*
- [89] FIRMINO, S. C. *Relatório de estágio CNPq.* UFSC, jul. 1998.
- [90] SPIVAK, M. *Calculus. Third Edition Publish or Perish Inc. 1994.*
- [91] NN. *Comando numérico CNC: técnica operacional. INSTITUT FÜR ANGEWANDTE ORGANISATIONSFORSCHUNG. Institut für angewandte Organisationsforschung São Paulo: EPU, 1984.*

- [92] NN. *Borland Delphi for Windows 95 and Windows NT. Compest Writer's Guide*. Borland International, v. 1, 2, 3, 1996.
- [93] HILL, A., TISCHER, W. *Dynamical Behavior of na Ultraprecision Turning Machine. Progress in Precision Engineering (Proceedings of 6th International Precision Engineering Seminar – 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. Springer Verlag, 1991.
- [94] BEER, F. P.; JHONSTON, E. R. *Resistência dos Materiais*. Macgraw Hill, 1982.
- [95] SHIGLEY, J.E. *Mechanical Engineering Desing – First Metric Edition*. Macgraw Hill, 1986.
- [96] KOHNKE, P. C. *ANSYS - Engineering Analisys System – Theorical Manual*. Nov. 1987.
- [97] MIZUMOTO, H., YABUYA, M.; SHIMUZU, T.; KAMIT, Y. *An Angstrom-Positioning System Using a Twist-roller Friction Drive. Precision Engineering*, v. 17, n. 1, p/ 52-57, jan. 1995.
- [98] CALISTER JR., W. D. *Material Science and Engineering, An Introduction, 3^ª Edição*. Jonh Willey & Sons. 1994.
- [99] OGATA, K. *Engenharia de Controle Moderna, 2^ª ed.* Prentice Hall do Brasil, 1993.
- [100] MULLER, L. A. *Desenvolvimento de um Cabeçote de Precisão*. Florianópolis: UFSC, 1994. Dissertação de mestrado. Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica.
- [101] PEREIRA, M. *Desenvolvimento De Uma Mesa De Retificação Para A Usinagem de Sapatas Planas Circulares para Mancais Aerostáticos*. Florianópolis: UFSC, fev. 1998. Dissertação de mestrado. Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica.
- [102] FREITAS, D. S.; PRATA, A. T. *Aerostatic Bearings. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, v. 20, n. 1, p. 126-145, mar. 1998.
- [103] NN. *Super Precision Micro Machine Based on Friction – Free Servo / Rnano Ui*. Folder promocional FANUC, Ui (E)-01, 10,1998.

- [104] HALLIDAY, D.; RESNICK, R. Física – Vol. 4 – 4ª Edição. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1985.
- [105] EWINS, D. J. **Modal Testing: Theory and Practice**. Research Studies Press Ltd., John Wiley & Sons INC., jun. 1988.
- [106] KOENIGSBERGER, F.; TLUSTY, J. *Machine Tool Structures*. Pergamon Press, 1970.
- [107] WELBOURN, D. B.; SMITH, J. D. *Machine-tool Dynamics – An Introduction*. Cambridge at University Press, 1970.
- [108] NN. *ISO 230 - Test Code for Machine Tools, Part – 1, Geometric Accuracy of Machines Operating Under no Load or Finishing Conditions*". 1996-07-01(E).
- [109] NN. *ISO 230 - Test Code for Machine Tools, Part – 4, Circular Tests for Numerically Controlled Machine Tools*. 1988-11-01(E).
- [110] NN. *ISO 230 - Acceptance Code for Machine Tools, Part – 2, Determination of Accuracy and Repeatability of Positioning of Numerically Controlled Machine Tools*. 1988-11-01(E).
- [111] FRANSE, J.; ROBLEE, J. W. MODEMANN, K. *Dynamic Characteristics of the Lawrence Livermore National Laboratory Precision Engineering Research Lathe*. *Precision Engineering*, v.13, n. 3, jul. 1991.
- [112] NN. *Precision Diamond Machining of Metal Optics – A Review*.
- [113] NORONHA, J. L. **Qualificação de Máquinas de Medir por Coordenadas com Padrões Corporificados**. Florianópolis: UFSC, nov. 1994. Dissertação de mestrado, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica.
- [114] WEINGAERTNER, W. L. **Tomo de Precisão**. Florianópolis: EMC/UFSC, 1987. Laboratório de Máquinas-Ferramentas. Publicação Interna.

- [115] SHINNO, H.; MITSUI, K.; TATSUE, Y. *A New Method for Evaluation Error Motion of Ultraprecision Spindle*. CIRP. Anais. V. 36/1/1987.
- [116] NN. *Precision Optical Grinding with Inland's DC Motors and Tachometers. Servo Subjects*, V. 1., n. 3, out. 1990.
- [117] NN. *The Fundamentals of Signal Analysis – Application Note 243*. Hewlett Packard.
- [118] NN. *Máquinas-Ferramentas: Recomendações para Ensaios de Precisão Geométrica*. Ministério da Indústria e Comércio - Secretaria de Tecnologia Industrial. Março 1974.
- [119] SLOCUM, A. H. *Short Course In Precision Machine Desing*. 1989.
- [120] NN. *Ensaios Geométricos de Máquinas-Ferramentas – CL094*. EMC/UFSC. Apostila do Laboratório de Metrologia.
- [121] GEIGER, M.; VOLLERTSEN, F.; KALS, R. *Fundamentals on the Manufacturing of Sheet Metal Microparts*. CIRP. Anais. V.45/1/1996.
- [122] FURUKAWA, Y.; MORONUKI, N. *Effect of Material Properties on Ultra Precise Cutting Process*. CIRP. Anais. V.37/1/1988.
- [123] DENT, M. J. *Production Aspects of Single Point Diamond Turning*. SPIE. V. 508/1984.
- [124] NAKAO, M.; HATAMURA, Y. *Development of an Intelligent Face Grinding Machine to Fabricate Ultraflat Surfaces on Thin, Brittle Substrates*. CIRP. Anais. V. 45/1/1996.
- [125] SHINNO, H.; HASHIZUME, H.; ITO, Y. *Structural Configuration and Performances of Machinig Environment - Controlled Ultraprecision Diamond Turning Machine 'Capsule'*. CIRP. Anais. V. 41/1/1992.
- [126] NN. *MSG-325 Diamond Tool Lathe for Micro Machining of Contours*. PNEUMO PRECISION, INC Abr. 1983.
- [127] MERCHANT, E. M. *Future Trends in Manufacturing – Toward the Year 2000*. N. D.

- [128] WECK, M.; McKEOWN, P.; BONSE, R. *Reduction and Compensation of Thermal Errors in Machine Tools*. CIRP. Anais. V. 44/2/1995.
- [129] PRITSCHOW, G. *Diminuição de Erros de Trajetória em Maquinas Ferramentas CNC*. N. D.
- [130] ROBLEE, J. *Precision Temperature Control for Optics Manufacturing. 2^o International Technical Symposium on Optical and Electro-Optical Applied Science and Engineering*. Cannes: nov. 1985.
- [131] WU, S. M.; NI, J. *Precision Machining Without Precise Machinery*. CIRP. Anais. V. 38/1/1989.
- [132] UEDA, K.; AMANO, A.; OGAWA, K.; TAKAMATSU, H.; SAKUTA, S.; MURAI, S. *Machining High Precision Mirrors Using Newly Developed CNC Machine*. N. D.
- [133] WECK, M.; LUDERICH, J. *Influence of Thermal Expansion of the Cutting Tool on The Workpiece Accuracy during Diamond*. N. D.
- [134] YOSHIDA, S. *Ultra-Precise Positioning Mechanism. 2^o International Machine Tool Engineers Conferenve (IMEC)*. Kobe: novembro, 1986.
- [135] HOCKEN, R. *Evolution of Error Compensation System For Ultra-Precision Machining. 2^o International Machine Tool Engineers Conferenve (IMEC)* Kobe: nov. 1986.
- [136] KEGG, R. *Influence of New materials Technology on Machine Tools. . 2^o International Machine Tool Engineers Conferenve (IMEC)*, Kobe: nov. 1986.
- [137] NN. *Unification Document Me: Axes of Rotation*. Manufacturing Technology.
- [138] TREIB, T.; SCHOCK, J.; SCHÖDER, W. *Application of Clay-Ceramics in Machine Tool Industry. Proceedings of the 2nd Interantional Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. Aachen, maio 1994.

- [139] SUGISHITA, H.; NISHIYAMA, H.; NAGAYASU, O.; SHIN-NOU, T. *Development of Concrete Machine Center and Identification of the Dynamic and Thermal Structural Behavior*. CIRP. Anais. V. 37/1/1988.
- [140] BURDEKIN, M.; JYWE, W. *Application of Contisure for the Verication of the Contouring Performance of Precision Machines. Progress in Precision Engineering (Proceedings of 6th International Precision Engineering Seminar – 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering)*. Springer Verlag, 1991.
- [141] GERCHMAN, M. C.; YOUTDEN, D. H. *An Evaluation of Ultra-precise Machine Tool Contouring Performance: The Low Sine Tracking (LAST) Test. Progress in Precision Engineering (Proceedings of 6th International Precision Engineering Seminar – 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering)*. Springer Verlag, 1991.
- [142] SOONS, J. A.; THEUWS, F. C.; SCHELLEKENS P. H. *Modeling the Errors of Multi-axis Machines A General Methodology. Precision Engineering*. V. 14, n. 1, jan. 1992.
- [143] RAHMAN, M.; MANSUR, M. A., AMBROSE, W. D.; CHUA, K. H. *Design, Fabrication and Performance of a Ferrocement Machine Tool Bed. International Journal of Machine Tools Manufacturings*, v. 27, n. 4, p. 431-442, 1987.
- [144] KNOL, P.H.; SZEPESI, D.; HUIJBERS, M. *New Design Features of Fully Hidrostatic Ultraprecision CNC Turning Machine, Type Super Mikrotum CNC*. N. D.
- [145] CARLISLE, K.; SHORE. *Experiences in the Development of Ultra Stiff CNC, Asphric Generating Machine Tools for Ductile Regime Grinding of Brittle Materials. Progress in Precision Engineering (Proceedings of 6th International Precision Engineering Seminar – 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering)*. Springer Verlag, 1991.
- [146] PAZMANDY, P. *Schwingungsuntersuchug, Dhermaschinenbett Vergleich Graugusz / Betonwerkstoffe*. Universidade Técnica de Viena. Relatório do Instituto de Tecnologia.

- [147] MORIYAMA, S. *Precision Aspheric Generators for Off-Axis X-Ray Mirrors and Asymmetric Aspheric Lenses. Progress in Precision Engineering (Proceedings of 6th International Precision Engineering Seminar – 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering)*. Springer Verlag, 1991.
- [148] YANG, X. G.; CHEN, J. W.; LI, S. Z.; EMAN, K. *The Theoretical Stability Chart of Machine Tools – A Development of S. A. Tobias' Theory. International Journal of Machine tools Manufacturings*, v. 29, n. 2, p. 267-274, 1989.
- [149] NN. *BLMS – 06001 – C/V, Linear Sine-Drive Brushless Motor Amplifiers – User's Manual MN-86*. INLAND MOTOR, 1991.
- [150] DARMSTADT, T. S. *Máquinas-ferramentas com acionamentos lineares são mais rápidas e mais precisas. Máquinas e Metais*.
- [151] NN. *Metrological & Optical – Product Range*. RANK TAYLOR HOBSON, 1988.
- [152] NN. *MSG – 325, Diamond Tool Lathe for Micro Machining of Contours*. Catálogo PNEUMOPRECISION INC.
- [153] NN. *Micromachining*. Folder promocional *Hanseatische Präzisions – und Orbittechnik*.
- [154] NN. *Nanocentre*. Folder promocional *Cranfield Precision Engineering Ltd (CUPE)*.
- [155] LEADBEATER, P. B.; CLARKE, M.; WILLS-MOREN, W. J.; WILSON, T. J. *A Unique Machine For Grinding Large, off-axis Optical Components: The OAGM 2500. Precision Engineering*, v.11, n. 4, out. 1989.
- [156] NN. *Granitan – A Firm Basis For More Efficient Precision Engineering*. Folder promocional *Cranfield Precision Engineering Ltd. (CUPE)*.
- [157] NN. *Ultra-Precision Diamond Turning*. Folder promocional II-IV INCORPORATED.
- [158] NN. *Ultra 300*. Folder promocional KUGLER.

- [159] NN. *Präzisionsmaschinen - TNC*. Folder promocional BENZINGER.
- [160] NN. *Precision Diamond Turning Lathes*. Catálogo BRYANT SYMONS.
- [161] NN. *Block-Heaf Operator's Manual*. Catálogo PROFESSIONAL INSTRUMENTS CO.
- [162] BISPINK, T. *Neue Wege zur Beurteilung Hochgenauer Vorschubantriebe für Ultrapräzisionsmaschinen*. RWTH. Aachen: Verlag Shaker Aachen, out. 1992. Tese.
- [163] WECK, M.; LUDERICH, J.; WIENERS, A.; VOS, M. *Comparação das Características de Fusos e Guias Aerostáticos, Hidrostáticos e de Elementos Rolantes*. Máquinas e Metais, jul. 1998.
- [164] FURKERT, M. *Ultraprecision Machine Tools with Linear Motors. Proceedings of the 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. Aachen: maio, 1994.
- [165] CARLISLE, K.; TITZPATRICK, J.; McKEOWN, SHORE. *Review of the Ultraprecision Machining Research Facility – The "NION" Machine. Proceedings of the 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*, Aachen: maio, 1994.
- [166] WECK, M.; LUDERICH, J.; WIENERS, A., VOS, M. *Influence of Aerostatic, Hydrostatic and Rolling Element Spindles and Guideways on the Machining Accuracy. Proceedings of the 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. Aachen: maio 1994.
- [167] KOPAC, J.; POGACNIK, M. *Vibrations Influence on Machined Surface Quality th Sources, The Transmission, The Vibrations Influence on Roughness. Proceedings of the 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. Aachen: maio 1994.
- [168] SAKAMOTO, S.; INASAKI, I. *Error Analysis of Precision Machine Tools. Proceedings of the 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. Aachen: maio, 1994.

- [169] SCHELLSCHMIDT, T.; GUYENOT, V.; RISSE, S.; HEROLD, V. *Aerostatic Linear Guide Made of High Performance Ceramics. Proceedings of the 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. Aachen: maio 1994.
- [170] MOORE, W. R. *Foundations of Mechanical Accuracy – 20 Years Later. 2^o International Machine Tool Engineers Conferenve (IMEC)*. Kobe: nov. 1986.
- [171] NN. *Motion & Control – Precision Machine Component*. Cat. n. E3151a 1995C-2, NSK, 1994.
- [172] PURQUÉRIO, B. M. *Análise Experimental de Restritores Flexíveis Metálicos para Mancais Aerostáticos Axiais*. Escola de Engenharia de São Carlos – USP, 1988. Tese de livre docência.
- [173] TORREIRA, P. H. *Salas Limpas*. Hemus S.A., 1^o ed., 1989.
- [174] SANTOS, I. *Revisão sobre Salas Limpas*. Publicação Interna LMP-UFSC, 1996.
- [175] ALBRECHT, G. C. *Relatório de Estágio - CNPq*.
- [176] SPUR, G; STÖFERLE, T. H. *Hanbdtbuch der Fertigungstechnik - Band 3/1 - Spanen*. Carl Hanser Verlag, p. 1-7, ISBN 3-446-12534-5, 1979.
- [177] DITER, G. H. *Metalurgia Mecânica*.
- [178] SLOCUM, A. H., DONMEZ, A. *Kinematic Couplings for Fixturing – Part 1. Formulation of Design Parameters. Precision Engineering*, v.10, n. 2, abr. 1988.
- [179] SLOCUM, A. H. *Kinematic Couplings for Fixturing – Part 2. Experimental Determination of Repeatability and Stiffness. Precision Engineering*, v.10, n. 3, jul.1988.
- [180] NN. *Thribology Handbook*. Newnes Butterwothes, 1977

- [181] OWNBY, P. D. *Engineering Properties Of Diamond And Graphite*. N. D.
- [182] TÖNSHOFF, H. K.; KARPUSCHEWSKI, B.; MANDRYSCH, T. *Grinding Process Achievements and their Consequences on Machine Tools Challenges and Opportunities*. CIRP. Anais. V. 47/2/1998.
- [183] CHEN, J. *Computer Aided Accuracy Enhancement for Multi-axis CNC Machine Tool*. *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, v. 35, 1995.
- [184] BEARD, T. *CNC's in the Fast Lane*. *Modern Machine Shop*, p. 52-63, jan. 1989.
- [185] NN. *Digital Control More Accurate, Repeatable then Analog NC*. In: www.heidenhain.com/site.html
- [186] NN. *A List of the Most important Type Dependent Geometric and Thermic Erros of Machine Tools*. MAHO AG BCR-90/0006, jun. 1990.
- [187] NN. *Linear Encoders for Linear Motors, Part I*. In: www.heidenhain.com/site.html, 1998.
- [188] NN. *Linear Encoders for Linear Motors, Part II*. In: www.heidenhain.com/site.html, 1998.
- [189] NN. *Linear Encoders for Linear Motors, Part III*. In: www.heidenhain.com/site.html, 1998.
- [190] BRAASCH, J. *Position Measurement on Machine Tools: By linears Encoder or Ballscrew and Rotatory Encoder*. In: www.heidenhain.com/site.html
- [191] HAGL, R. *Position Encoders without Integral Bearins for Hollow*. In: www.heidenhain.com/site.html, 1998.
- [192] GLOS, R. *Machine Tool Inspection*. In: www.heidenhain.com/site.html, 1998.
- [193] DARMSTADT, U. R. *Auswucheten Schnellaufender Werkzeuge und Spindeln*. *Werksatt und Betried 128* (1995) 11. München: Carl Hanser Verlag,

- [194] BISPINK, T.; WECK, M. *Performance Analysis of Feed Drive Systems in Diamond Turning by Machining Specified Test Samples*. CIRP. Anais. V. 41/1/1992.
- [195] PRISTSCHOW, G. *A Comparison of Linear and Conventional Eletromechanical Drives*. CIRP. Anais. V. 47/2/1998.
- [196] SCHELLEKENS, P.; ROSIELLE, N.; VERMUELEN, H.; VERMUELEN, M.; WETZELS, S.; PRIL, W. *Design for Precision: Current Status and Trends*. CIRP. Anais. V. 47/2/1998.
- [197] KOPPELMANN, D. *Evaluating Machine Tools (gageguide)*. Não disponível.
- [198] SAWADA, K.; TAKEUCHI, Y.; SATA, T. *Improvement of Ultraprecision Micromachining Accuracy by Means of High Precision Tool Chucking System. Proceedings of the International Seminar on Improving Machine Tool Performance*. San Sebastian: p.599-606, jul. 1998.
- [199] TOMITA, Y.; KOYANAGAWA, Y.; SATOH, F. *A Surface Motor Driven Precise Positioning System. Precision Engineering*, v.16, n. 3, jun.1994.
- [200] HOTVÁTH, M. *Design and Construction of Ultraprecision Machine Tools*. 2° IMEC, Kobe: novembro, 1986.
- [201] XIAO, S. H.; LI, Y. P.; ZHANG, B. L. *Ultra High Speed Spindle with Ceramic Rolling Bearings And Its Thermal Behavior*.
- [202] MADISON, J. *CNC Machining Handbook*. Nova Iorque: Industrial Press, 1996.
- [203] MORIWAKI, T. *Machinability of Copper in Ultraprecision Micro Diamond Cutting*. CIRP. Anais. V. 38/1/1989.
- [204] OHISHI, S. *Three Dimensional Finite Element Analysis of Air – Film Temperature Distribution in Aerostatic Bearing*. N.D.
- [205] NN. *Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers. Brüel & Kjaer Theory and Application Handbook*.

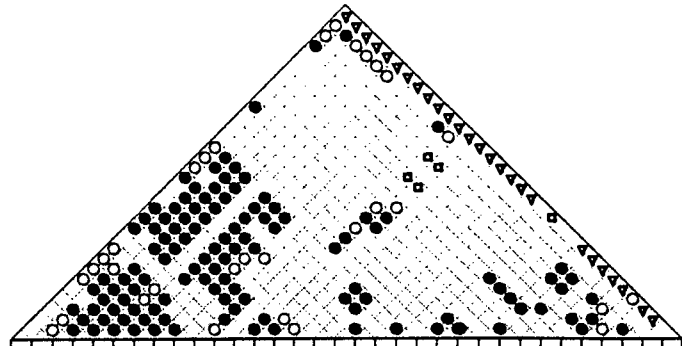
- [206] SYN, C. K. *Microstructural Characterization of Diamond Turned Aluminum Substrates of Memory Disks*. Lawrence Livermore National Laboratory, jul. 1986.
- [207] CHIU, M. A.; DAMAZO, B. N.; DEVITT, A. J.; SLOCUM, A. H. *Low Cost, Highly Damped, Precision Linear Guideways Using Porous Carbon Air Bearings and Epoxi Replication*. *Proceedings of the 3rd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. Maio, 1994.
- [208] LANGENBECK, P. *Ultrafine Infeed Control*. *Precision Engineering*, v. 14, n. 1, jan. 1992.
- [209] RO, P. I.; HUBBEL, P. I. *Model Reference Adaptive Control of Dual-Mode Micro/Macro Dynamics of Ball Screws for Nanometer Motion*. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, v. 115/103, mar. 1993.
- [210] RO, P. I.; HUBBEL, P. I. *Nonlinear Micro-dynamic Behavior of a Ball-Screw Driven Precision Slide System*. *Precision Engineering*, v. 14, n. 4, out. 1992.
- [211] WREGE, P. A. S.; FORTULAN, C.^o; PURQUERIO, B. de M.; RIBEIRO, F. M. M. *Granito Sintético - Opção Eficiente para Estruturas de Máquinas de Precisão*. *Máquinas e Metais*, fev. 1999.
- [212] DENT, M. J. *Aspectos da Produção da Usinagem por Diamante de Gume Único*. Contact Lens Supplies Co., N. D.
- [213] SLOCUM, A. H.; ARBELOFF, A. *Precision Machine Design - Vol. 1*. The Society of Manufacturing Engineers, 1999.
- [214] SLOCUM, A. H. ; ARBELOFF, A. *Precision Machine Design - Vol. 2*. The Society of Manufacturing Engineers, 1999.
- [215] TOMITA, Y.; MAKINO, K.; MASANOBU, S. *High-Response X-Y Stage System Driven by In-Parallel Linear Motors*. *CIRP. Anais*. Vol. 45, 2/1998.

- [216] GERCHMAN, M. *Specifications and Manufacturing Considerations of Diamond- Machined Optical Components*. Society of Photo-Optical Instrumentation Engineering Conference. Jan/1986.
- [217] TANI, Y. *Application of Sintered Palstics to a Pourus Vaccun Chuck for Diamond Turnnig of Aluminium Magnetic Discs*. CIRP. Anais. Vol. 41, 1/1992.
- [218] PHUNG, V. *Aplication of Variable Parametric Programming in Precision Machining Process*. Proceedings of 6th International Precision engineering Seminar, 2nd International Conference on Ultraprecision in Manufacturing Engineering. Maio,1991.
- [219] EDA, H.; KISHI, K.; UENO, H. *Trend of Accuracy of Material in Super-Precision Machining*. Bulletin of Japan Soc. of Precision Engineering, vol. 16, n. 1, mar. 1982.
- [220] GUIMENES, N. M. *Precisão e Rigidez Determinam o Fim do Barramento Convencional*. Revista Maquinas e Metais, nov. 1988.
- [221] NN. *Active Vibratrion Isolation*. Catálogo HWL Bioanalytic Systems, 1999.
- [222] NN. *Machine Tool Performance Monitoring Systems*. In www.lionprecision.com,1999
- [223] NN. *Torcion Resistant Flexible Couplings*. Catálogo JACOKB.
- [224] MISKEL, R. V. *Technology of Machine Tool Vol.4. - Machine Tool Controls*, Lawrence Livermore National Laboratory, outubro, 1980
- [225] BLOMQUIST, D.; HOCKEN, R. J.; LIU, C. R.; BARASH, M. M. *A General Methodology for Machine Tool Enhancement by Error Compensation*. Precision Engineering, Vol. 8 numero 4, outubro 1986.
- [226] BIFANO, T. G.; DOW, T. A. *Technology of Precision Fabrication*. Third Annual Report on Precison Engineering- SRO 154, North Carolina State University.

ANEXO 2 - DESDOBRAMENTO DA FUNÇÃO QUALIDADE

RELAÇÃO ENTRE OS REQUISITOS	
●	FORTEMENTE POSITIVA
○	FRACAMENTE POSITIVA
■	FORTEMENTE NEGATIVA
▽	FRACAMENTE NEGATIVA

INTERRELAÇÃO ENTRE O GRAU DE RELACIONAMENTO DAS NECESSIDADES DO CONSUMIDOR E OS REQUISITOS.	
⊗	FORTE
○	MEDIA
△	FRACA
×	NENHUMA



REQUISITO	VALOR DO CONSUMIDOR (CLIENTE) : ESCALA 1 A 5.									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PRODUTIVIDADE	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
QUALIDADE SUPERFICIAL	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
PRECISAO GEOMETRICA	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
PRECISAO DIMENSIONAL	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
BAIXO TEMPO DE PREPARACAO	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
FACILIDADE DE PROGRAMACAO	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
FACIL VISUALIZACAO DE COMANDOS	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
BOA VISIBILIDADE DO PROCESSO	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
FACIL MANUSEIO	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
VERSATILIDADE DE FIXACOES	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
AUTO-MONITORAVEL	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
OPERACOES AUTOMATIZADAS	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
BAIXO CONSUMO DE ENERGIA	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△
FACIL ACESSO	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
BAIXO CUSTO	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
DISPONIBILIDADE DE COMPONENTES	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
FACIL MONTAGEM	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
FACIL DESMONTAGEM	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
MINIMA POSSIVEL	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
PROTECAO DE ELEMENTOS MOVEIS	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
SEGURANCA DO OPERADOR	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△
FACIL REMOCAO DOS CAVACOS	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△
FACIL REMOCAO DO FLUIDO DE CORTE	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△
SEGURANCA CONTRA COLHISOS EM OPERACAO	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△
PARADA DE EMERGENCIA	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
BAIXO NIVEL DE RUIDO	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△
BAIXO CUSTO	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
AMORTIZACAO ALTA	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
LONGA MEIA VIDA	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗	⊗
FACIL TRANSPORTE	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
DIMENSOES COMPATIVELIS	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
PESO	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
SEGURANCA NO TRANSPORTE	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
LIMPO	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△
MINIMA NECESSIDADE DE MODIFICACOES	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
MINIMA AREA DE OCUPACAO	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
FACIL DESCARTE	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
ALTA RECICLABILIDADE DOS COMPONENTES	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
BAIXO CUSTO DE DESCARTE	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
AGRADAVEL	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
CORES AGRADAVEIS	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
LINHAS ATUAIS	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
FAB. FACIL FABRICACAO	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×

TOTAL	232	172	181	173	220	180	162	141	107	54	184	197	210	155	213	198	215	226	84	92	15	98	212	93	264	199	11	246	143	92	393		
CLASIFICACAO DE IMPORTANCIA	4	18	15	15	17	6	16	19	22	24	29	14	13	10	20	20	8	12	7	5	28	27	30	29	9	26	2	11	23	3	21	7	1

ANEXO 3 - PARÂMETROS DO MOTOR LINEAR

PARÂMETROS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
RESISTÊNCIA DE ARMADURA	R_a	8	Ω
INDUTÂNCIA DE ARMADURA	L_a	22	mH
CONSTANTE DE FORÇA	K_f	53,38	N/A
CONSTANTE BACK EMF	K_e	39,37	V/m/s
MASSA DO CURSOR	M_n	4,53	kg
CONSTANTE DE TEMPO ELETRÔNICA	τ_e	2,75	ms
CORRENTE CONTÍNUA	I_c	5	A
CORRENTE DE PICO	I_p	10	A
FORÇA DE CONTÍNUA	F_c	266,89	N
FORÇA DE PICO	F_p	533,8	N
ATRAÇÃO MAGNÉTICA		3.000	N

ANEXO 4 - PARÂMETROS DO SERVOMOTOR PWM

PARÂMETROS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
FREQUÊNCIA DO PWN		20	KHz
POTÊNCIA CONTÍNUA		1	KW
POTÊNCIA DE PICO		2	KW
CORRENTE CONTÍNUA		3,5	A
CORRENTE DE PICO		7	A
COMANDO DE VELOCIDADE		± 10	V
GANHO CONVERSOR PWM	K_a	57	V/V
MALHA CORRENTE	R_i	44,2	$K\Omega$
	R_c	180	$K\Omega$
	C_c	10	nF
GANHO REALIMENTAÇÃO DE CORRENTE	K_c	0,63	V/A
MALHA DE VELOCIDADE	R_i	22,1	$K\Omega$
	R_v	100	$K\Omega$
	C_v	0,22	μF
RESISTÊNCIA GANHO DE FORÇA	R_f	15	$K\Omega$

ANEXO 5 – PROJETO DOS MANCAIS AEROSTÁTICOS

CARACTERÍSTICAS GUIA	D [mm]	L [mm]	c [μm]	NC	NRC	Dr [mm]	$W_{0,5}$ [N] Pa=6bar	$W_{0,9}$ [N] Pa=6bar	$K_{0,9}$ [N/μm]	Q [dm ³ /s]
X	50	100	25	3	8	0,2	362	463,4	24,1	0,27
Z	85	127,5	25	3	8	0,2	869,6	1113,1	69,6	0,38

MANCAIS AEROSTÁTICOS DO EIXO X

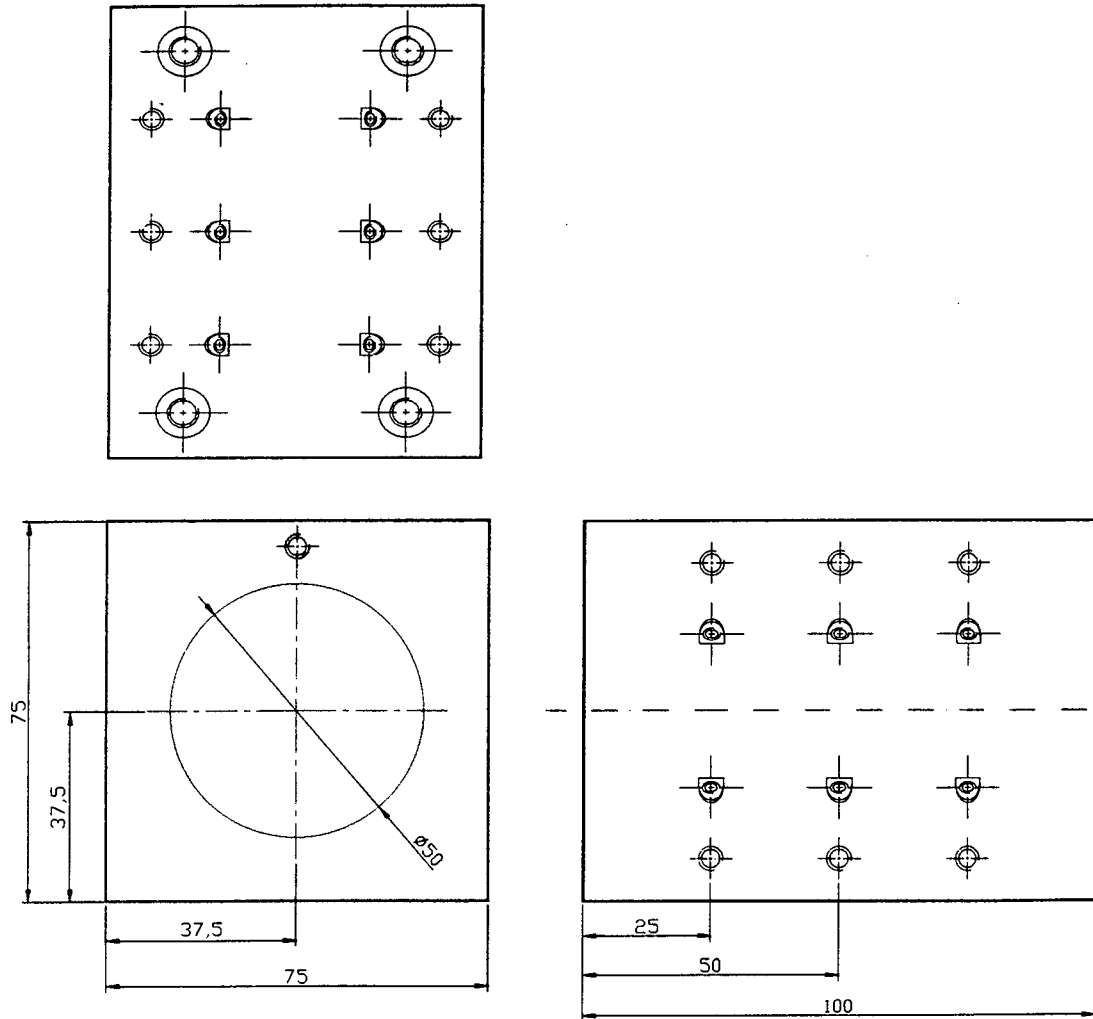


Figura A5.1 - Desenho do mancal aerostático do eixo X.

MANCAIS AEROSTÁTICOS DO EIXO Z

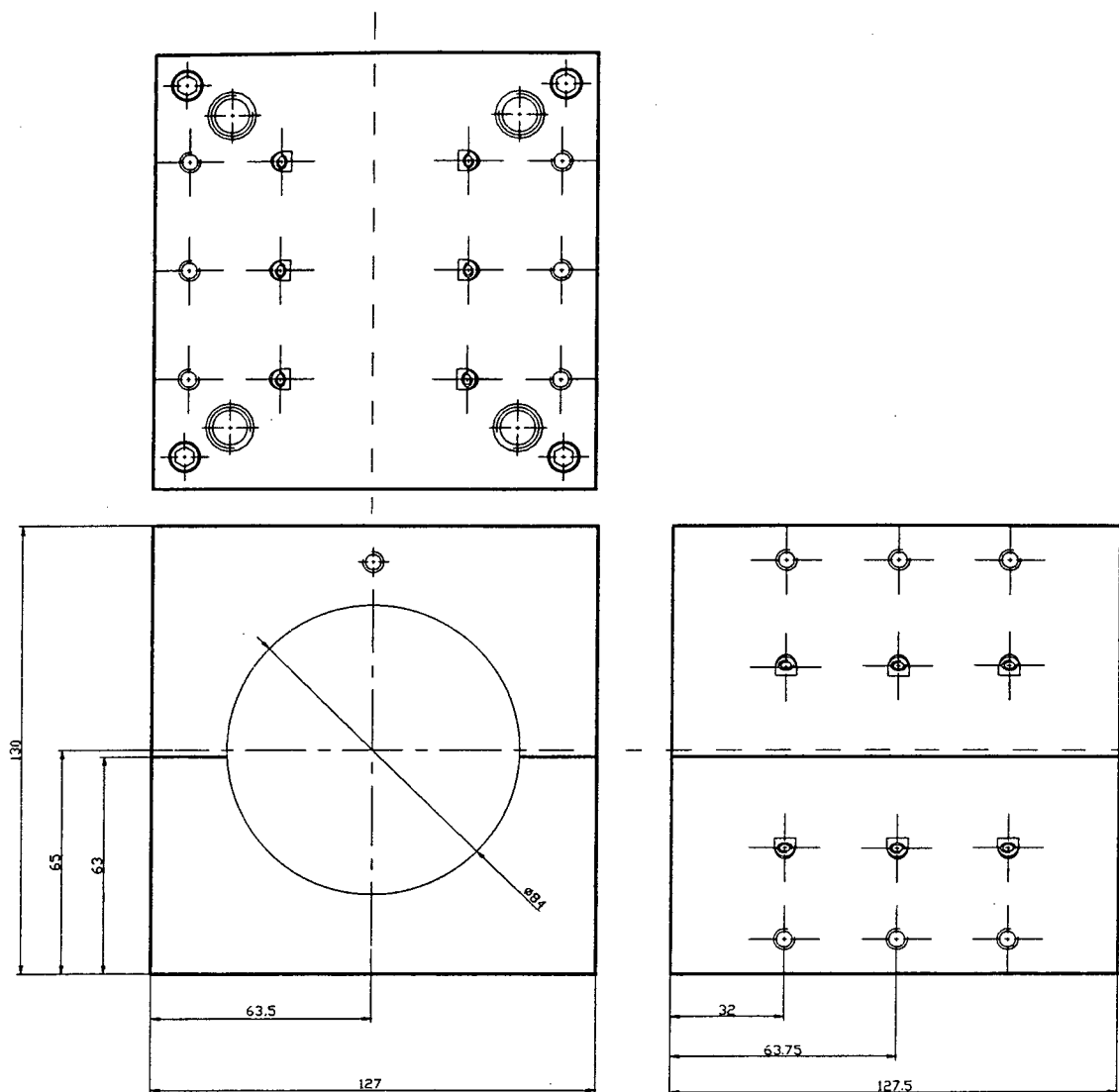


Figura A5.2 - Desenho do mancal aerostático do eixo Z.

ANEXO 6 – CARACTERÍSTICAS DA REGUA ÓPTICA

Fabricante: Diadur Heidenhain.

Modelo: LID 311.

Divisão: 10 μm .

Material: vidro G10 ($\alpha \approx 10 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$).

Classe de precisão: 0,2 μm .

Comprimento: 420 mm.

Precisão: 0,5 μm .

Curso útil: 400 mm.

ANEXO 7 – CARACTERÍSTICAS DO ENCODER ANGULAR

Fabricante: Diadur Heidenhain.

Modelo: ROD 800.

Números de linhas: 25 920.

Resolução: 0,5 " - sinal de interpolação 25 X - avaliação 4 X.

1 " - sinal de interpolação 25 X - avaliação 2 X.

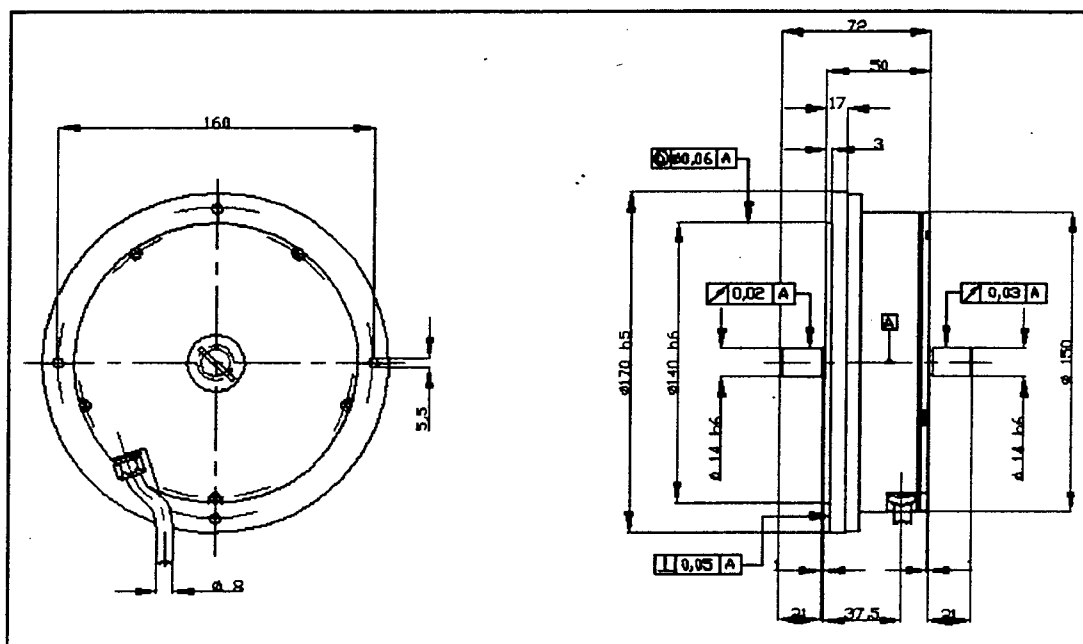


Figura A7.1 - Características geométricas do encoder ROD 800.

ANEXO 8 – CARACTERÍSTICAS DO MANCAL DA ÁRVORE

Fabricante: PROFESSIONAL INSTRUMENTS BLOCK HEAD 4B.

Mancal: Aerostático.

Tipo: YATES.

Fabricante: Professional Instruments.

Modelo: Model 4R BLOCK-HEAD®.

Velocidade máxima: 10.000 rpm.

Erro de giro: menor do que 25,4 μm (1 microinch).

Capacidade de carga

- Radial: ~25 kg (50 pounds);
- Axial: ~ 100 kg (200 pounds);
- Momento: ~2,5 kg.m (200 pound-inches).

Massa do rotor: ~53 kg (70 pounds).

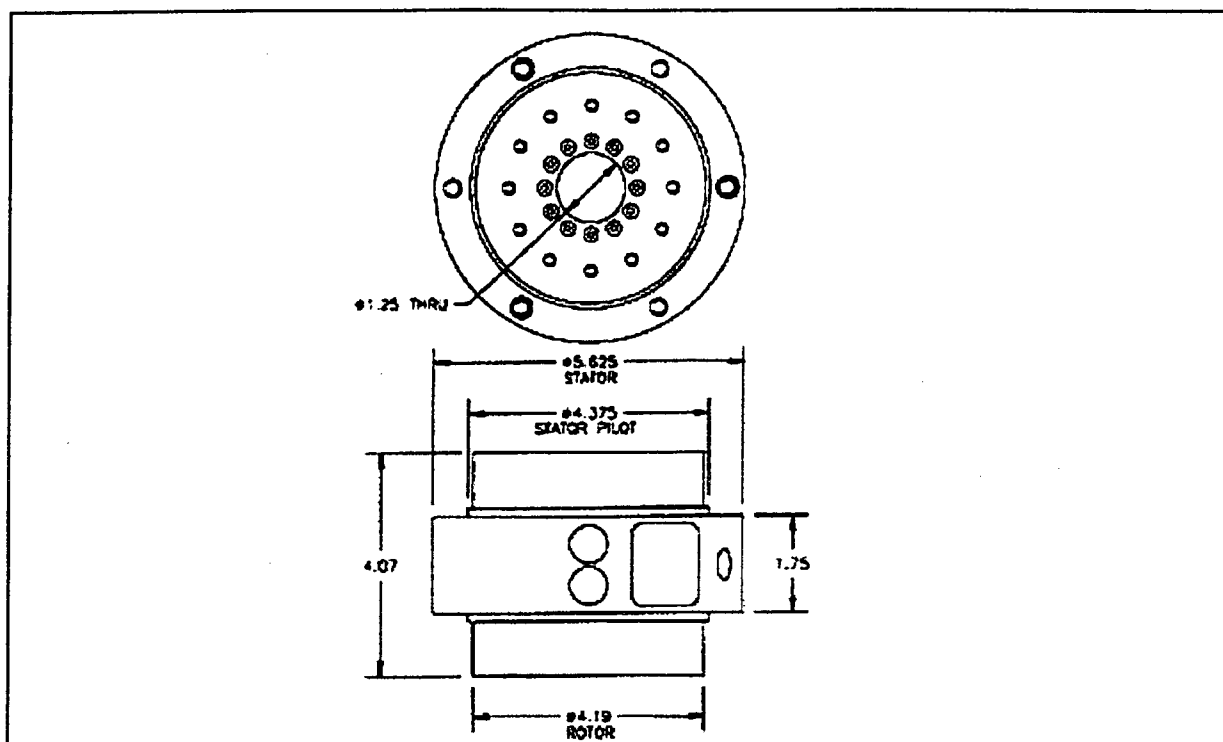


Figura A8.1 – Principais dimensões do mancal PI-4B da árvore.

ANEXO 9 – CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DA ÁRVORE

Fabricante: PACIFIC SCIENTIFIC.

Modelo: R24HMVA-HS-M1-NV-01.

Tipo : servomotor sem escovas.

Nº de série: 6701616.

Nº de identificação: RC - 1453.

$T_{cs} = 1.01 \text{ Nm}$ $K_e = .31 \text{ rad/volt/Seg}$

$I_{cs} = 3.6 \text{ A}$ $R_l = 5.55 \text{ Ohms}$

ANEXO 10 – VISTAS DO PROJETO DETALHADO.

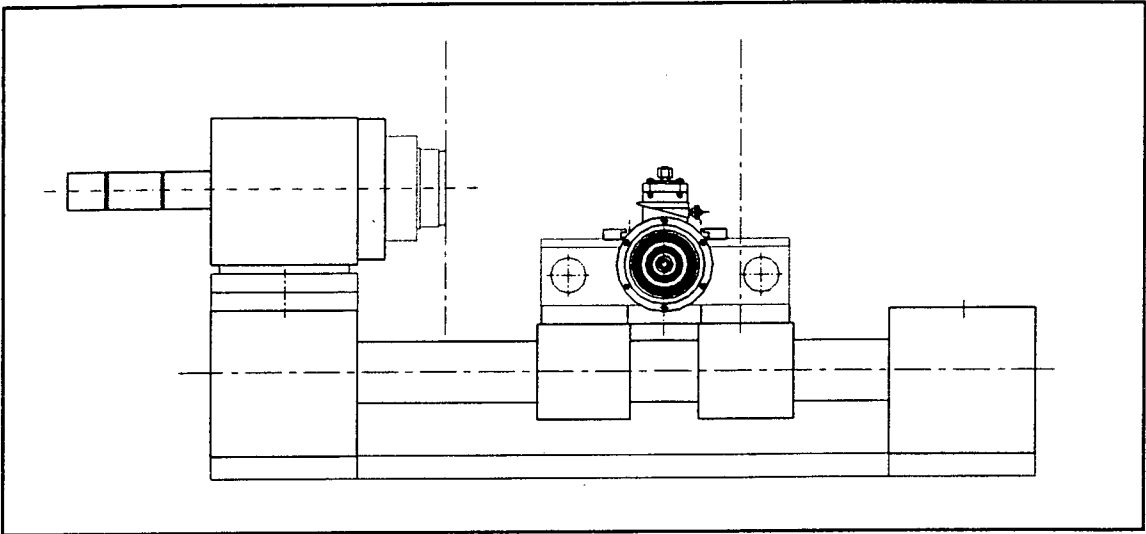


Figura A10.1 – Vista lateral.

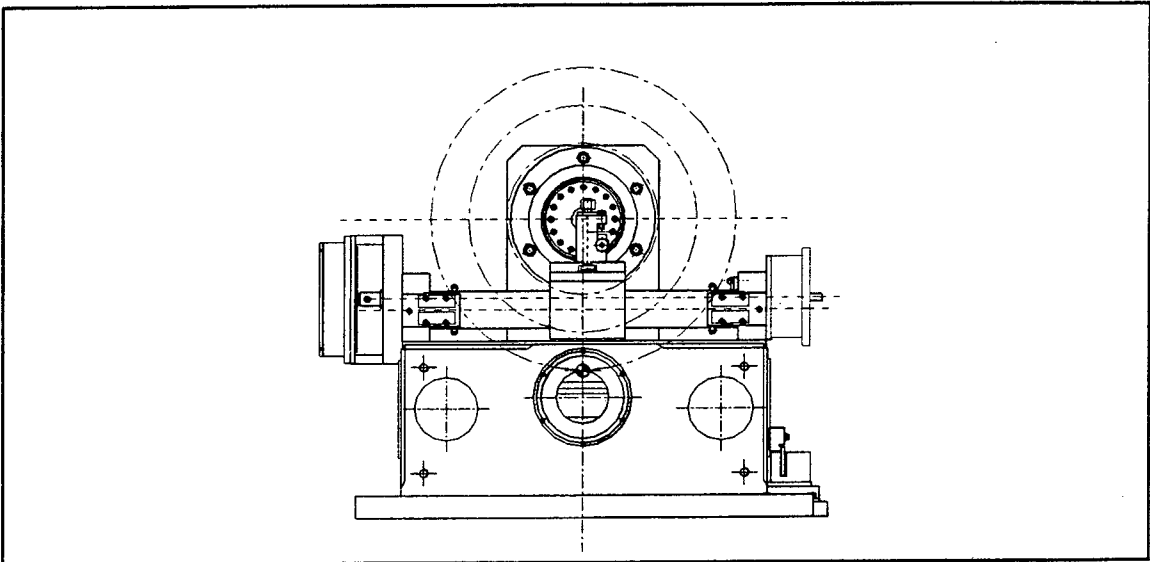


Figura A10.2 – Vista superior.

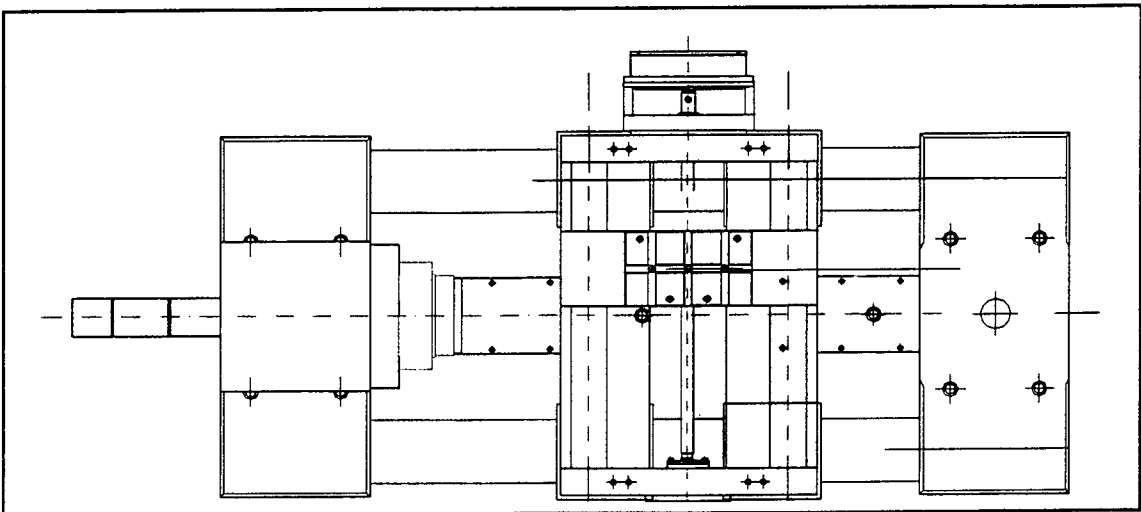


Figura A10.3 – Vista frontal.

ANEXO 11 - CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS VIGA 3D.

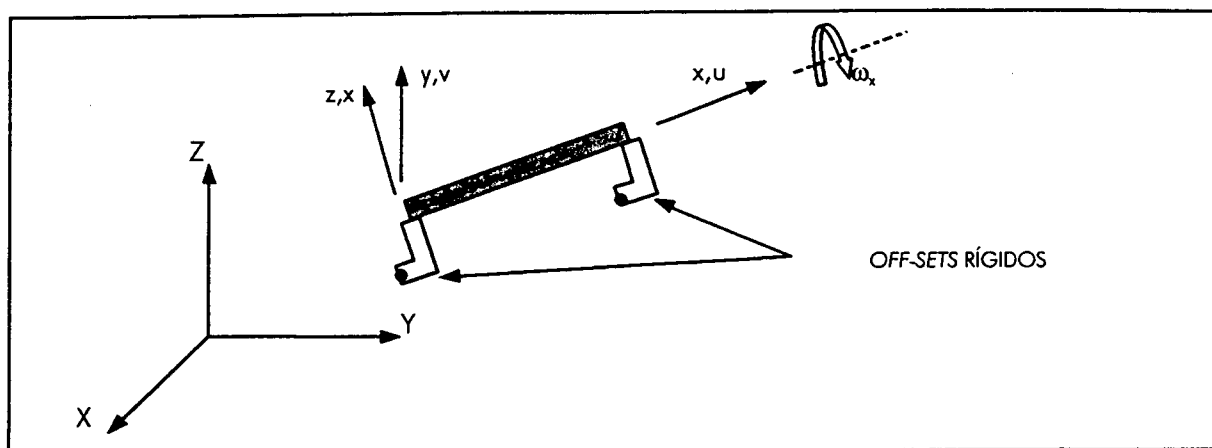


Figura A11.1 – Elemento de viga 3D genérico.

	FUNÇÃO DE FORMA	PONTOS DE INTEGRAÇÃO
MATRIZ DE RIGIDEZ	$U = C_1 + C_2x$ $V = C_3 + C_4x + C_5x^2 + C_6x^3$ $W = C_7 + C_8x + C_9x^2 + C_{10}x^3$ $\omega_x = C_{11} + C_{12}x$	NENHUM
MATRIZ DE RIGIDEZ DA FUNDAÇÃO	$U = C_1 + C_2x$ $V = C_3 + C_4x + C_5x^2 + C_6x^3$ $W = C_7 + C_8x + C_9x^2 + C_{10}x^3$ $\omega_x = C_{11} + C_{12}x$	NENHUM
MATRIZ MASSA	SE MATRIZ MASSA FOR CONSISTENTE $U = C_1 + C_2x$ $V = C_3 + C_4x + C_5x^2 + C_6x^3$ $W = C_7 + C_8x + C_9x^2 + C_{10}x^3$ $\omega_x = C_{11} + C_{12}x$ SE MATRIZ MASSA FOR REDUZIDA $U = C_1 + C_2x$ $V = C_3 + C_4x$ $W = C_7 + C_8x$	NENHUM
MATRIZ TENSÃO RIGIDEZ	$V = C_3 + C_4x + C_5x^2 + C_6x^3$ $W = C_7 + C_8x + C_9x^2 + C_{10}x^3$	NENHUM
VETOR CARREGAMENTO (PRESSÕES E TEMPERATURAS)	$U = C_1 + C_2x$ $V = C_3 + C_4x + C_5x^2 + C_6x^3$ $W = C_7 + C_8x + C_9x^2 + C_{10}x^3$	NENHUM

Temperatura no elemento: linear através da espessura, constante ao longo do comprimento.

Temperatura nodal: constante através da espessura, linear ao longo do comprimento.

Pressão: constante ao longo do comprimento.

Restrições assumidas:

1. As normais antes e depois de dada deformação permanecem retas (straight).
2. Os *off-sets*, se existirem, são assumidos como completamente rígidos.
3. Se ambos os *off-sets* e também a velocidade angular forem usados, o raio utilizado no cálculo da força inercial não conta para os mesmos.
4. A seção de área média é obtida com base em:

$$A_{AV} = (A_1 + \sqrt{A_1 A_2} + A_2)/3.$$

5. O momento de inércia é obtido pelas médias baseadas nos momentos finais de inércia, pela:

$$I_{AV} = (I_1 + 4\sqrt{I_1^3 I_2} + \sqrt{I_1 I_2} + 4\sqrt{I_1 I_2^3} + I_2)/5$$

Off-sets nos fim dos membros.

Previamente é conveniente definir que:

$$\Delta_x^0 = \Delta_{x2} - \Delta_{x1}$$

$$\Delta_y^0 = \Delta_{y2} - \Delta_{y1}$$

$$\Delta_z^0 = \Delta_{z2} - \Delta_{z1}$$

onde:

Δ_{z2} = entradas.

As definições de Δ_i^0 podem ser pensadas como simples colocações dos *off-sets* no nodo I para 0 e a colocação de *off-sets* diferenciais para o *off-set* do nodo J, conforme a figura A7.2.

A matriz de rotação $[R^0]$ aplicada aos *off-sets* é definida como:

$$\begin{Bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} = [R^0] \begin{Bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix}$$

Onde U'_x, U'_y , etc. estão no sistema de coordenadas $x'y'z'$ e U_x, U_y , etc. estão no sistema de coordenadas xyz .

Onde:

$$[R^0] = \begin{bmatrix} [r^0] & [0] \\ [0] & [r^0] \end{bmatrix}$$

e

$$[r^0] = \begin{bmatrix} L_A/L_N & \Delta_Y^0/L_B & L_A\Delta_Y^0/L_NL_B \\ -\Delta_Y^0/L_N & L_A/L_B & \Delta_Y^0\Delta_Z^0/L_NL_B \\ -\Delta_Z^0/L_N & 0 & L_B/L_N \end{bmatrix}$$

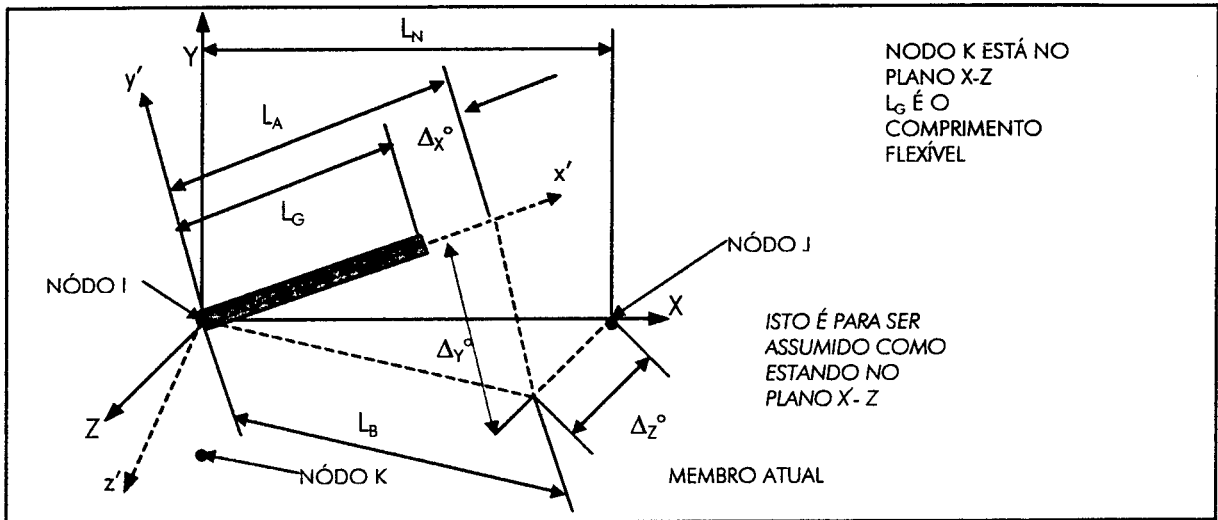


Figura A11.2 – Geometria do off-set.

Como referência para translação de forças e momentos em função dos off-set no nodo I, a matriz $[T_1^0]$ é definida utilizando-se a figura A11.3.

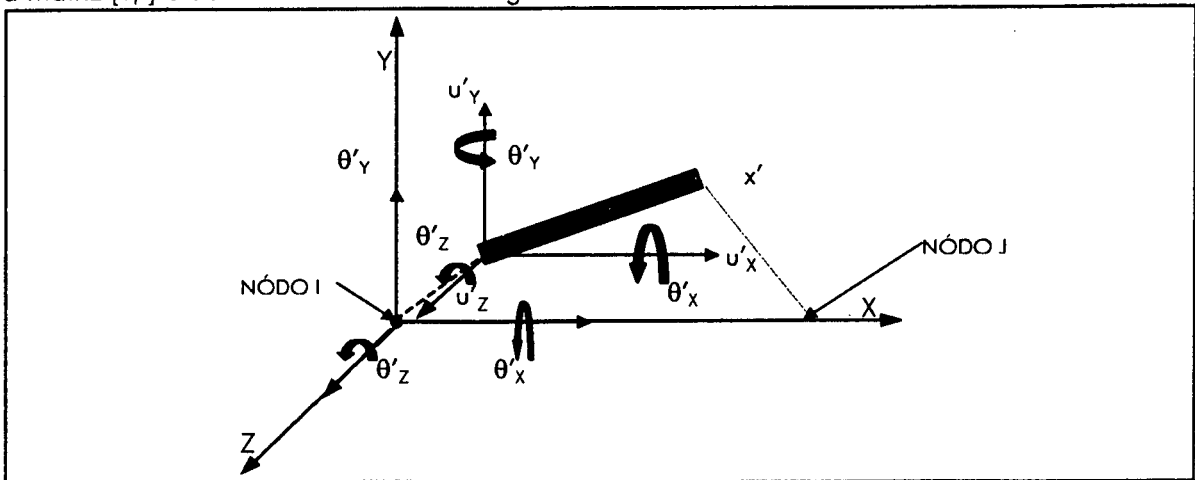


Figura A11.3 – Translação dos eixos.

Os dois sistemas são relacionados por:

$$\begin{Bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} = [T_i^0] \begin{Bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} \quad (\text{A11.4})$$

$$[T_i^0] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \Delta_{z1} & - \\ \Delta_{y1} & & & & & \\ 0 & 1 & 0 & -\Delta_{z1} & 0 & \Delta_{x1} \\ 0 & 0 & 1 & \Delta_{y1} & -\Delta_{x1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

De forma similar, a matriz $[T_j^0]$ é definida para o nodo J, com base em Δ_{x2} , Δ_{y2} e Δ_{z2} .

Estas matrizes são então combinadas para gerar a matriz $[O_F]$.

$$[O_F] = \begin{bmatrix} [T_i^0 R^0] & [0] \\ [0] & [T_j^0 R^0] \end{bmatrix}$$

A base para esta transformação foi extraída de Hall e Woodhead. As matrizes dos elementos são então transformadas em:

$$[K'] = [O_F]^T [K] [O_F]$$

$$[S'] = [O_F]^T [S] [O_F]$$

$$[M'] = [O_F]^T [M] [O_F]$$

$$\{F'\} = [O_F]^T \{F\}$$

onde:

$[K_e]$ = matriz de rigidez do elemento no sistema de coordenadas do centróide do elemento;

$[S_e]$ = matriz de tensão do elemento no sistema de coordenadas do centróide do elemento;

$[M_e]$ = matriz de massa do elemento no sistema de coordenadas do centróide do elemento;

$\{F_e\}$ = vetor carregamento do elemento no sistema de coordenadas do centróide do elemento.

EFEITOS COMPARTILHADOS NO CENTRO

Os efeitos no centro são compartilhados de forma similar aos *off-stes*, exceto pelos termos torcionais (M_x, θ_x) que são afetados.

A matriz rotacional $[R^s]$ é

$$[R^s] = \begin{bmatrix} [I] & [O] \\ [O] & [r^s] \end{bmatrix}$$

Onde $[I]$ é a matriz identidade $[3 \times 3]$

$$[r^s] = \begin{bmatrix} L_{sc}/L_G & 0 & 0 \\ \frac{\Delta_Y^s L_{sc}}{L_{sb} L_G} & 1 & 0 \\ \frac{\Delta_Z^s}{L_{sb}} & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

e onde

$$L_{sc} = \sqrt{(L_G)^2 + (\Delta_Y^s)^2 + (\Delta_Z^s)^2}$$

$$L_{sb} = \sqrt{(L_G)^2 + (\Delta_Y^s)^2}$$

$$\Delta_Y^s = \Delta_{Y2}^s - \Delta_{Y1}^s$$

$$\Delta_Z^s = \Delta_{Z2}^s - \Delta_{Z1}^s$$

$$\Delta_{Y2}^s = \text{valores de entrada.}$$

Note que somente a rotação compartilhada na linha central (θ_x) é afetada. A translação compartilhada no centro do nodo 1 é contada por:

$$[T_i^s] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \Delta_{z1}^s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \Delta_{y1}^s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

De forma similar, a matriz $[T_j^s]$ é definida para o nodo J. Estas matrizes são então combinadas para gerar a matriz $[S_c]$:

$$[S_c] = \begin{bmatrix} [R^s T_i^s] & [0] \\ [0] & [R^s T_j^s] \end{bmatrix}$$

Esta combinação de $[R]$ e $[T]$ resulta no compartilhamento do centro dos *off-sets* no sistema de coordenadas do centróide (x' y' z' na figura A11.2). A matriz dos elementos é transformada novamente por:

$$[K_i'] = [S_c]^T [K_i'] [S_c]$$

$$[S_i'] = [S_c]^T [S_i'] [S_c]$$

$$\{F_i'\} = [S_c]^T \{F_i'\}$$

Momento final (*End moment Release*)

A lógica do momento final (ou rigidez rotacional) é análoga à queda de graus de liberdade representada pelos graus de liberdade dependentes (escravos). O processamento das matrizes pode ser simbolizado por:

$$[K_i'] \Rightarrow [K_i''']$$

$$[S_i'] \Rightarrow [S_i''']$$

$$[M_i'] \Rightarrow [M_i''']$$

$$\{F_i'\} \Rightarrow \{F_i'''\}$$

Conversão das coordenadas dos elementos em coordenadas globais:

$$[K_o] = [T_R]^T [K_i'''] [T_R]$$

$$[S_o] = [T_R]^T [S_i'''] [T_R]$$

$$[M_o] = [T_R]^T [M_i'''] [T_R]$$

$$\{F_o'\} = [T_R]^T \{F_i'''\}$$

ANEXO 12 - CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS SÓLIDOS 3D

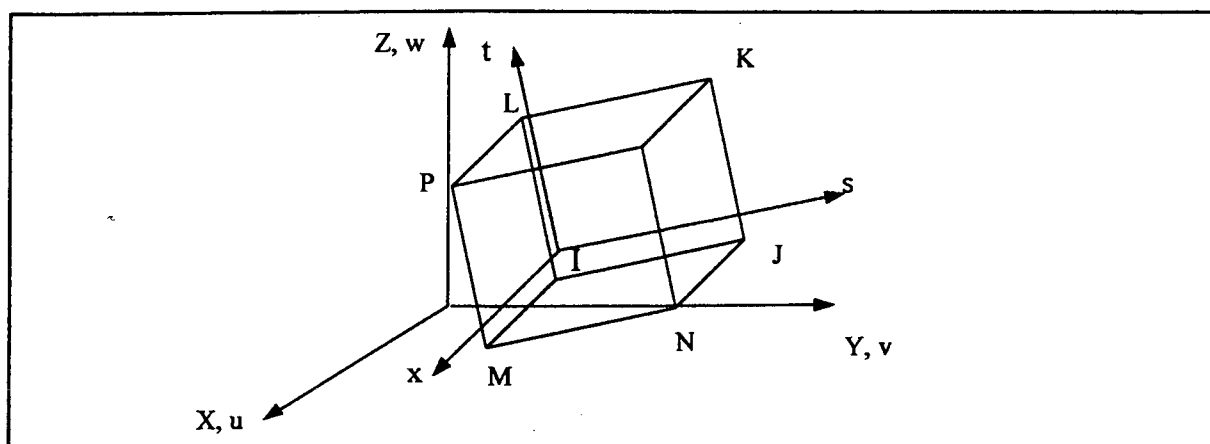


Figura A12.1 – Elemento sólido 3D genérico.

	Função matemática	Pontos de integração
	$U = 1/8 (u_1 (1 - s) (1 - t) (1 - r) + u_2 (1 - s) (1 - t) (1 - r) + u_3 (1 - s) (1 - t) (1 - r) + u_4 (1 - s) (1 - t) (1 - r) + u_5 (1 - s) (1 - t) (1 - r) + u_6 (1 - s) (1 - t) (1 - r) + u_7 (1 - s) (1 - t) (1 - r) + u_8 (1 - s) (1 - t) (1 - r)$ <p>e, se formas extras modificadas são incluídas (Keyopt(1)=0), e o elemento tem 8 nodos únicos, então</p> $+ u_1 (1 - s^2)$ $+ u_2 (1 - t^2)$ $+ u_3 (1 - u^2)$ <p>(somente a forma u_3 é presente quando KEYOPT (1) = 0 , e o elemento tem 6 nodos únicos (prisma triangular)).</p> $v = 1/8 (v_1 (1 - s) \text{ --- similar a } u$ $w = 1/8 (w_1 (1 - s) \text{ --- similar a } u$	2 X 2 X 2
MATRIZ MASSA	Mesma matriz, sem as funções das formas extras modificadas.	2 X 2 X 2
MATRIZ TENSÃO RIGIDEZ (Stress Stiffness Matrix)	Mesma matriz, sem as funções das formas extras modificadas.	2 X 2 X 2

MATRIZ TENSÃO RIGIDEZ (*Stress Stiffness Matrix*)

A Matriz Tensão Rigidez é representada por

$$\{\sigma\} = [D] (\{\epsilon\} - \{\epsilon^{th}\})$$

ou

$$\{\epsilon\} = \{\epsilon^{th}\} + [D]^{-1}\{\sigma\}$$

Enquanto $\{\epsilon^{th}\}$ é restrito à entrada ortotrópica, $[D]$ pode ser entrada como matriz completa anisotrópica, pois contém 21 valores independentes não utilizados em sua formulação. A simetria da matriz $[D]$ é assegurada, mas é designado ao usuário prover valores de tal forma que a matriz é definida positiva. Se não, o programa ira se autodesligar.

A matriz é definida positiva se o determinante de todas as submatrizes da série

$$[D_{1,1}] \begin{bmatrix} D_{1,1} & D_{1,2} \\ D_{2,1} & D_{2,2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{1,1} & D_{1,2} & D_{1,3} \\ D_{2,1} & D_{2,2} & D_{2,3} \\ D_{3,1} & D_{3,2} & D_{3,3} \end{bmatrix}, \text{ etc. ,}$$

incluindo o determinante da matriz $[D]_{6 \times 6}$ completa, for positiva. A série deve ser inicializada sem qualquer outro termo diagonal e assim tido linhas e colunas adicionais em qualquer orde.

Assim, duas condições são necessárias (mas não suficientes) para uma matriz ser definida positiva:

$$D_{i,i} > 0,0$$

$$D_{i,i} < \sqrt{(D_{i,i} D_{i,i})}$$

A matriz deve ser entrada e usada como

$$\{\sigma\} = [D_k] (\{\epsilon\} - \{\epsilon^{th}\})$$

ou

$$\{\epsilon\} = \{\epsilon^{th}\} + [D_k]^{-1}\{\sigma\}.$$

ANEXO 13 – EQUIPAMENTO DO ENSAIO DE POSICIONAMENTO

A13.1 - LASER HP

Fabricante: Hewlett Packard (EUA).

Modelo: HP 5528A.

Nº de série (fabricante):

Fonte de LASER HP 5518: 2532A02776;

Indicador Digital HP 5508A: 2948A02372;

Nº de identificação CERTI: RL 0562.

Resolução adotada no ensaio: 0,1 μm .

Rastreável aos padrões primários, conforme Certificado de Calibração nº 003/93, emitido pelo INMETRO em 08/09/93.

A13.2 - LASER RENISHAW

Fabricante: Renishaw.

Modelo: ML 10.

Nº de série (fabricante)

Fonte de LASER ML10 : G35516.

Auto compensador EC 10: G34926.

Sensor de ar : G31976.

Programa de medição: A/8003/0447.

Nº de identificação CERTI: RC 1903.

Resolução adotada no ensaio: 0,1 μm .

Rastreável aos padrões primários conforme Certificado de Calibração nº 08A11/9518, emitido pelo NPL (National Physical Laboratory) em 24/11/95 válido até 11/98.

A13.3 - ACESSÓRIOS

Barômetro

Nº de identificação CERTI : RL 139.

Rastreável aos padrões primários conforme Certificado de Calibração nº 040/93, emitido pelo INMETRO em 30/08/93.

Termômetro eletrônico

Nº de identificação CERTI : RC 1357

Rastreável aos padrões primários conforme Certificado de Calibração nº 0944/95, emitido pelo CERTI.

ANEXO 14 - EQUIPAMENTO DO ENSAIO DE PERPENDICULARISMO

A14.1 - ESQUADRO DE GRANITO

Fabricante: Mitutoyo

Modelo:

Nº de série (fabricante):

Nº de identificação CERTI:

A14.2 - SENSOR DE DESLOCAMENTO

Fabricante: Mitutoyo

Modelo:

Nº de série (fabricante)

Nº de identificação CERTI:

A14.3 - ACESSÓRIOS

Barômetro:

Identificação CERTI : RL 139

Rastreável aos padrões primários conforme Certificado de Calibração no. 040/93, emitido pelo INMETRO em 30/08/93.

Termômetro eletrônico:

Identificação CERTI : RC 1357

Rastreável aos padrões primários conforme Certificado de Calibração no. 0944/95, emitido pelo CERTI

ANEXO 15 - EQUIPAMENTO DO BALANCEAMENTO DA ÁRVORE

A15.1 - ANALISADOR DE SINAIS

Fabricante: Schenck

Modelo:

Nº de série (fabricante)

Nº de identificação LMP:

Faixa de operação : 1 a 20000 Hz

Tipos de medição: Vibração (aceleração, velocidade e deslocamento)

Tipos de detecção de sinal: rms, pico (verdadeiro e calculado), pico a pico (verdadeiro e calculado), Smax, BCV

Faixa de medição: 0,002 / 0,02 / 0,2 / 2,0 / 20 / 200 / 2000 (fundo de escala)

Precisão: 1% (toda escala) ou 1% do valor medido (maior valor)

Típica $\pm 0,1\%$ do valor medido a controle $\geq 10\%$

A15.2 - ACELERÔMETRO

Fabricante: Schenck

Modelo: AS-020

Característica: piezelétrico com amplificador de carga integrado.

Sensibilidade: 100mV/g $\pm 5\%$

10,2 mV/m/s² $\pm 5\%$

A15.3 - SENSOR ESTROBOSCÓPICO

Fabricante: Schenck

Modelo:

ANEXO 16 - EQUIPAMENTO DO ENSAIO DINÂMICO

A 16.1 - MÉTODO DA EXCITAÇÃO FORÇADA

A16.1.1 - Transdutor de força

Fabricante: : Briel & Kjaer

Modelo: B&K 8200

Características:

Sensibilidade de referência: 50 Hz 24 C

Sensibilidade estática: 0 - 1000 N tração - 4,00 pC/N

0 - 5000 N Compressão - 4,13 pC/N

Linearidade: + % F.S

Resistência Mínima: 10 MW

Capacitância típica: 25 pF

A16.1.2 - Acelerômetro

Fabricante: : Briel & Kjaer

Modelo: B&K 4370

Características:

Sensibilidade de referencia: 50 Hz, 100 ms 23 C

Sensibilidade de carga: 10,04 pC/ms ou 98,6 pC/g

Sensibilidade de voltagem: 9,23 mV/ms ou 90,6 mV/g

Capacitância: 1088 pF

Freqüência natural não amortecida típica: 25 kHz

Máxima sensibilidade transversa: 2,4 %

Freqüência de ressonância transversa típica: 4 kHz

A16.1.3 - Gerador de sinais

Fabricante: : Briel & Kjaer

Modelo: B&K 1027

A16.1.4 - Amplificador de Potência

Fabricante: : Briel & Kjaer

Modelo: B&K

A16.1.5 - Excitador eletrodinâmico

Fabricante: Briel & Kjaer

Modelo: B&K 2706

A16.1.6 - Amplificadores de carga

Fabricante: Briel & Kjaer

Modelo: B&K 2635

A16.1.7 - Analisador de sistemas de controle

Fabricante: Hewlett Packard

Modelo: HP - 3563A

A.16.2 – EQUIPAMENTO PARA O MÉTODO IMPULSIVO

A16.2.1 - Analisador de Vibrações

Fabricante: Hewlett Packard

Modelo: HP

A16.2.2 - Transdutor de força

Fabricante: : Briel & Kjaer

Modelo: B&K 8200

Características:

Sensibilidade de referência: 50 Hz 24 C

Sensibilidade estática: 0 - 1000 N tração - 4,00 pC/N

0 - 5000 N Compressão - 4,13 pC/N

Linearidade: + % F.S

Resistência Mínima: 10 MW

Capacitância típica: 25 pF

A16.2.3 - Acelerômetro

Fabricante: : Briel & Kjaer

Modelo: B&K 4370

Características:

Sensibilidade de referencia: 50 Hz, 100 ms 23 C

Sensibilidade de carga: 10,04 pC/ms ou 98,6 pC/g

Sensibilidade de voltagem: 9,23 mV/ms ou 90,6 mV/g

Capacitância: 1088 pF

Frequência natural não amortecida típica: 25 kHz

Máxima sensibilidade transversa: 2,4 %

Frequência de ressonância transversa típica: 4 kHz