

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

DESENVOLVIMENTO DE UM CABEÇOTE DE PRECISÃO

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

LUÍS ANTÔNIO MÜLLER

FLORIANÓPOLIS, MAIO DE 1994.

DESENVOLVIMENTO DE UM CABEÇOTE DE PRECISÃO

LUÍS ANTÔNIO MÜLLER

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL
PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



PROF. DR.-ING. WALTER LINDOLFO WEINGAERTNER



PROF. DR.-ENG. ANTÔNIO FÁBIO CARVALHO DA SILVA

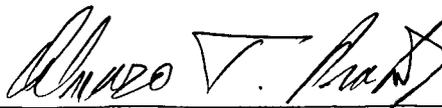
BANCA EXAMINADORA



PROF. DR.-ING. WALTER LINDOLFO WEINGAERTNER



PROF. NELSON BACK, PH.D



PROF. ÁLVARO TOUBES PRATA, PH.D

*"Tu ne quaesieris (scire nefas) quem mihi, quem tibi
finem di dederint, Leuconoe, nec Babylonios
temptaris numeros. Ul melius quicquid erit pati !
Seu pluris hiemes seu tribuit Iuppiter ultimam,
quae nunc oppositis debilitat pumicibus mare
Tyrrhenum, sapias vina liques et spatio brevi
spem longam reseces. Dum loquimur, fugerit invida
aetas: carpe diem, quam minimum credula postero."*

Orácio

O dia

Nunca pergunte
quando acabará a tua
vida, a minha vida,
não tente os horóscopos do oriente:
mal é saber, Leuconoe.
Melhor aceitar aquilo que virá,
e os outros invernos que Júpiter dará
ou se for o último, este
que cansa o mar etrusco
e as leves rochas de pedra pômes.
Mas sejes sábia: e filtre o vinho
e corte a esperança
futura, porque breve é o nosso
caminho, e agora, enquanto
se fala, o tempo
já está fugindo, como se nos odiasse !
assim viva
o dia, não creias no amanhã.

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho às pessoas que me ajudaram e me apoiaram durante o desenvolvimento do meu mestrado, aqui deixo meus agradecimentos.

Pais, todo mérito de eu ter alcançado mais uma meta de minha vida é vosso. A vós, que sempre me apoiaram e me ajudaram, e nas horas mais difíceis estenderam a mão, um "muito obrigado" ainda é pouco. Grande parte de minhas vitórias serão graças a vocês.

Um agradecimento todo especial devo à minha noiva Cristina que, com seu carinho, amizade e confiança esteve sempre ao meu lado. Obrigado pela sua compreensão e companheirismo.

Agradeço a amizade e orientação do Prof. Walter Weingaertner, que sempre apoiou e fortaleceu minha convicção de realizar este trabalho.

Agradeço o apoio dos estudantes de graduação Paulo Blank e Milton Pereira pela ajuda na edição gráfica deste trabalho.

De modo geral agradeço a todos aqueles amigos do Laboratório de Mecânica de Precisão que apoiaram a realização desta dissertação.

Gostaria de expressar, também, meus agradecimentos à:

- WETZEL pela concessão do compressor de ar, fundamental para realização dos ensaios.

Em especial à ajuda de meu amigo Júnior G. Justino, que conseguiu esta doação,

- Escola Técnica Tupy pelo auxílio na retificação interna do estator em caráter de gratuidade,

- CAPES pelo financiamento de minha bolsa de estudos durante todo o período do trabalho.

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	iv
ÍNDICE	v
LISTA DE FIGURAS	vii
SIMBOLOGIA	x
RESUMO	xii
ABSTRACT	xiii
1 INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVO	4
3 ESTADO ATUAL DA TECNOLOGIA	5
3.1 O MANCAL	5
3.1.1 Tipos de mancais	6
3.1.2 Comparação entre os tipos de mancais	13
3.1.3 Características de um mancal aerostático	15
3.1.4 Tipos de mancais aerostáticos	17
3.1.5 Tipos de restritores	19
3.2 O ACIONAMENTO	23
3.2.1 Tipos de acionamento	23
4 PROJETO DO MANCAL	26
4.1 DIMENSIONAMENTO DO MANCAL AXIAL	27
4.2 DIMENSIONAMENTO DO MANCAL RADIAL	32
4.3 ANÁLISE DE ERROS E TOLERÂNCIAS DE FABRICAÇÃO	37
4.4 O PROGRAMA 'AEROCAD'	54

5 PROJETO DO ACIONAMENTO	58
5.1 CARACTERÍSTICAS DO MOTOR AC DE INDUÇÃO	59
5.2 DIMENSIONAMENTO DO MOTOR AC DE INDUÇÃO	60
5.3 ASPECTOS CONSTRUTIVOS DO ACIONAMENTO	62
6 FABRICAÇÃO, CONTROLE E MONTAGEM DO MANCAL	66
6.1 ROTOR PLANO	67
6.2 ROTOR CILÍNDRICO	72
6.3 ESTATOR	73
6.4 CARÇAÇA	74
6.5 RESTRITORES	74
6.6 ACOPLAMENTO COM O MOTOR	76
7 AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO	77
7.1 COMPORTAMENTO GEOMÉTRICO	79
7.1.1 Direção sensível	80
7.1.2 Estrutura de ensaio	81
7.1.3 Resultados e conclusões	82
7.2 COMPORTAMENTO ESTÁTICO	85
7.2.1 Ensaio com carregamento axial	88
7.2.2 Ensaio com carregamento radial	91
7.2.3 Ensaio com carregamento angular	94
7.3 COMPORTAMENTO TÉRMICO	97
7.4 COMPORTAMENTO DINÂMICO	100
8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	106

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1 - Tipos de mancais de rolamento
- Figura 2 - Característica vibratória dos mancais de rolamento
- Figura 3 - Classificação de mancais hidrostáticos
- Figura 4 - Circuito hidráulico de um mancal hidrostático
- Figura 5 - Configuração básica de um cabeçote com mancal magnético
- Figura 6 - Comparação das características dos mancais
- Figura 7 - Classificação de mancais aerostáticos
- Figura 8 - Perfil de pressão em um restritor de orifício
- Figura 9 - Tipos de restritores
- Figura 10 - Mancal aerostático tipo Yate
- Figura 11 - Mancal axial anular
- Figura 12 - Equacionamento de projeto do mancal axial
- Figura 13 - Rede de ar comprimido limpo e seco
- Figura 14 - Mancal aerostático radial
- Figura 15 - Analogia elétrica do efeito de auto-sustentação de um mancal aerostático radial
- Figura 16 - Comparação da performance de diferentes tipos de mancais aerostáticos radiais
- Figura 17 - Equacionamento de projeto de mancal radial
- Figura 18 - Influência de erros de fabricação na capacidade de carga do mancal
- Figura 19 - Influência de erros de fabricação na rigidez do mancal
- Figura 20 - Influência de erros de fabricação na vazão de ar do mancal
- Figura 21 - Tolerâncias de fabricação recomendadas para mancal aerostático radial
- Figura 22 - Formas de erros de cilindridade
- Figura 23 - Deformação vertical devido à prensagem dos bujões de restrição
- Figura 24 - Rotor cilíndrico
- Figura 25 - Análise estrutural do rotor cilíndrico

- Figura 26 - Influência do erro de batimento plano nas folgas dos mancais
- Figura 27 - Rotor plano
- Figura 28 - Estator
- Figura 29 - Carcaça
- Figura 30 - Características geométricas e parâmetros operacionais do CP 100
- Figura 31 - Projeto por dimensões
- Figura 32 - Projeto por parâmetros
- Figura 33 - Flange do motor
- Figura 34 - Flange do mancal
- Figura 35 - Eixo de acoplamento motor e mancal
- Figura 36 - Isoladores termo-dinâmicos
- Figura 37 - O cabeçote de precisão
- Figura 38 - Processo de retificação plano-rotativo
- Figura 39 - Retificação plano-rotativa do rotor plano
- Figura 40 - Mesa aerostática
- Figura 41 - O processo de moldagem do restritor
- Figura 42 - Fluxo de ar no restritor
- Figura 43 - Fatores influentes no comportamento do cabeçote
- Figura 44 - Os seis erros básicos de batimento de um eixo de rotação
- Figura 45 - Técnica da reversão
- Figura 46 - Ensaio de batimento axial
- Figura 47 - Ensaio de batimento radial
- Figura 48 - Comportamento da folga do mancal com a pressão
- Figura 49 - Estrutura de ensaio de carregamento axial
- Figura 50 - Comportamento estático de carga axial
- Figura 51 - Comportamento estático de rigidez axial
- Figura 52 - Estrutura de ensaio de carregamento radial
- Figura 53 - Comportamento estático de carga radial

Figura 54 - Comportamento estático de rigidez radial

Figura 55 - Estrutura de ensaio de aplicação de momento

Figura 56 - Comportamento estático de momento

Figura 57 - Comportamento estático de rigidez angular

Figura 58 - Comportamento térmico com o tempo de funcionamento

Figura 59 - Comportamento térmico com o número de partidas

Figura 60 - Comportamento dinâmico com excitação axial

Figura 61 - Comportamento dinâmico com excitação angular

SIMBOLOGIA

SÍMBOLO	UNIDADE	DENOMINAÇÃO
a	mm	Distância da carreira de restritores à extremidade do mancal radial
D	mm	Diâmetro do mancal radial
d_f	mm	Diâmetro do orifício de restrição
$F_{usinagem}$	N	Força de usinagem
h	μm	Folga de trabalho
h_m	μm	Folga de montagem
h_o	μm	Folga de projeto
I	A	Corrente elétrica
J	kg.m^2	Momento de inércia total
k		Constante de rigidez para o mancal radial
$K_{m\acute{a}x}$	$\text{N}/\mu\text{m}$	Rigidez estática máxima
K_d	$\text{N}/\mu\text{m}$	Rigidez dinâmica
K_A	$\text{Nm}/\mu\text{rad}$	Rigidez estática angular
K_{dA}	$\text{Nm}/\mu\text{rad}$	Rigidez dinâmica angular
L	mm	Comprimento do mancal radial
n		Número de restritores por carreira
N		Número total de restritores
Δp	N/mm^2	Perda de carga no restritor
P_a	N/mm^2	Pressão atmosférica
P_d	N/mm^2	Pressão manométrica na entrada da folga do mancal
P_o	N/mm^2	Pressão manométrica de alimentação de ar do mancal
P_t	N/mm^2	Pressão manométrica estática na folga do mancal

P_{motor}	W	Potência do motor
PR		Razão de potência
Q	m^3/s	Vazão de ar
R	Ω	Resistência elétrica
Rc	mm	Raio de posicionamento da carreira de restritores (mancal axial)
Ri	mm	Raio interno do rotor plano (mancal axial)
Ro	mm	Raio externo do rotor plano (mancal axial)
s		Desvio padrão
t_a	s	Tempo de aceleração
t_u	s	Tempo de usinagem
w		Constante de carga para o mancal radial
$\Delta W\%$		Variação percentual da capacidade de carga do mancal
$W_{\text{máx}}$	N	Capacidade máxima de carga
W_{trab}	N	Capacidade de carga de trabalho ($\epsilon = 0,5$)
Xa		Fator de correção da rigidez angular (mancal axial)
X		Fator de correção da rigidez e da capacidade de carga (mancal axial)
α	rad/s^2	Aceleração angular
$\Lambda s\xi$		Parâmetro de alimentação do mancal
δ	μm	Deformação vertical na região do restritor
ϵ		Excentricidade relativa
ϕ	graus	Ângulo de batimento plano
τ_m	s	Constante de tempo do motor
Γ_{motor}	Nm	Torque do motor
Γ_{usinagem}	Nm	Torque de usinagem
ω	rad/s	Velocidade angular

RESUMO

Com este trabalho pretende-se desenvolver um cabeçote voltado para a usinagem de precisão. Ressalta-se a importância de um projeto aprimorado para então executar a fase de fabricação. Nada deve ser construído sem que se saiba com certeza aonde se pretende chegar e em que condições pode-se atingir este objetivo.

Dentre as diversas opções de mancais existentes, o mancal aerostático é o que melhor se adapta às exigências da Mecânica de Precisão. Existe certa limitação quanto à divulgação de teorias de dimensionamento de mancais aerostáticos, entretanto, existem teorias bem desenvolvidas para mancais do tipo radial e do tipo axial, isoladamente. Estes dois tipos de mancais vem a formar o que se conhece por mancal aerostático do tipo Yate, objeto de estudo nesta dissertação.

O projeto do mancal, utilizando teoria desenvolvida por Stout, visa introduzir uma metodologia de dimensionamento bem como de análise de desempenho em função de erros de fabricação. Cria-se, assim, um facilitador de projeto, o então denominado programa AEROCAD. Com este programa pode-se rapidamente dimensionar um mancal aerostático do tipo Yate.

Avaliando os requisitos de aceleração e torque de usinagem consegue-se, facilmente, dimensionar um motor elétrico AC de indução, que preenche os quesitos necessários para acionar este cabeçote.

Propõe-se uma nova metodologia de confecção de restritores de orifício sem rebaixo utilizando resina isoftálmica, processo barato e de boa qualidade. Discute-se a utilização de mancais aerostáticos como mesa para realizar retificação plano-rotativa, tecnologia utilizada para fabricar algumas peças do mancal sob consideração.

Para comprovar a teoria utilizada faz-se uma série de ensaios: geométrico, estático, térmico e dinâmico do cabeçote. Com os resultados destes ensaios pode-se dizer que a metodologia utilizada foi de sobremodo verdadeira, bem como, que se está instalando uma série de marcas a serem sobrepujadas em trabalhos futuros.

ABSTRACT

The aim of this work is to develop a spindle for precision manufacturing. It is important to demonstrate here an appropriate design before manufacturing proceeds. Nothing should be constructed without knowing exactly what are the aims and the ways to do such.

Aerostatic bearings are the best choice for a precision spindle. There are few theories published for designing an aerostatic bearing, but some for pure journal and pure thrust bearings. A combined journal and thrust aerostatic bearing is called Yate form, that is the object of study in this dissertation.

It is proposed here a methodology of design and a methodology to analyse the influence of the manufacturing errors over performance of the spindle, both developed by Stout. A program "AEROCAD" is introduced to facilitate the design of Yate form aerostatic bearings. By estimating the required acceleration and torque of this spindle it is possible to specify a suitable AC induction motor to set the aerostatic bearing in motion.

A new methodology is proposed to the manufacturing of inherently compensated restrictors by molding an orifice using isooftalmic resin. It is also introduced a new technology of grinding with an aerostatic bearing rotary table to manufacture some round precise parts of this Yate form bearing.

To confirm this theories some geometric, static, thermal and dynamic experiments have been made. With the results some standard values are stated for future developments as well as a proof of the reliability of Stout's theory.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

"The man who doesn't make up his mind to cultivate the habit of thinking misses the greatest pleasure in life. He not only misses the greatest pleasure, but he cannot make the most of himself. All progress, all success, springs from thinking".

Thomas Edison

O Laboratório de Mecânica de Precisão - LMP criou em 1991 um grupo de pesquisa, SISPREC (Sistemas de Precisão), para desenvolvimento de componentes de máquinas-ferramenta, bem como para viabilizar a integração destes e atingir o objetivo final de conceber totalmente uma máquina-ferramenta de precisão.

O desempenho de máquinas-ferramenta de precisão depende da qualidade do projeto de seus diversos componentes, sendo que cada um destes representa um amplo universo do conhecimento /1/. Os componentes básicos de uma máquina-ferramenta de precisão são:

- Sistema de isolamento de vibração;
- Estrutura da máquina;
- Cabeçote de trabalho;
- Unidade de comando numérico;
- Sistema de controle ambiental;
- Meios auxiliares (unidade de ar limpo e seco, sistema de refrigeração de usinagem, etc).
- Base da máquina;
- Guias e sistema de avanço;
- Sistema de controle de posição;
- Porta-ferramenta;
- Sensores;

Nestas máquinas é de extrema importância controlar a qualidade dos sistemas móveis, como guias e sistema de avanço e o cabeçote de trabalho, pois estes geram distúrbios que são refletidos diretamente na peça usinada.

Em máquinas de precisão utilizam-se mancais:

- de Rolamento;
- Hidrodinâmico;
- Aerostático.
- Hidrostático;
- Magnético;

Suas características mecânicas e térmicas terão influência marcante na qualidade das peças obtidas por usinagem. Estas também sofrem forte influência das características geométricas do sistema, que levam a erros de batimento radial e axial na peça, bem como dos efeitos de excitações dinâmicas que causam um aumento da rugosidade da mesma. A base para uma boa usinagem consiste em utilizar sistemas rígidos com boa resolução e extrema suavidade de movimentação.

Este trabalho está direcionado para o desenvolvimento de um cabeçote de precisão, que será utilizado no torno de usinagem de ultraprecisão em concepção no LMP. O assunto referente às guias e sistema de acionamento está sendo desenvolvido por Stoeterau (pesquisador do LMP) em conjunto com Rojas (mestrando de engenharia elétrica do GRUCON-LHW); ambos LMP e GRUCON-LHW são laboratórios do Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC.

Todo tipo de cabeçote é suportado por mancais, que representam o elemento principal do sistema, pois são eles que determinam as características estáticas, dinâmicas e geométricas do conjunto. Para realizar um bom projeto o engenheiro deve conhecer a gama de tipos de mancais que podem ser utilizados, bem como suas características.

O mancal ideal para um cabeçote de uma máquina-ferramenta de precisão deve apresentar a propriedade de manter sua posição espacial, independentemente de carregamentos que sofra devido à velocidade de rotação, forças de corte, vibração, influências térmicas, etc. Obviamente este sistema ideal não existe, mas deve-se poder discernir entre os diversos sistemas existentes quais são aqueles que melhor se aproximam da exigência supracitada.

Outro elemento fundamental do cabeçote é o acionamento. Para que se tenha bom controle de velocidade e aceleração é imprescindível utilizar um acionamento por motor elétrico. Este, entretanto, apresenta diversas características influentes na usinagem de ultraprecisão. Deve-se selecionar o motor que melhor se adapte às exigências de baixa vibração torcional e baixa geração de calor, sem entretanto esquecer o fator custo.

Nos capítulos que seguem, faz-se uma abordagem no sentido de realizar um projeto com embasamento no estado atual da tecnologia, ressaltando uma fundamentação teórica, um

desenvolvimento de tecnologia de fabricação e uma checagem experimental da veracidade deste projeto. Assim, o leitor encontrará os tópicos mencionados distribuídos da seguinte forma:

No Capítulo 2 desta dissertação apresenta-se o objetivo do trabalho, para que se possa compreender as decisões tomadas ao longo das fases de projeto e fabricação.

No Capítulo 3 faz-se um resumo do conhecimento atual sobre cabeçotes de precisão, abordando inicialmente o tema mancal e depois o seu acionamento.

No Capítulo 4 preocupa-se com a fase de projeto, que é determinante nas características que serão obtidas deste cabeçote. Discutem-se as características dos mancais aerostáticos, a teoria de dimensionamento e de avaliação de erros e tolerâncias. Apresenta-se um programa desenvolvido para facilitar o dimensionamento de mancais aerostáticos do tipo Yate.

No Capítulo 5 apresenta-se o dimensionamento do motor elétrico utilizado (acionamento).

No Capítulo 6 faz-se uma apresentação da tecnologia de fabricação utilizada para obedecer às apertadas tolerâncias de projeto de um mancal aerostático. Apresentam-se também os resultados de controle geométrico e superficial das peças fabricadas, além de uma discussão sobre as técnicas e dificuldades de montagem encontradas.

No Capítulo 7 realiza-se uma avaliação de desempenho do cabeçote, para confrontar a veracidade das informações de projeto, fabricação e controle.

O Capítulo 8 apresenta algumas observações finais sobre o trabalho, bem como uma seção dedicada para sugestão de novos trabalhos nesta área.

CAPÍTULO 2

OBJETIVO

DESENVOLVER O PROJETO: Pretende-se, pela primeira vez no LMP, utilizar uma teoria de dimensionamento de mancais aerostáticos. Esta teoria, desenvolvida por Stout e apresentada por Slocum em seu livro /2/, deve ser estudada e plenamente compreendida. Stout desenvolveu uma teoria de dimensionamento e outra de avaliação de desempenho em função de tolerâncias de fabricação, objetiva-se utilizar estas duas teorias em conjunto para dimensionar o mancal em questão, e posteriormente checar a veracidade destas através de uma análise experimental de desempenho do mancal.

PROGRAMA PARA DIMENSIONAMENTO DE MANCAL: Pretende-se desenvolver um programa que permita rapidamente dimensionar o mancal, bem como fornecer a faixa de desempenho deste e as tolerâncias de fabricação que deverão ser usadas em suas peças. Este programa deverá facilitar o complicado 'jogo' de projetar, ou seja, a dificuldade que o projetista tem de determinar os parâmetros dimensionais do mancal, sabendo que há muitas formas de realizar o mesmo projeto.

TECNOLOGIA DE FABRICAÇÃO: Algumas técnicas de fabricação devem ser implementadas, como a retificação plano-rotativa utilizando uma mesa aerostática (mesa de retificação rotativa sobre um mancal aerostático); também a confecção dos restritores deve ser aprimorada uma vez reconhecidas as dificuldades atuais citadas no trabalho de Oliveira /8/.

OBTER UM PRODUTO CABEÇOTE: Por fim, pretende-se desenvolver um cabeçote utilizável e barato para fins de mecânica de precisão, de modo que é importante avaliar os diversos tipos de motores elétricos disponíveis no mercado e selecionar aquele que melhor se adapte às exigências, bem como promover a integração deste com o mancal projetado, fabricado e testado. O desempenho do conjunto também deverá ser testado.

CAPÍTULO 3

ESTADO ATUAL DA TECNOLOGIA

"If in other sciences we should arrive at certainty without doubt and truth without error, it behooves us to place the foundations of knowledge in mathematics".

Roger Bacon

3.1 O MANCAL

O mancal é o elemento crítico de uma máquina-ferramenta de precisão; deve-se considerar as mais variadas influências deste na performance da máquina /2/:

- Peso;
- Vida;
- Atrito;
- Resolução;
- Disponibilidade;
- Manutenibilidade;
- Geração de calor;
- Pré-carregamento;
- Tamanho e configuração;
- Requisitos de montagem;
- Limites de velocidade e aceleração;
- Resistência ao choque e à vibração.
- Custo;
- Rigidez;
- Vedação;
- Repetibilidade;
- Amortecimento;
- Precisão de giro;
- Manufaturabilidade;
- Capacidade de carga;
- Acessórios de suporte;
- Compatibilidade de materiais;
- Sensibilidade ao meio de trabalho;

Para que se projete o sistema mancal corretamente é necessário que o engenheiro esteja a par do conhecimento de todos os possíveis tipos de mancais e suas características; assim, faz-se uma rápida revisão dos diversos mancais existentes para depois definir qual será o utilizado no escopo deste trabalho.

3.1.1 TIPOS DE MANCAIS

MANCAL DE ROLAMENTO

Cabeçotes utilizando mancais de rolamento têm atingido muita aplicação em máquinas-ferramenta convencionais. A grande vantagem reside na padronização internacional, simplicidade de selecionamento e projeto aplicativo. Estes mancais, entretanto, não conseguem atingir os quesitos de precisão como os mancais aerostáticos e hidrostáticos.

Para máquinas-ferramenta de precisão costuma-se utilizar mancais de rolamento do tipo:

- contato angular;
- rolos cônicos;
- rolos cilíndricos (figura 1).

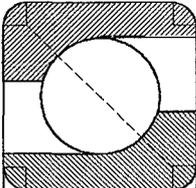
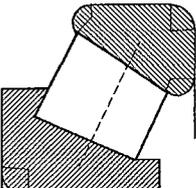
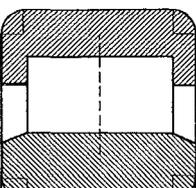
<p>Elemento Rolante Esférico de Contato Angular</p>		<p>VANTAGENS</p> <ul style="list-style-type: none"> → BAIXO ATRITO → FÁCIL INSTALAÇÃO → LUBRIFICAÇÃO MESMO EM ALTAS VELOCIDADES 	<p>DESvantagens</p> <ul style="list-style-type: none"> → BAIXA RIGIDEZ
<p>Elemento Rolante Cônico</p>		<p>VANTAGENS</p> <ul style="list-style-type: none"> → ALTA RIGIDEZ 	<p>DESvantagens</p> <ul style="list-style-type: none"> → DIFÍCIL INSTALAÇÃO → LUBRIFICAÇÃO POR SPRAY DE ÓLEO → ALTA PERDA DE POTÊNCIA
<p>Elemento Rolante Cilíndrico</p>		<p>VANTAGENS</p> <ul style="list-style-type: none"> → ALTA RIGIDEZ RADIAL 	<p>DESvantagens</p> <ul style="list-style-type: none"> → ALTA PERDA DE POTÊNCIA → NECESSITA DE UM MANCAL AXIAL ADICIONAL

Figura 1 - Tipos de mancais de rolamento

O comportamento estático de mancais de rolamento livres de 'backlash' e geometricamente precisos é determinado principalmente por três fatores:

- número de elementos rolantes;
- diâmetro dos elementos rolantes;
- espaçamento entre os elementos rolantes.

Quanto maiores forem estes valores, menor será a distorção estática. Como a produção de elementos rolantes com grande espaçamento e adequada precisão de forma causa problemas tecnológicos de fabricação, torna-se bastante comum produzir mancais com pista dupla, o que reduz normalmente a distorção estática em 40 % e aumenta consideravelmente a rigidez estática do mancal /3/ (figura 2).

A característica geométrica do mancal é um critério determinante na precisão da máquina-ferramenta. Devido às imperfeições nas pistas de rolamento e também nos elementos rolantes, torna-se comum observar uma certa vibração em mancais de rolamento.

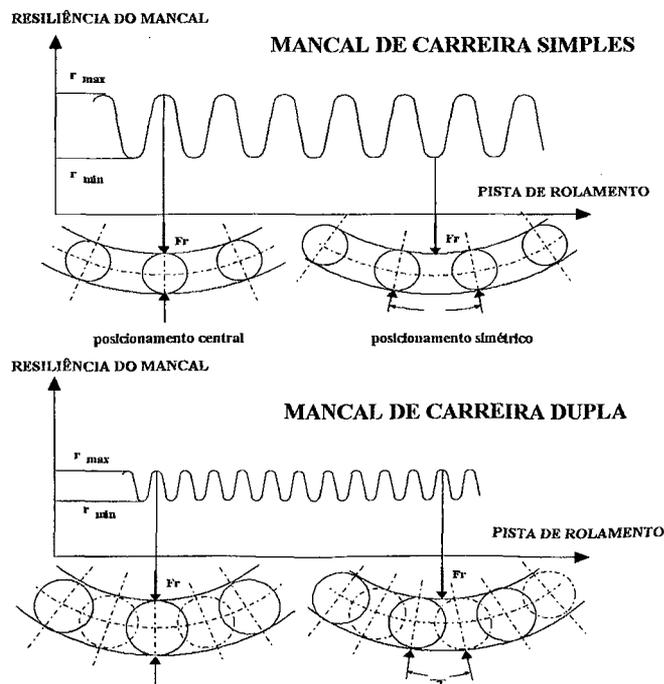


Figura 2 - Característica vibratória dos mancais de rolamento

Costuma-se realizar um pré-carregamento na montagem para melhorar a rigidez estática do mancal. Alguns problemas podem surgir a partir deste pré-carregamento, como: aumento do atrito de rolamento, aumento resultante da temperatura do mancal e redução da vida.

MANCAL HIDROSTÁTICO

Os mancais hidrostáticos utilizam um filme fino de óleo para suportar a carga. Geralmente a espessura deste filme de óleo está na ordem de grandeza de 5 a 100 μm .

Os mancais hidrostáticos têm grande aplicação em máquinas-ferramenta convencionais e de precisão. Isto é devido à sua grande vantagem de separação entre dois componentes da máquina, parte estática (estator) e parte rotativa (rotor), com um filme permanente de óleo. Estes mancais são isentos de desgaste e devido ao constante filme de lubrificante eles não apresentam o fenômeno de 'stick-slip', mesmo a baixas velocidades.

Na figura 3 mostra-se uma variedade de formas básicas de mancais hidrostáticos. Se a classificação está baseada na direção principal de carregamento, consegue-se discernir três grupos principais de mancais:

- mancais radiais;
- mancais combinados (radiais e axiais);
- mancais axiais.

Todos operam no princípio de suportar o carregamento com um filme fino de alta pressão de óleo que flui continuamente para fora do mancal; portanto, faz-se necessária a utilização de uma fonte de suprimento de óleo a alta pressão bem como uma forma de coletá-lo novamente e recirculá-lo para a zona de alta pressão.

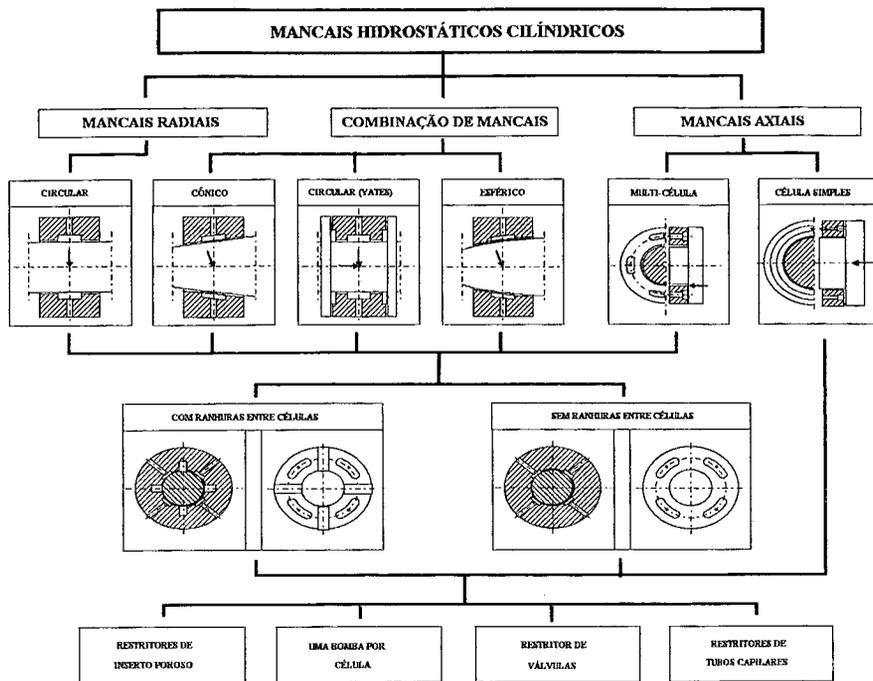


Figura 3 - Classificação de mancais hidrostáticos /3/

O suprimento de óleo pressurizado para o mancal e o retorno deste óleo que sai do mancal constituem o circuito hidráulico. Na figura 4 apresenta-se um diagrama de um circuito hidráulico para um sistema com uma bomba e restritores de capilar.

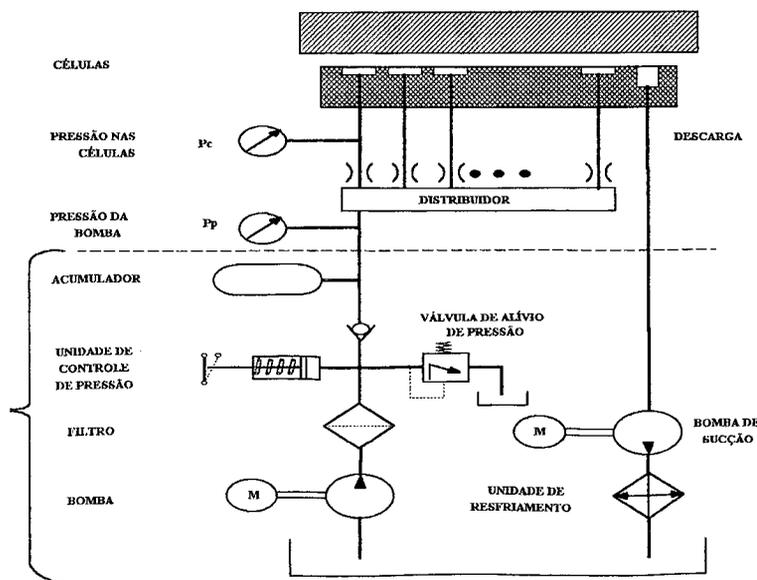


Figura 4 - Circuito hidráulico de um mancal hidrostático

MANCAL HIDRODINÂMICO

Os mancais hidrodinâmicos representam o que há de mais antigo, simples e barato na tecnologia de mancais, e ainda são largamente utilizados na construção de máquinas.

A explicação de como um mancal hidrodinâmico funciona está baseada na formação de uma pressão de sustentação no filme de óleo devido à rotação do mancal. Quanto maior a velocidade relativa entre as superfícies do rotor e estator, maior será a pressão de sustentação gerada e o deslocamento do centro de rotação do mancal. Este mancal apresenta desgaste na partida. Retificadoras, onde mantém-se o rebolo em movimento o dia inteiro, apresentam desgaste extremamente pequeno.

Em função deste princípio operacional, a fabricação de peças de precisão utilizando um mancal hidrodinâmico é extremamente difícil, se não impossível, pois este mancal muda sua posição espacial em função da velocidade angular e carga aplicada.

MANCAL MAGNÉTICO

Mancais magnéticos, assim como mancais hidrostáticos, trabalham sem contato mecânico entre rotor e estator. As forças de campo magnético, controladas em malha fechada, fazem levitar o rotor no centro do estator.

Estes mancais permitem utilização a altas velocidades (200 m/s), uma vez que não apresentam perdas por atrito. Devido à sua grande folga, estes são utilizados principalmente em usinagem com altíssimas velocidades.

Os mancais magnéticos são constituídos de dois componentes básicos, o mancal propriamente dito e o sistema de controle. No caso de um cabeçote, dois mancais operam independentemente para gerar a característica combinada de capacidade de carga radial e axial. O princípio de funcionamento está ilustrado na figura 5. O mancal radial consiste de um rotor construído com lâminas empilhadas de material ferro-magnético. O rotor flutua no campo magnético gerado pelo estator. Sensores de posição medem a distância entre o rotor e o estator e

realimentam o sinal do controlador. Deslocamentos do centro de rotação geram variações na corrente, e conseqüentemente nas forças eletromagnéticas, de forma que o rotor volte para a posição central de equilíbrio. O princípio de funcionamento do mancal axial é semelhante ao do mancal radial.

Para proteger o mancal magnético de sobrecarregamentos ou de falhas do sistema eletrônico, utilizam-se mancais auxiliares. Eles apresentam uma folga com o rotor de aproximadamente a metade da folga usual do mancal magnético.

As características dinâmicas de um mancal magnético são muito diferentes das de um mancal puramente mecânico. A rigidez e o amortecimento podem ser ajustados pelo sistema de controle.

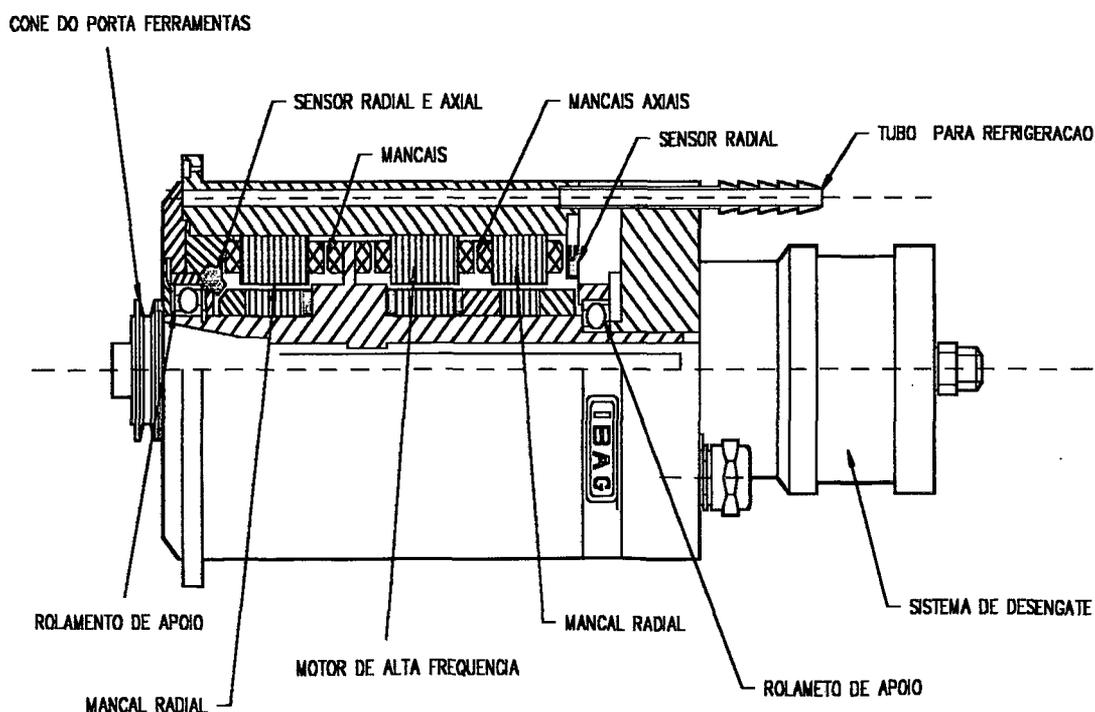


Figura 5 - Configuração básica de um cabeçote com mancal magnético

MANCAL AEROSTÁTICO

Os mancais aerostáticos seguem o mesmo princípio de funcionamento dos hidrostáticos. A diferença está apenas nas propriedades do lubrificante utilizado. A viscosidade do ar é 3 a 4 ordens de grandeza menor que a do óleo, além de ser também praticamente independente da temperatura. A utilização de ar como lubrificante requer folgas muito pequenas entre rotor e estator, a fim de se conseguir altas capacidades de carga e rigidez.

As perdas por atrito nestes mancais são muito pequenas devido à baixa tensão de cisalhamento de um meio gasoso. Entretanto, o aquecimento não pode ser negligenciado para aplicações em altas velocidades, uma vez que o fluxo de ar e tanto a sua condutividade térmica quanto o seu calor específico são baixos.

Os mancais com lubrificação a ar subdividem-se em:

- mancais aerodinâmicos;
- mancais aerostáticos.

Para aplicação em máquinas-ferramenta utiliza-se principalmente os mancais aerostáticos, onde a pressão de ar é gerada externamente ao mancal e depois é levada para sua folga. Estes mancais são largamente empregados em tornos de ultraprecisão com ferramenta de diamante, máquinas 'fly-cutting', retificadoras de ultraprecisão, mesas rotativas aerostáticas e máquinas de medir por coordenadas /4/,/5/,/6/.

Estes mancais têm grande suavidade de giro, boa repetibilidade e apresentam erros de batimento de alguns nanômetros. Os erros de batimento estão relacionados basicamente com os erros geométricos das partes constituintes do mancal.

Costuma-se aplicar pressões de 0,41 a 1,52 MPa na folga do mancal, a qual varia normalmente de 3 a 25 μm . A capacidade de carga é função da distribuição de pressão, e a rigidez é obtida em função da forma da folga ou por restritores, que controlam o fluxo de ar para dentro da folga do mancal. Nestes mancais não é viável a utilização de restritores capilares, uma vez que a baixíssima viscosidade do ar exigiria tubos capilares extremamente longos. Usam-se

comumente restritores de orifício ou insertos porosos que funcionam como vários microrestritores /5/,/6/.

3.1.2 COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS DE MANCAIS

No item 3.1.1 apresentou-se uma descrição dos diferentes tipos de mancais utilizados em cabeçotes para máquinas-ferramenta de precisão. Apresenta-se na figura 6 um sumário das propriedades mais importantes dos mancais de rolamento, hidrostático, hidrodinâmico, magnético e aerostático.

TIPO DE MANCAL	MANCAL DE ROLAMENTO	MANCAL HIDRODINÂMICO	MANCAL HIDROSTÁTICO	MANCAL AEROSTÁTICO	MANCAL MAGNÉTICO
PARÂMETROS DE ALTA ROTAÇÃO	 1)				
VIDA	 1)		 2)	 2)	 2)
PRECISÃO DE GIRO					
AMORTECIMENTO					
RIGIDEZ					
LUBRIFICAÇÃO	 3)				 4)
BAIXO ATRITO					
CUSTO	 3)				

1) DEPENDE DA LUBRIFICAÇÃO E DO MANCAL

2) LIMITADA QUANDO CORRETAMENTE UTILIZADO

3) MÉDIO EM LUBRIFICAÇÃO A ÓLEO

4) NECESSIDADE DE EXTREMO CONTROLE DO CAMPO MAGNÉTICO



RUIM



MÉDIO



BOM

MUITO BOM

Figura 6 - Comparação das características dos mancais /3/

As maiores velocidades de rotação podem ser obtidas com mancais magnéticos e aerostáticos. Mancais hidrostáticos e hidrodinâmicos podem ser utilizados até médias velocidades, devido ao efeito do atrito fluido.

Mancais de rolamento apresentam o mais baixo amortecimento. O mancal aerostático tem amortecimento baixo a moderado, e também sua rigidez é moderada. Os maiores valores de rigidez são obtidos com mancais hidrostáticos, ao preço de um elevado e complexo sistema de suprimento de óleo. Talvez o único mancal que seja mais caro do que o hidrostático, em termos de meios auxiliares e de controle, seja justamente o mancal magnético.

O mancal hidrodinâmico só é viável em algumas aplicações específicas, devido à sua baixa precisão de giro. Mancais hidrostáticos são bastante utilizados em mecânica de precisão, porém para baixas velocidades (< 2 m/s). O uso de mancais hidrostáticos torna-se interessante quando necessita-se de altas capacidades de carga e rigidez; sua aplicação mais comum em mecânica de precisão está voltada para as guias da máquina-ferramenta, e não para o cabeçote.

Os mancais hidrostáticos, aerostáticos e magnéticos apresentam vida ilimitada quando corretamente fabricados e utilizados. Estes mancais apresentam também a maior precisão de rotação entre os tipos aqui analisados.

Os mancais aerostático e magnético são os que apresentam os menores valores de perdas por atrito, o que explica suas aplicações em cabeçotes de alta velocidade. Os mancais magnéticos são muito interessantes em função de seu controle ativo, o que permite atuar nas características operacionais do mancal para cada condição específica (otimização em tempo real), por outro lado seu uso é limitado em função dos elevados custos envolvidos.

Em função de suas características bem balanceadas, o mancal aerostático é o mais largamente empregado no campo da mecânica de precisão. Também em função de seu custo relativo não ser elevado e por já ter-se certo 'know-how' na fabricação de mancais aerostáticos no LMP, opta-se neste trabalho pela utilização deste tipo de mancal.

3.1.3 CARACTERÍSTICAS DE UM MANCAL AEROSTÁTICO

- *PESO*: mancais aerostáticos têm elevada razão de performance por peso;
- *CUSTO*: está principalmente associado à usinagem de todos os canais de passagem de ar, dos restritores e das elevadas tolerâncias na forma das peças do mancal;
- *VIDA*: quando utiliza-se ar seco e filtrado adequadamente, estes mancais são considerados de vida infinita, se corretamente solicitados;
- *RIGIDEZ*: pode chegar facilmente a 100 N/ μ m; uma estimativa de rigidez pode ser obtida dividindo-se a capacidade de carga pela metade da folga nominal;
- *ATRITO*: estático é zero; o atrito dinâmico é negligenciável para baixas velocidades (< 2 m/s) e sempre independente do carregamento;
- *VEDAÇÃO*: não é necessária;
- *RESOLUÇÃO*: é ilimitada em função da ausência do atrito estático e dinâmico a baixas velocidades;
- *REPETIBILIDADE*: pode ser submicrométrica se não houver instabilidade pneumática, pulsos de pressão na rede de ar e variações de temperatura;
- *MANUTENÇÃO*: deve-se monitorar a qualidade do ar e trocar regularmente os filtros;
- *AMORTECIMENTO*: é de moderado a baixo;
- *DISPONIBILIDADE*: existem alguns poucos fabricantes no mundo;
- *PRECISÃO DE GIRO*: são de giro extremamente suave;
- *GERAÇÃO DE CALOR*: a viscosidade do ar é muito baixa, de modo que mancais usados em cabeçotes são muito tolerantes com relação à pequenas variações na folga devido ao aquecimento viscoso;
- *MANUFATURABILIDADE*: com algumas regras básicas não é difícil projetar um mancal, mas torna-se um pouco mais complicado projetar e fabricar um bom mancal;
- *PRÉ-CARREGAMENTO*: é necessário para que o mancal tenha rigidez bidirecional;

- *CAPACIDADE DE CARGA*: é boa uma vez que esta é distribuída em uma grande área; a capacidade de carga é função da área e do perfil de pressão na folga do mancal;
- *TAMANHO E CONFIGURAÇÃO*: o mancal propriamente dito ocupa pouco espaço, mas o sistema de suprimento de ar já é de porte razoável;
- *ACESSÓRIOS DE SUPORTE*: constituem-se de redes de ar comprimido, sistema de filtragem do ar, controle de pressão, sistema de secagem do ar, compressor e estabilizador de pulsação da pressão na linha;
- *REQUISITOS DE MONTAGEM*: evitar trabalho sem pressão adequada;
- *COMPATIBILIDADE DE MATERIAIS*: cuidados especiais devem ser tomados quando se utilizam materiais que formam espessa camada óxida ou considerável corrosão;
- *LIMITES DE VELOCIDADE E ACELERAÇÃO*: em altas velocidades (>10m/s) a folga de trabalho do mancal deve ser suficiente para assegurar que a potência de atrito seja a metade da potência de suprimento de ar;
- *SENSIBILIDADE AO MEIO DE TRABALHO*: estes mancais são autolimpantes em função do fluxo constante de ar;
- *RESISTÊNCIA AO CHOQUE E À VIBRAÇÃO*: depois dos mancais hidrostáticos, os mancais aerostáticos são os que apresentam a melhor resistência ao choque e à vibração /2/.

3.1.4 TIPOS DE MANCAIS AEROSTÁTICOS

Pretende-se analisar aqui os diferentes tipos de mancais aerostáticos com capacidade de carga combinada (radial e axial), uma vez que o mancal utilizado em um cabeçote de máquina-ferramenta deve apresentar apenas um grau de liberdade (rotação) /5/. Na figura 7 tem-se uma classificação destes mancais aerostáticos.

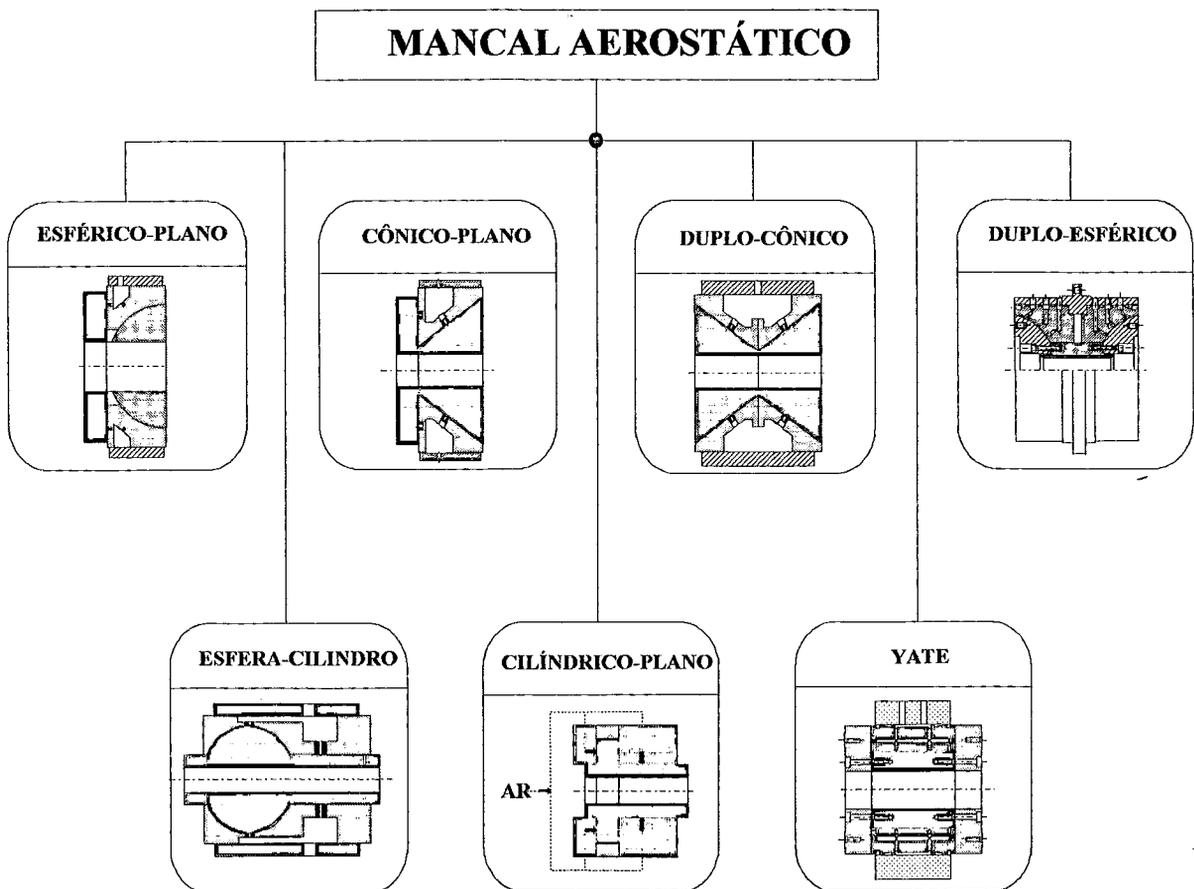


Figura 7 - Classificação de mancais aerostáticos

O mancal esférico-plano representa o primeiro passo no desenvolvimento de mancais no LMP. Esta configuração é excelente no sentido de absorver erros oriundos da fabricação das peças, pois o rotor esférico acomoda todos os pequenos desalinhamentos e inclinações na junção com o rotor plano. Este mancal não apresenta, porém, boa capacidade de

carga radial e de momento, e é considerado como o mais simples de sua família. Esta é a configuração de mancal aerostático oferecida pela firma Kugler, Alemanha.

O mancal cônico-plano praticamente não é utilizado em cabeçotes. Neste os pequenos desalinhamentos não são tolerados. A configuração duplo-cônico também é pouco comum.

O mancal duplo-esférico tipo 'O' já é de configuração mais sofisticada. Este apresenta boas características de carga nos sentidos axial e radial, entretanto, sua capacidade de suportar momento não é das melhores, ficando tanto melhor quanto mais afastadas se encontram as esferas uma da outra. O mancal duplo-esférico tipo 'X' é muito semelhante ao anterior, mas sua característica de suportar momento é boa, além da vantagem de se trabalhar com a configuração esférica que permite alguns desalinhamentos de montagem /6/,/8/. Esta questão de acomodação de erros, característica das estruturas de forma esférica, leva a uma economia nos custos de fabricação destes tipos de mancais; isto incentivou o LMP a investigar, também, as características desta configuração de mancal aerostático. Este tipo de mancal foi utilizado no desenvolvimento de um cabeçote de precisão para a Oak Ridge Y-12 Plant, USA /7/.

A combinação esfera-cilindro não é muito comum, mas tem-se notícia de sua utilização no Manufacturing Engineering Laboratory, Tokyo. Esta apresenta as vantagens comuns às configurações esféricas /7/.

A combinação cilíndrico-plano vem ganhando recentemente mais interesse nas pesquisas, devido à sua boa performance por tamanho. A grande desvantagem está na dificuldade de fabricação e montagem das peças do mancal, pois diferentemente das configurações esféricas, qualquer erro ou desalinhamento causa o colapso do mancal.

O mancal aerostático do tipo Yate apresenta a melhor relação desempenho por tamanho de todos os mancais acima citados. O maior problema é o controle da qualidade de fabricação das peças, pois este mancal não acomoda nenhum tipo de erro, o que o torna o mancal mais caro da família. Este é o mancal comercializado pela firma Professional Instruments, USA /9/.

Os mancais de forma esférica não apresentam uma teoria de dimensionamento desenvolvida e disponível; já as configurações que utilizam mancais radiais cilíndricos e axiais planos combinados têm uma ampla gama de teorias propostas e testadas. Como um dos objetivos deste trabalho é implementar uma teoria de dimensionamento de mancais aerostáticos e gerar um programa que facilite seu uso, restringe-se o trabalho para as duas últimas configurações de mancais citadas. A configuração Yate parece ser a mais interessante uma vez que dispõe-se de valores característicos de um mancal comercial, além deste apresentar o melhor desempenho. O grande desafio está na qualidade da fabricação das peças, sendo este mancal uma total novidade nos estudos desenvolvidos no LMP.

3.1.5 TIPOS DE RESTRITORES

Conforme mostra-se na figura 8, ar na pressão de alimentação P_0 é admitido na folga do mancal através de um restritor; na entrada da folga o ar acelera através da área $\pi d \phi$, de forma que sua pressão estática P_t é reduzida. O ar flui pela folga, perdendo pressão, até o meio ambiente onde reduz-se à pressão P_a . Mudanças na folga alteram o efeito de restrição ao fluxo de ar ao longo da área do mancal, o que afeta a pressão na folga P_d que por sua vez altera a capacidade de carga. Folgas pequenas levam a maiores valores de P_d para um mesmo restritor e, conseqüentemente, a maiores capacidades de carga. O aumento da folga leva a um efeito contrário. Existe, entretanto, uma condição ótima na qual a rigidez do filme de ar é máxima, ou seja, onde a razão entre a variação da carga pela variação da folga atinge os maiores valores. Um dos objetivos principais do dimensionamento de mancais aerostáticos é o de escolher as condições do restritor em conjunto com a folga do mancal para atingir a máxima rigidez. O mau dimensionamento levará a baixos valores de rigidez e operação ineficiente, apesar de se conseguir maiores valores de capacidade de carga; de modo que um projeto para máxima rigidez deverá causar um pouco de sacrifício na capacidade de carga do mancal. Não deve-se, portanto, negligenciar o dimensionamento da perda de pressão que ocorre no restritor, sob prejuízo de se obter um mancal de baixa qualidade.

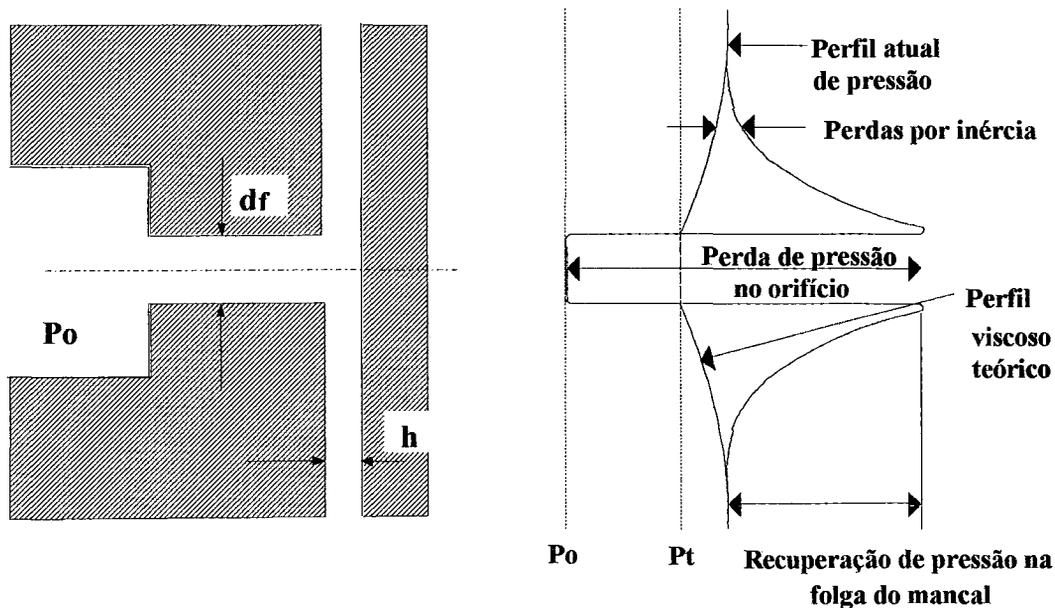


Figura 8 - Perfil de pressão em um restritor de orifício /2/

Outro fenômeno que deve ser levado em conta na definição e dimensionamento dos restritores é o martelamento pneumático. Esta instabilidade está associada à compressibilidade do ar e ao conseqüente retardo entre a variação na folga do mancal e a resposta a esta variação pela mudança da pressão no restritor. Se o volume de ar no restritor é muito grande para a folga de trabalho, tem-se um retardo muito longo, o que resulta em um aumento excessivo da pressão manométrica na entrada da folga do mancal, P_d . Isto causa um aumento na folga do mancal. Este aumento de folga reduz a pressão P_d , o que leva novamente a uma diminuição na folga, de modo que o ciclo descrito acima se repete.

Na figura 9 apresenta-se esquematicamente os tipos usuais de restritores para mancais aerostáticos.

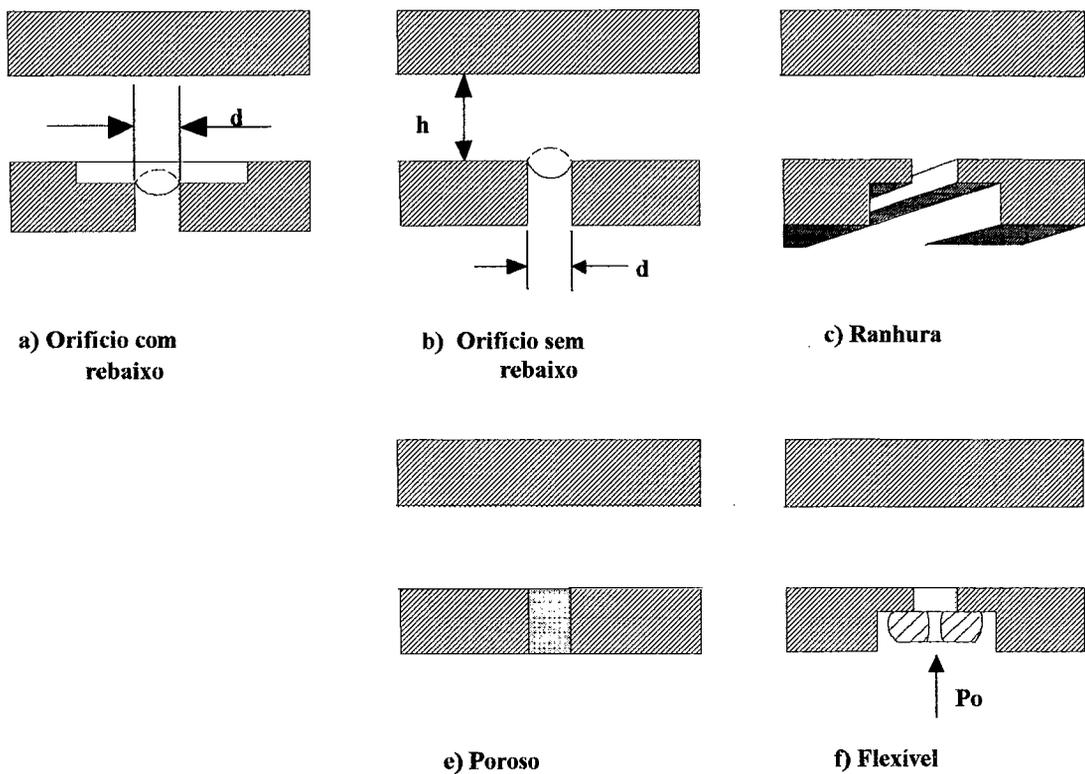


Figura 9 - Tipos de restritores /8/,/10/

- *Orifício com rebaixo:* a queda de pressão é devido à aceleração do ar. Este tipo de restritor apresenta problemas de instabilidade pneumática se não corretamente dimensionado, fabricado e montado. O mesmo leva a capacidades de carga de até 1,5 vezes maiores do que a dos restritores sem rebaixo. Costuma-se utilizar inserts prensados até a profundidade de rebaixo desejada.

- *Orifício sem rebaixo:* a queda de pressão é devido à aceleração do ar na entrada da folga, quando ele expande, como no caso anterior. Este restritor não apresenta problemas de instabilidade pneumática; sua fabricação é simples, bastando um furo corretamente dimensionado na parede do estator.

- *Ranhura:* proporciona uma capacidade de carga um pouco maior que a dos restritores de orifício. A ranhura pode ser produzida através de calços colocados entre as superfícies adjacentes do mancal ou pode ainda ser obtida através da usinagem dessas superfícies /10/.

- *Poroso*: leva às melhores características de rigidez e capacidade de carga de um mancal aerostático. Não causam problemas de instabilidade pneumática. Podem ser utilizados como insertos colados ou com toda a superfície do mancal porosa, como o desenvolvido em Oak Ridge. A grande dificuldade é controlar a porosidade para que todos os restritores espalhados pelo mancal causem o mesmo diferencial de pressão, de P_o para P_d /11/,/12/.

- *Flexível*: ajusta-se às condições operacionais do mancal para otimizar a rigidez em qualquer situação de carregamento; apresenta, portanto, ótimo desempenho. São restritores caros e de difícil fabricação /10/.

- *Ranhuras axiais*: a firma Professional Instruments desenvolveu um método no qual o ar é alimentado dentro da folga do mancal à pressão P_o , sem passar por um restritor, e depois é distribuído por ranhuras axiais na superfície do estator ¹. Estas ranhuras controlam o gradiente de pressão, maximizando o desempenho do sistema. As informações referentes a este tipo de controle de pressão são restritas, uma vez que este é um desenvolvimento privado /2/.

¹ Patente Americana 3.505.282, pertencente a Professional Instrumets Co., 4601 Highway &, Minneapolis, Minn.

3.2 O ACIONAMENTO

Existem basicamente cinco tipos de motores elétricos utilizados em cabeçotes de precisão para máquinas-ferramenta. A seleção do motor deve levar em consideração:

- a carga a acionar;
- a massa e inércia do sistema;
- eficiência do sistema;
- característica dinâmica do motor;
- perfil e magnitude de velocidade do sistema;
- tempo de partida;
- características térmicas do motor (geração e dissipação de calor);
- vibração torcional;
- custo.

3.2.1 TIPOS DE ACIONAMENTO

MOTOR DC COM ESCOVAS

Neste motor, um campo magnético estacionário é induzido no enrolamento do estator do motor com uma corrente contínua (DC - direct current), e um campo rotativo é induzido na bobina rotativa, com uma corrente DC sendo transferida para o rotor do motor por escovas que fazem contato com um anel segmentado, o comutador. Algumas características deste motor são:

- ✓ não há componentes de alta frequência;
- ✓ facilidade de variação da velocidade, torque e potência disponível;
- ✓ facilidade de frenagem;
- * desenvolvimento de vibrações mecânicas no comutador;
- * ocorrência de faiscamento no comutador;
- * as escovas exigem manutenção.

MOTOR DC SEM ESCOVAS

No motor DC sem escovas o campo magnético do rotor é gerado por ímãs permanentes. Neste, utiliza-se um sistema de controle para criar um campo magnético rotativo no estator do motor, de modo que o conjunto de ímãs do rotor tende a seguir este campo proporcionando assim o giro do mesmo. Algumas características pertinentes a este motor são /13/:

- ✓ não há correntes induzidas no rotor, não havendo geração de calor;
- ✓ possibilidade de operação à baixa velocidade com elevado torque;
- ✓ ótima relação tamanho/potência;
- * custo bastante elevado (unidade de controle).

MOTOR AC DE INDUÇÃO

O estator é formado por dois enrolamentos (tipicamente), sendo que estes são alimentados com uma corrente senoidal defasada de 90° , o que causa um campo magnético rotativo. Este motor apresenta as propriedades de /14/:

- ✓ são os mais baratos;
- ✓ construção e acionamento mais simples;
- ✓ facilidade de frenagem;
- * surgimento de vibrações torcionais causadas pelo campo girante.

MOTOR SÍNCRONO DE RELUTÂNCIA

Quando um objeto de ferro, como um bastão, é posicionado em um campo magnético, este objeto fica magnetizado. Como resultado, os dois campos tendem a se alinhar e um torque é gerado. Quando os objetos estão alinhados a relutância é mínima, e este efeito é

denominado de torque de relutância. Criando-se um campo rotativo no estator, um rotor com barras de ferro em configuração radial irá seguir este campo girante. Algumas características /2/:

- ✓ elevado torque a baixas velocidades;
- * necessidade de método de partida auxiliar.

MOTOR DE HISTERESE

O rotor destes motores é feito de uma peça sólida de material magneticamente duro. Gerando-se um campo magnético rotativo no enrolamento do estator, induz-se um campo magnético no rotor; contudo, devido à histerese no rotor de ferro, seu campo persegue, com certa defasagem, o campo rotativo. O resultado é a geração de torque no rotor que tenta minimizar este atraso em relação ao campo girante. Algumas características /2/:

- ✓ baixos valores de vibração torcional;
- ✓ trabalha em faixas de velocidades muito estáveis;
- * baixo torque;
- * inércia bastante grande;
- * grande aquecimento do rotor.

CAPÍTULO 4

PROJETO DO MANCAL

Why do you like to design machines ? "It is the pitting of one's brain against bits of iron, metals, and crystals and making them do what you want them to do. When you are successful that is all the reward you want".

Albert A. Michelson

Em função da análise sobre as diferentes configurações de mancais aerostáticos, optou-se por trabalhar com um mancal do tipo Yate, figura 10, que tem boa relação desempenho por tamanho. Este mancal apresenta a grande vantagem de que existem resultados de projeto que permitem dimensionar o mancal em função da aplicação pretendida. Dentre as metodologias existentes preferiu-se trabalhar com aquela desenvolvida por Stout, uma vez que esta representa uma metodologia comprovada e corrigida com resultados experimentais.

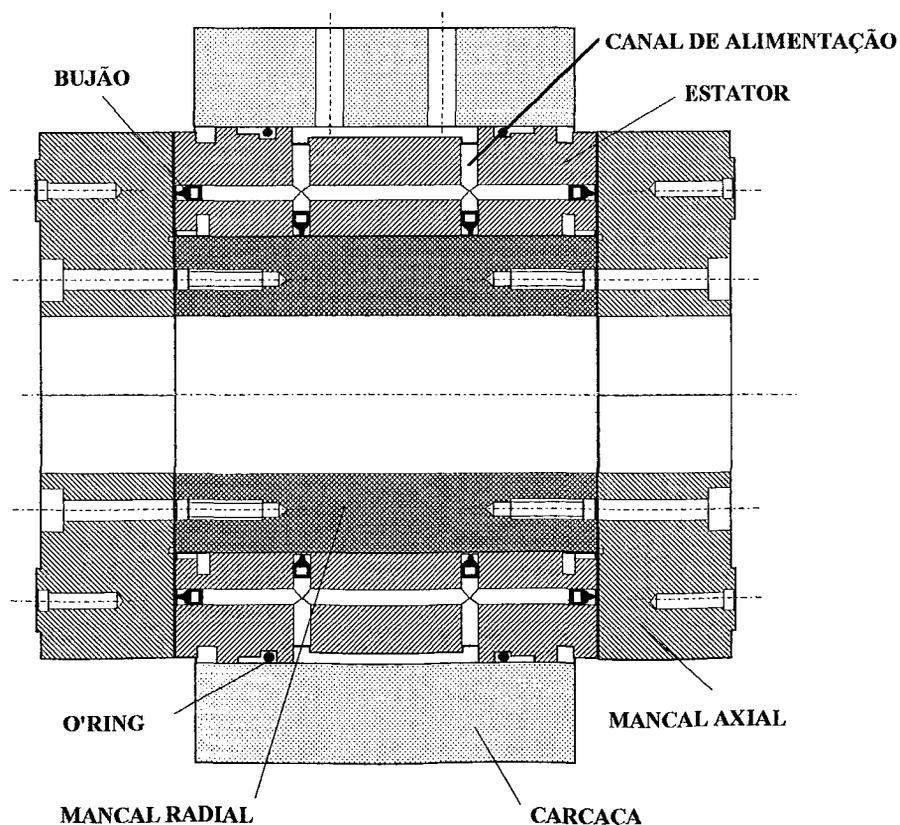


Figura 10 - Mancal aerostático tipo Yate

4.1 DIMENSIONAMENTO DO MANCAL AXIAL

O mancal axial é aqui utilizado como sendo um mancal aerostático com distribuição anular de restritores, figura 11.

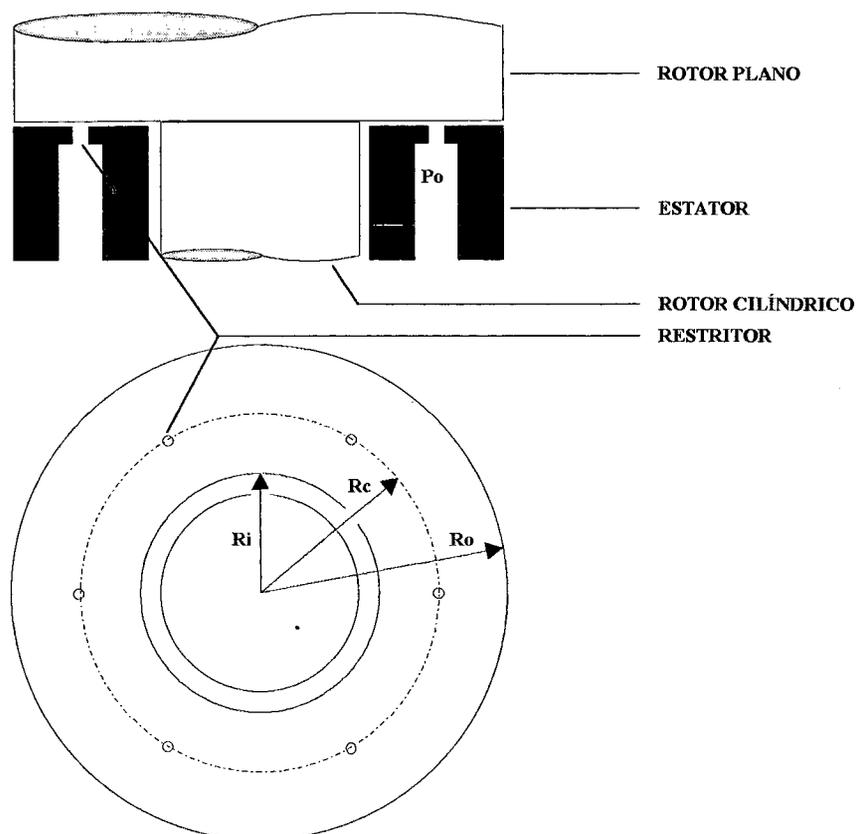


Figura 11 - Mancal axial anular

O mancal axial anular consiste de uma carreira circular de restritores em uma posição intermediária entre o raio externo e o raio interno do mancal. Do ponto de vista das características de carga, seria vantajoso utilizar restritores com rebaixo, pois estes atingem valores 1,5 vezes maiores de capacidade de carga do que com restritores de orifício sem rebaixo. Entretanto, neste caso, deve-se cuidar para que não aconteça o fenômeno de martelamento pneumático. Na prática considera-se que para evitar o martelamento pneumático o volume do rebaixo não deve ser maior do que 1/20 do volume da folga do mancal. Em função de dificuldades

tecnológicas de fabricação destes restritores com rebaixo, optou-se por dimensionar este mancal para utilizar apenas os restritores de orifício sem rebaixo /2/,/15/,/16/,/17/,/18/,/19/.

Segundo Stout, as condições de dimensionamento para um projeto, visando obter a máxima rigidez do mancal, são dadas pelo equacionamento da figura 12.

PARÂMETRO	EQUAÇÃO
Rigidez máxima (N/ μ m)	$K_{\text{máx}} = 0,29 \cdot \pi \cdot (R_o^2 - R_i^2) \cdot (P_o - P_a) / h_o$
Rigidez angular (Nm/ μ rad)	$K_A = 0,23 \cdot \pi \cdot (R_o^2 - R_i^2) \cdot R_o \cdot R_i \cdot (P_o - P_a) / h_o$
Capacidade máxima de carga (N)	$W_{\text{máx}} = 0,26 \cdot \pi \cdot (R_o^2 - R_i^2) \cdot (P_o - P_a)$
Capacidade de carga $\epsilon = 0,5$ (N)	$W_{\text{trab}} = 0,13 \cdot \pi \cdot (R_o^2 - R_i^2) \cdot (P_o - P_a)$
Vazão de ar (m^3/s)	$Q = [0,27 \cdot h_o^3 \cdot P_o^2] / [6,84 \cdot 10^{18} \cdot \ln(R_o/R_i)]$
Diâmetro do orifício (mm)	$d_f = [2 \cdot \Lambda_s \xi \cdot P_o \cdot h_o^2] / [31,55 \cdot 10^6 \cdot n \cdot \ln(R_o/R_i)]$

Figura 12 - Equacionamento de projeto do mancal axial /2/

Deve-se levar em conta, ainda, os fatores de correção:

- Fator de correção da rigidez angular:

$$X_a = 0,97512 - 7,5183 \cdot 10^{-3} \cdot (R_o/R_i) + 2,0330 \cdot 10^{-2} \cdot (R_o/R_i)^2 - 2,2015 \cdot 10^{-3} \cdot (R_o/R_i)^3$$

- Fator de correção da rigidez axial e da capacidade de carga:

$$X = 1,0417 - 1,9772 \cdot 10^{-2} \cdot (R_o/R_i) - 6,9820 \cdot 10^{-3} \cdot (R_o/R_i)^2 + 8,4645 \cdot 10^{-4} \cdot (R_o/R_i)^3$$

→ Especificações iniciais:

Uma vez que todos os mancais outrora desenvolvidos no LMP foram de 100 mm de diâmetro e, em função de que o mancal ideal para equipar o torno de ultraprecisão seria o mancal de 4" da Professional Instruments, decidiu-se optar por trabalhar com:

$$R_o = 50 \text{ mm};$$

$$R_i = 30 \text{ mm};$$

$$d_f = 0,2 \text{ mm}.$$

A definição do valor de R_i é função, também, do diâmetro externo do mancal radial, D , que neste caso ficou definido como sendo de 60 mm. Restringiu-se a escolha do restritor em função da disponibilidade tecnológica de fabricação de orifícios de 0,2 mm de diâmetro.

→ Pré-cálculos:

O posicionamento da carreira de restritores, para que se tenha a menor vazão de ar, é dada por /2/:

$$R_c = (R_o \cdot R_i)^{1/2} = 38,7 \text{ mm}.$$

Levando em conta que dispomos de um suprimento de ar tal que $P_o/P_a = 10$, ou seja, que

$$P_o = 1,013 \text{ MPa}.$$

A pressão de alimentação do mancal deve ser escolhida para ser a máxima possível, pois esta é razão direta da capacidade de carga e da rigidez do mancal. Para este mancal foi construída uma nova instalação de ar seco e limpo, utilizando um compressor, pressão máxima de 12 bar, doado pela empresa Wetzell S.A. de Joinville. Na figura 13 apresenta-se um esquema da respectiva instalação de ar comprimido; vale ressaltar que o ar de alimentação do mancal deve ser limpo, com partículas residuais de tamanho médio menor do que 1/10 da folga de trabalho do mancal, e também seco.

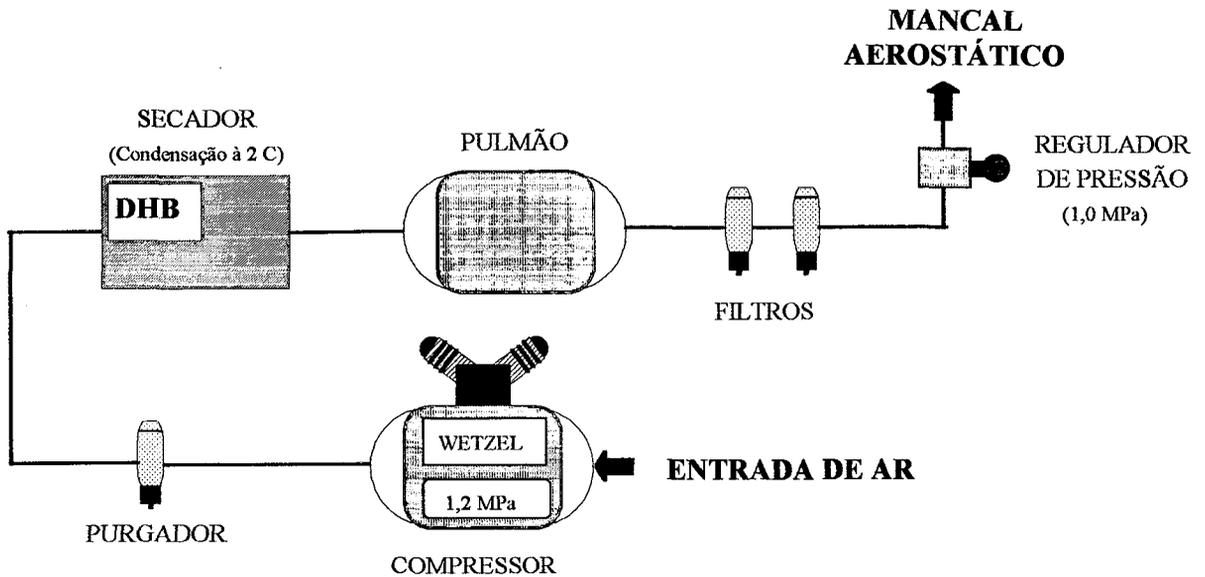


Figura 13 - Rede de ar comprimido limpo e seco

Para um projeto visando ótima rigidez, vamos trabalhar no limite tecnológico de fabricação de folga, ou seja:

$$h_0 = 4 \mu\text{m}.$$

Quanto menor a folga do mancal para uma mesma capacidade de carga, maior deverá ser a rigidez do mesmo. Costuma-se considerar que este mancal axial anular tem um comportamento bem definido para folgas de até $3 \mu\text{m}$, para folgas menores um efeito contrário pode ocorrer. A grande limitação de se trabalhar com pequenas folgas está nas tolerâncias das peças fabricadas, as quais não devem apresentar erros maiores do que $1/4$ da folga projetada [2].

Segundo a mesma literatura, as condições otimizadas de projeto verificam-se para um parâmetro de alimentação $\Lambda_s \xi = 0,60$; com o que tiramos, a partir da função que define d_f que:

$$n = 6.$$

→ Cálculo dos parâmetros operacionais do mancal:

Segundo o equacionameto apresentado na figura 12 e os respectivos fatores de correção:

$$K_{\text{máx}} = 330 \text{ N}/\mu\text{m};$$

$$K_A = 0,39 \text{ Nm}/\mu\text{rad};$$

$$W_{\text{máx}} = 1183 \text{ N};$$

$$W_{\text{trab}} = 591 \text{ N};$$

$$Q = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} (= 0,612 \text{ l}/\text{min}) \Rightarrow \text{ para os dois mancais.}$$

Ressalta-se que o dimensionamento propriamente dito não consiste em definir valores dimensionais e aceitar os resultados dos parâmetros operacionais do mancal, mas sim de calcular diversas possibilidades de dimensionamento que levem aos mesmos resultados de parâmetros operacionais e depois proceder uma análise crítica de quais são as características construtivas que levam aos menores custos de fabricação. Este procedimento é bastante penoso, e no caso de falta de experiência em processos de fabricação pode levar a decisões errôneas. Para facilitar este procedimento foi desenvolvido o programa AEROCAD que será apresentado posteriormente.

→ Comprimento do restritor

A perda de carga ideal no restritor deste mancal, para um projeto visando a máxima rigidez, é de /2/:

$$\Delta p = 0,4012 \text{ MPa.}$$

Como esta perda de carga é devida à uma variação cinemática do escoamento, e não a perdas viscosas no restritor, interessa somente o diâmetro deste restritor e a folga do mancal, ou seja, a área da cortina de escoamento na saída do restritor, $\pi \cdot d_f \cdot h$.

4.2 DIMENSIONAMENTO DO MANCAL RADIAL

O mancal aerostático radial que será dimensionado é mostrado na figura 14 abaixo.

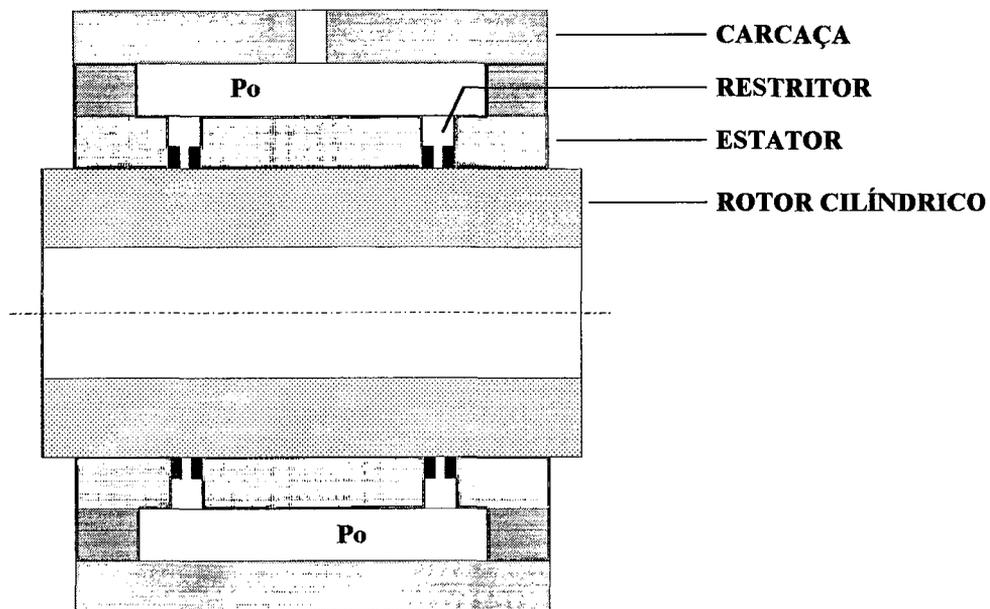


Figura 14 - Mancal aerostático radial

Neste mancal o ar, a uma pressão P_o , é alimentado para uma carreira de restritores dispostas ao redor do estator. O ar entra na folga do mancal através dos restritores, onde sua pressão é reduzida para P_d . O ar flui pela folga até a atmosfera em pressão P_a . Quando o rotor está concêntrico em relação ao estator, ou seja, quando $\varepsilon = 0$, a pressão de ar P_d , em cada restritor, é a mesma. Quando carregado, o rotor se desloca com uma certa excentricidade em relação ao estator, a qual leva ao aumento da resistência ao fluxo de ar no lado onde a folga diminuiu e, portanto, a uma redução da vazão por este restritor. Assim, a pressão P_{d1} deste lado aumenta, uma vez que a perda de carga total, $P_o - P_a$, não se altera. Deste modo, o mancal tende a retornar à sua posição de equilíbrio. Este fenômeno é muito bem ilustrado através da analogia elétrica, figura 15.

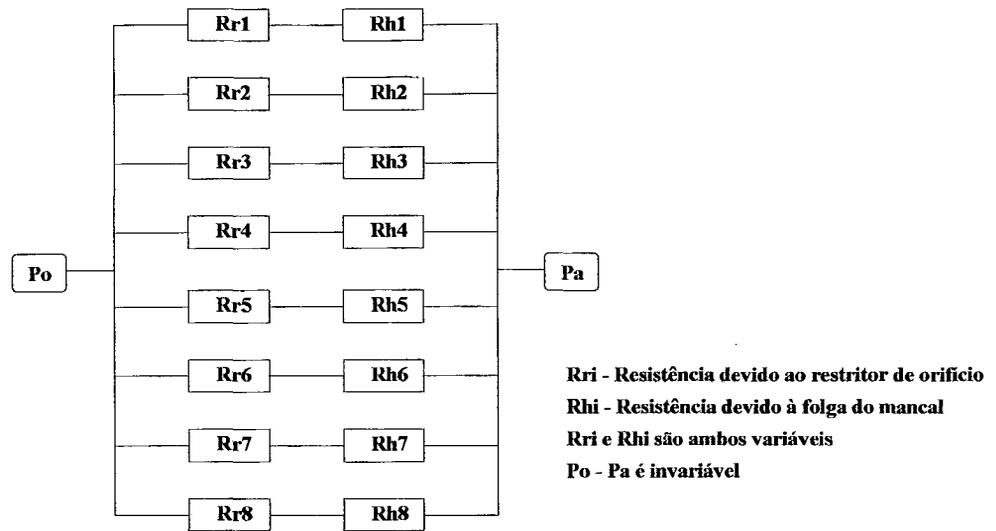


Figura 15 - Analogia elétrica do efeito de auto-sustentação de um mancal aerostático radial /2/,/20/,/21/

Na figura 16 faz-se uma comparação entre quatro configurações de mancais aerostáticos radiais quanto à capacidade de carga, rigidez radial, rigidez angular e vazão de ar. Um bom compromisso de projeto, que leve a alta capacidade de carga sem causar uma vazão de ar excessiva (o que representa custo operacional), seria obtido pela configuração (a).

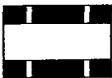
		CAPACIDADE DE CARGA	RIGIDEZ	RIGIDEZ ÂNGULAR	VAZÃO DE AR
a)	 $L/D = 1.0$	1.0	1.0	1.0	1.0
b)	 $L/D = 1.0$	0.75	0.75	0.46	0.5
c)	 $L/D = 0.5$	1.56	1.56	2.56	4.0
d)	 $L/D = 0.5$	1.17	1.17	1.79	2.0

Figura 16 - Comparação da performance de diferentes tipos de mancais aerostáticos radiais /2/

Segundo Stout, as condições de dimensionamento para um projeto, visando obter a máxima rigidez do mancal, são dadas pelo equacionamento da figura 17.

PARÂMETRO	EQUAÇÃO
Rigidez máxima (N/ μm)	$K_{\text{máx}} = 0,67.K.D^2.(P_o-P_a)/h_o$
Rigidez angular (Nm/ μrad)	$K_A=(0,033-0,002.(L/D^2)).L^3.D.(P_o-P_a)/h_o$
Capacidade máxima de carga (N)	$W_{\text{máx}} = 0,28.(P_o-P_a).D^2$
Capacidade de carga $\epsilon = 0,5$ (N)	$W_{\text{trah}} = 0,67.W.(P_o-P_a).D^2$
Vazão de ar (m^3/s)	$Q = [0,47.h_o^3.P_o^2.D]/[3,42.10^{18}.L]$
Diâmetro do orifício (mm)	$d_f = [\Lambda_{\xi}.P_o.h_o^2.D]/[31,55.10^6.n.L]$

Figura 17 - Equacionamento de projeto de mancal radial

Para este projeto será utilizada a configuração (a) da figura 16, onde temos:

$$L/D = 1;$$

$$a/L = 0,25.$$

Esta é a configuração que melhor se adapta às condições de tamanho do mancal, além de ser adequada quanto ao baixo consumo de ar e boa capacidade de carga. A configuração (b) apresenta rigidez angular muito baixa, enquanto a vazão de ar de (c) e (d) é muito alta para uma melhora marginal dos parâmetros operacionais do mancal.

→ Especificações iniciais:

No dimensionamento do mancal axial definiu-se que $R_i = 30$ mm, levando em conta a decisão de trabalhar com a configuração $L/D = 1$ e ressaltando a disponibilidade tecnológica de fabricação de restritores com diâmetro $d_f = 0,2$ mm, tem-se que:

$$D = 60 \text{ mm};$$

$$L = 60 \text{ mm};$$

$$d_f = 0,2 \text{ mm};$$

$$a/L = 0,25 \text{ mm} \Rightarrow a = 15 \text{ mm}.$$

→ Pré-cálculos:

Para evitar problemas de distribuição diferenciada de pressão dentro do corpo do mancal, e também visando um projeto para ótima rigidez, trabalha-se aqui com a mesma pressão que no mancal axial, ou seja com $P_o/P_a = 10$, que corresponde a:

$$P_o = 1,013 \text{ MPa}.$$

A folga do mancal afeta tanto a rigidez quanto a vazão. Considera-se de boa prática selecionar a folga tão pequena quanto a limitação tecnológica de fabricação permite. Adotou-se uma folga de:

$$h_o = 9 \text{ } \mu\text{m}.$$

Ainda segundo Stout, as condições de projeto para ótima rigidez de um mancal com $L/D = 1$ implicam em $\Lambda s\xi = 0,46$; com o que obtém-se, a partir da função de definição de d_f , que:

$$n = 6;$$

$$N = 12.$$

→ Cálculo dos parâmetros operacionais do mancal:

Segundo o equacionamento apresentado na figura 17:

$$K_{\text{máx}} = 186 \text{ N}/\mu\text{m};$$

$$K_A = 0,041 \text{ Nm}/\mu\text{rad};$$

$$W_{\text{máx}} = 924 \text{ N};$$

$$W_{\text{trab}} = 736 \text{ N};$$

$$Q = 1,03 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (= 6,18 \text{ l/min}).$$

Vale ressaltar que quando um número limitado de restritores é utilizado, tem-se sempre uma perda de carga entre estes, o que complica o cálculo do perfil de pressão. As análises apresentadas para o mancal axial e para o radial levaram em consideração um modelo com uma linha de alimentação. Esta seria contínua ao longo da carreira de restritores e propiciaria a pressão P_d ao longo de toda a carreira de restritores. Esta técnica de dimensionamento foi adotada por Stout e vem apresentando bons resultados.

→ Comprimento do restritor

A perda de carga ideal no restritor deste mancal, para um projeto visando a máxima rigidez, é de $/2/$:

$$\Delta p = 0,4012 \text{ MPa}$$

Como esta perda de carga é devida à uma variação cinemática do escoamento, e não a perdas viscosas no restritor, interessa somente o diâmetro deste restritor e a folga do mancal, ou seja, a área da cortina de escoamento na saída do restritor, $\pi \cdot d_f \cdot h$.

4.3 ANÁLISE DE ERROS E TOLERÂNCIAS DE FABRICAÇÃO

Depois de ter-se arbitrado os valores de folga e diâmetro de orifício, além de outras características dimensionais otimizadas para o mancal em questão, depara-se com o problema das tolerâncias de fabricação. Costuma-se, então, outorgar valores sem muitas vezes levar em conta as seguintes dúvidas:

- Consegue-se fabricar estas peças com as tolerâncias especificadas ?
- Quanto este erro de fabricação vai afetar no desempenho do mancal ?

Para a primeira pergunta baseia-se muito na experiência de fabricação do projetista e na disponibilidade de máquinas de boa qualidade. Para a segunda necessita-se de um estudo mais aprofundado.

Na figura 18 apresenta-se o resultado de um estudo desenvolvido por Pink e Stout sobre a influência dos erros de fabricação do diâmetro do restritor e da folga sobre a capacidade de carga de mancais aerostáticos radiais [22/].

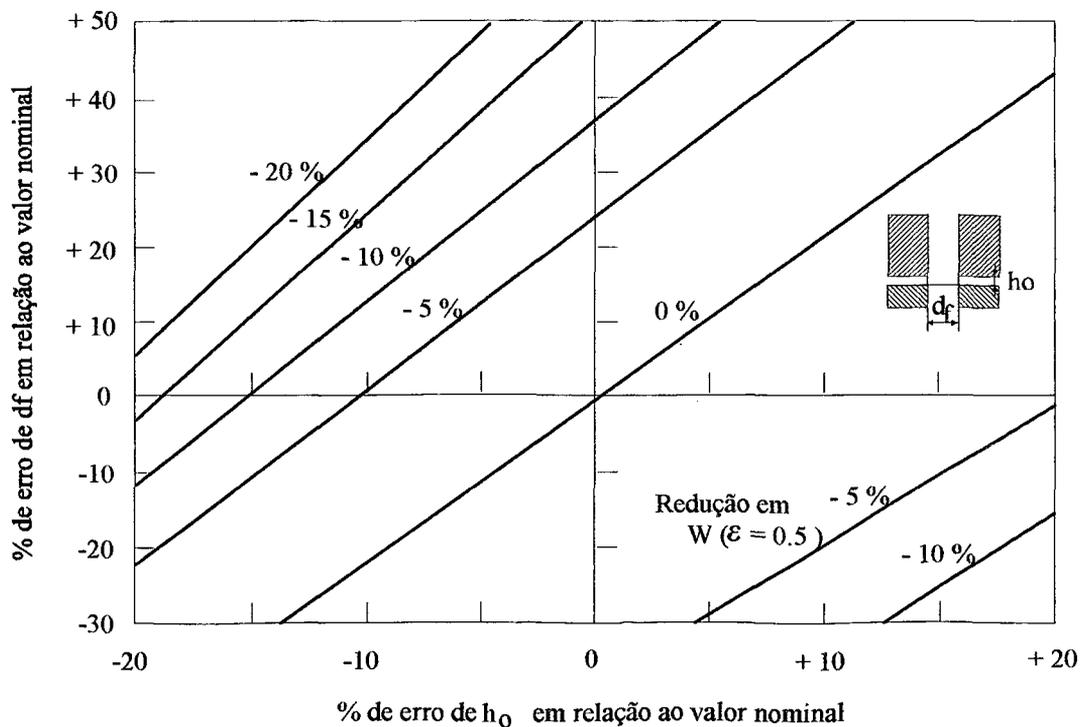


Figura 18 - Influência de erros de fabricação na capacidade de carga do mancal

Os efeitos sobre a capacidade de carga são simples. Um aumento ou redução da folga do mancal ou do diâmetro do restritor leva a uma redução consequente na capacidade de carga; sendo que o aumento da folga leva a uma taxa de redução da capacidade de carga menor do que se houvesse uma redução equivalente deste parâmetro, ao passo que para o diâmetro do restritor ocorre o efeito contrário.

Na figura 19 tem-se a influência destas duas características dimensionais sobre a rigidez do mancal. Neste caso o comportamento é bem mais complexo de ser interpretado, pois agora uma combinação de erros pode levar até mesmo a um pequeno aumento da rigidez.

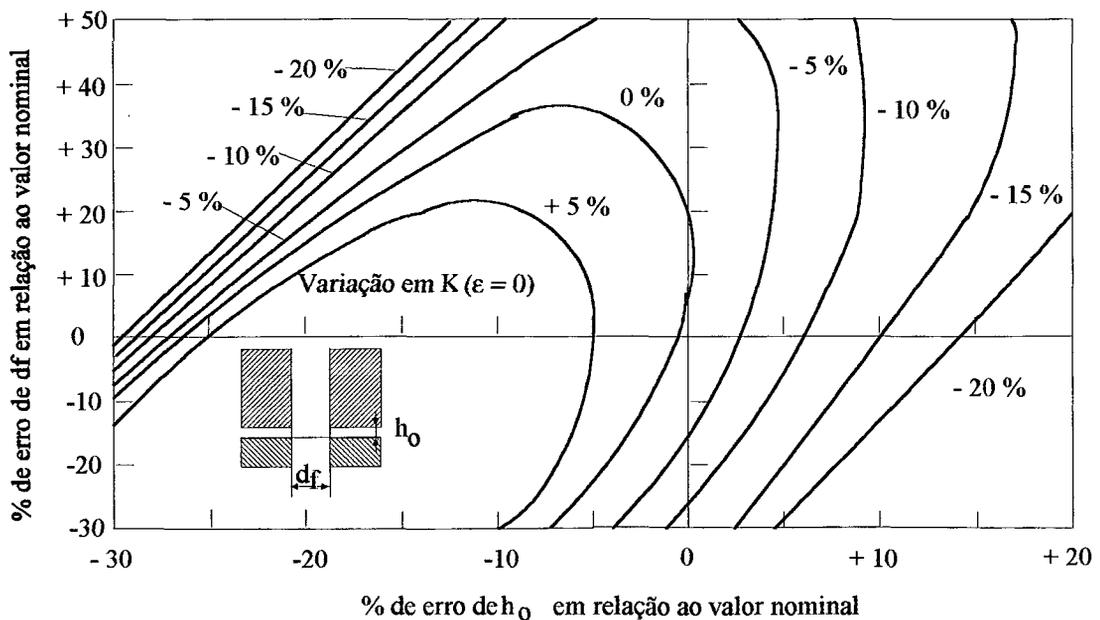


Figura 19 - Influência de erros de fabricação na rigidez do mancal

Na figura 20 apresenta-se os efeitos sobre a vazão de ar do mancal, onde obviamente, um aumento da folga ou do diâmetro do restritor leva a um maior consumo de ar, uma vez que a resistência ao escoamento torna-se menor.

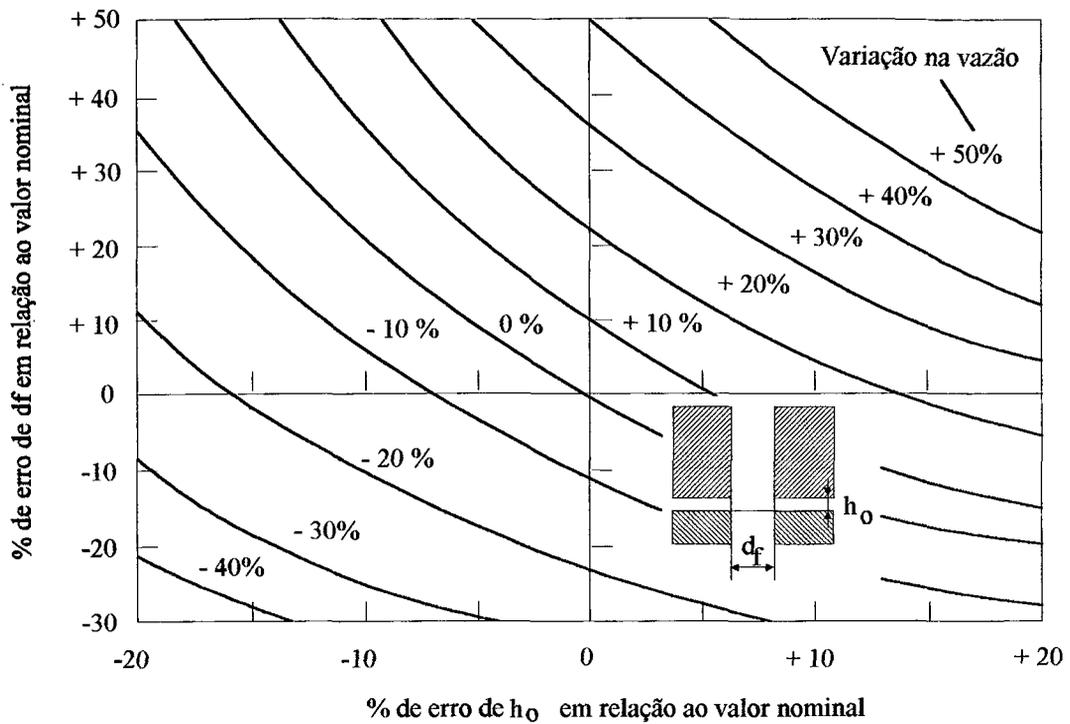


Figura 20 - Influência de erros de fabricação na vazão de ar do mancal

De modo geral, costuma-se considerar uma tabela de influência de erros combinados sobre a folga e diâmetro do restritor (figura 21), de modo que o projetista deve optar por aquele conjunto de tolerâncias que sejam factíveis em função de sua limitação tecnológica.

Ressalta-se que as três últimas figuras relacionam-se apenas ao efeito dos erros em mancais aerostáticos radiais com restritor de orifício sem rebaixo.

Considerando a disponibilidade de máquinas para a fabricação das peças deste mancal, opta-se por considerar as tolerâncias mais abertas do conjunto apresentado na figura 21, de modo que as variações admissíveis nos parâmetros calculados do mancal aerostático radial são:

- Variação máxima da rigidez = + 7 % e - 22 %;
- Variação máxima da capacidade de carga = 0 % e - 17 %.

Tolerância em ho	CRITÉRIO DE RIGIDEZ			CRITÉRIO DE CAPACIDADE DE CARGA		
	ho	df	Varição máxima da Rigidez	ho	df	Varição máxima da Capacidade de Carga
*Tolerância de 10 % no diâmetro do orifício						
20 %	0 % - 20 %	+/- 5 %	+ 7 % 0 %	+/- 10 %	0 % - 10 %	0 % - 5 %
30 %	+ 4 % - 26 %	+/- 5 %	+ 7 % - 7 %	+/- 15 %	0 % - 10 %	0 % - 10 %
40 %	+ 12 % - 28 %	+/- 5 %	+ 7 % - 19 %	+/- 20 %	0 % - 10 %	0 % - 14 %
*Tolerância de 20 % no diâmetro do orifício						
20 %	0 % - 20 %	+/- 10 %	+ 7 % - 5 %	+/- 10 %	0 % - 20 %	0 % - 7 %
30 %	+ 5 % - 25 %	+/- 10 %	+ 7 % - 13 %	+/- 15 %	0 % - 20 %	0 % - 12 %
40 %	+ 13 % - 27 %	+/- 10 %	+ 7 % - 22 %	+/- 20 %	0 % - 20 %	0 % - 17 %

Figura 21 - Tolerâncias de fabricação recomendadas para mancal aerostático radial

A variação máxima admissível na folga é de 40 %, ou seja $\Delta h_0 = 3,6 \mu\text{m}$. Deve-se avaliar, então, quais são as possíveis fontes de erro na folga do mancal radial:

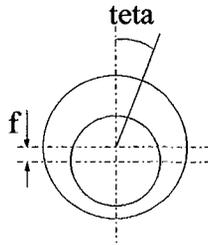
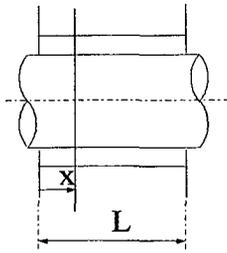
→ Erro de cilindricidade

Este erro pode apresentar-se de diversas formas, mas considerando apenas os erros de maior ordem, portanto os erros sistemáticos de fabricação, pode-se dividi-los em:

- Conicidade;
- Barrilamento convergente;
- Barrilamento divergente;
- Ovalização.

A representação destes erros e a equação de determinação da folga em função da posição são apresentadas na figura 22. Estes são erros simples de serem detectados, mas nem sempre fáceis de serem corrigidos, pois estes são função direta da qualidade da máquina e do processo de usinagem empregado (principalmente das forças e deflexões que ocorrem).

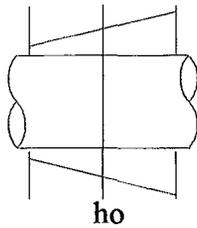
➡ Sem erros



$$e = f / h_0$$

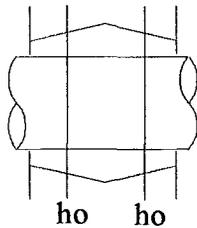
$$h = h_0 \cdot \{1 + e \cdot \cos(teta)\}$$

➡ Erro de conicidade



$$h = \frac{h_0 \cdot \{1 + e \cdot \cos(teta) - \%conicidade \cdot (L - 2x)\}}{100 \cdot 2L}$$

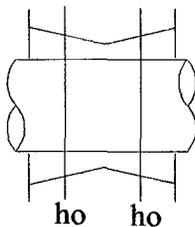
➡ Erro de barrilamento convergente



$$h = \frac{h_0 \cdot \{1 + e \cdot \cos(teta) - \%barrilamento \cdot (L - 4x)\}}{100 \cdot 2L} \quad \text{para } x < L/2$$

$$h = \frac{h_0 \cdot \{1 + e \cdot \cos(teta) + \%barrilamento \cdot (3L - 4x)\}}{100 \cdot 2L} \quad \text{para } L/2 < x < L$$

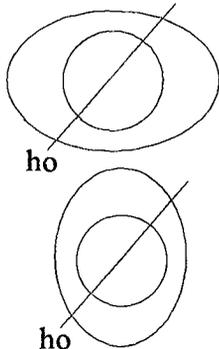
➡ Erro de barrilamento divergente



$$h = \frac{h_0 \cdot \{1 + e \cdot \cos(teta) + \%barrilamento \cdot (L - 4x)\}}{100 \cdot 2L} \quad \text{para } x < L/2$$

$$h = \frac{h_0 \cdot \{1 + e \cdot \cos(teta) - \%barrilamento \cdot (3L - 4x)\}}{100 \cdot 2L} \quad \text{para } L/2 < x < L$$

➡ Erro de ovalização



$$h = h_0 \cdot \{1 + e \cdot \cos(teta) + \frac{\%ovalização}{200} \cdot \sin(2teta \pm \pi/2)\}$$

Figura 22 - Formas de erros de cilindridade

Distribuindo este $\Delta h_0 = 3,6 \mu\text{m}$ igualmente para o estator e para o rotor cilíndrico tem-se que:

- Erro de cilíndricidade do estator = $1,8 \mu\text{m}$;
- Erro de cilíndricidade do rotor = $1,8 \mu\text{m}$.

→ Erro de batimento plano

Os erros de batimento plano do estator e do rotor cilíndrico afetam tanto a folga do mancal radial quanto a folga do mancal axial. Pode acontecer destes erros no estator e no rotor atuarem no sentido de se somarem; assim sendo, considerando uma redução total máxima na folga de $2 \mu\text{m}$, e distribuindo este erro igualmente para o estator e para o rotor cilíndrico, tem-se:

- Erro de batimento plano do estator = $1 \mu\text{m}^2$;
- Erro de batimento plano do rotor cilíndrico = $0,6 \mu\text{m}$.

Este erro aparece quando da montagem dos rotores planos (mancal axial) com o rotor cilíndrico (mancal radial), e representa o erro mais difícil de ser detectado e também de ser corrigido, uma vez que seu valor é bastante baixo como erro de fabricação, mas sua influência é marcante no desempenho do mancal. Sem perda de generalidade, pode-se dizer que um mancal aerostático do tipo Yate terá muito sucesso se os erros de batimento plano de suas peças forem pequenos.

→ Acabamento superficial

Quanto a influência da rugosidade no comportamento estático de um mancal aerostático existe certa controvérsia. De longa data tem-se considerado que um aumento na rugosidade causaria uma redução consequente na capacidade de carga do mancal /5/. White, entretanto, sugere o contrário, incluindo uma análise estatística complexa sobre o perfil de rugosidade e calculando o perfil de pressão, levando em conta o escoamento através das microasperezas da rugosidade, este chega a conclusão de que até certo ponto a rugosidade é benéfica

² A decisão de assumir um erro de batimento plano no estator = $1 \mu\text{m}$ é função da variação máxima admissível na folga do mancal axial, a qual será explicada posteriormente.

para o aumento da capacidade de carga do mancal aerostático /23/. Slocum apenas recomenda que a rugosidade R_t não ultrapasse o limite de 1/4 da folga de trabalho, o que para $h_0 = 9 \mu\text{m}$ faria com que $R_t = 1 \mu\text{m}$ fosse plenamente admissível.

Pink e Stout indicam, assim como White, uma relação positiva entre rugosidade e capacidade de carga na forma :

$$\Delta W\% = 28,5.(R_t/h_0)^2 + 30,3.(R_t/h_0)^4;$$

que para $R_t = 1 \mu\text{m}$ leva a:

$$\Delta W\% = 0,45 \%$$

Esta variação não é significativa, de modo que opta-se por considerar um limite de rugosidade que esteja pelo menos abaixo da variação máxima permitida da folga. Em função dos erros de forma admissíveis, a rugosidade deveria ser fixada em valores muito abaixo do que se consegue com os processos de fabricação disponíveis para acabamento (retificação e lapidação), de modo que a alternativa foi utilizar a rugosidade no limite tecnológico de fabricação. De modo geral os autores de trabalhos em mancais aerostáticos costumam considerar apenas a rugosidade R_t , de modo que fixou-se como parâmetro de projeto para todas as superfícies de mancal que:

- Rugosidade $R_t = 1 \mu\text{m}$.

→ Deformação vertical na região do restritor

Uma vez que se esteja trabalhando com restritores do tipo orifício instalados por meio de bujão prensado no corpo do estator do mancal, deve-se considerar também a possível deformação dos materiais envolvidos (estator e bujão) quando da montagem sob pressão deste bujão, figura 23. Deformações típicas podem chegar a ordem de $\delta = 5 \mu\text{m}$.

Para o mancal em consideração far-se-á uma retificação planetária interna na superfície do estator após a montagem dos bujões, de forma que esta fonte de erro pode ser negligenciada sem perda de generalidade.

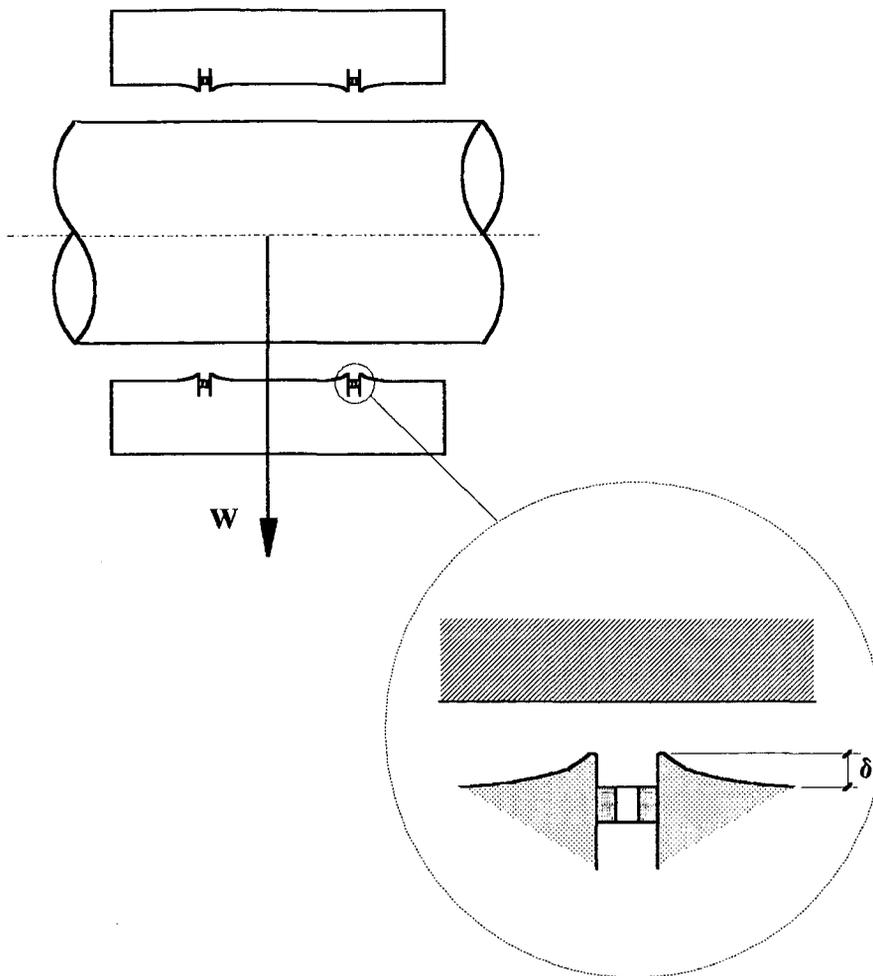


Figura 23 - Deformação vertical devido à prensagem dos bujões de restrição

Em função de tudo que foi apresentado acima, chega-se a um projeto do rotor cilíndrico, com suas devidas tolerâncias, que é apresentado na figura 24.

Além de tudo o que foi discutido acima sobre variação da folga do mancal radial, não deve-se negligenciar na fabricação do restritor, uma vez que na figura 21 especificou-se um erro máximo admissível para o diâmetro do orifício de 20 % do valor nominal, ou seja, para uma distribuição normal em torno do valor nominal /24/,/25/:

$$d_f = 0,2 \pm 0,02 \text{ mm.}$$

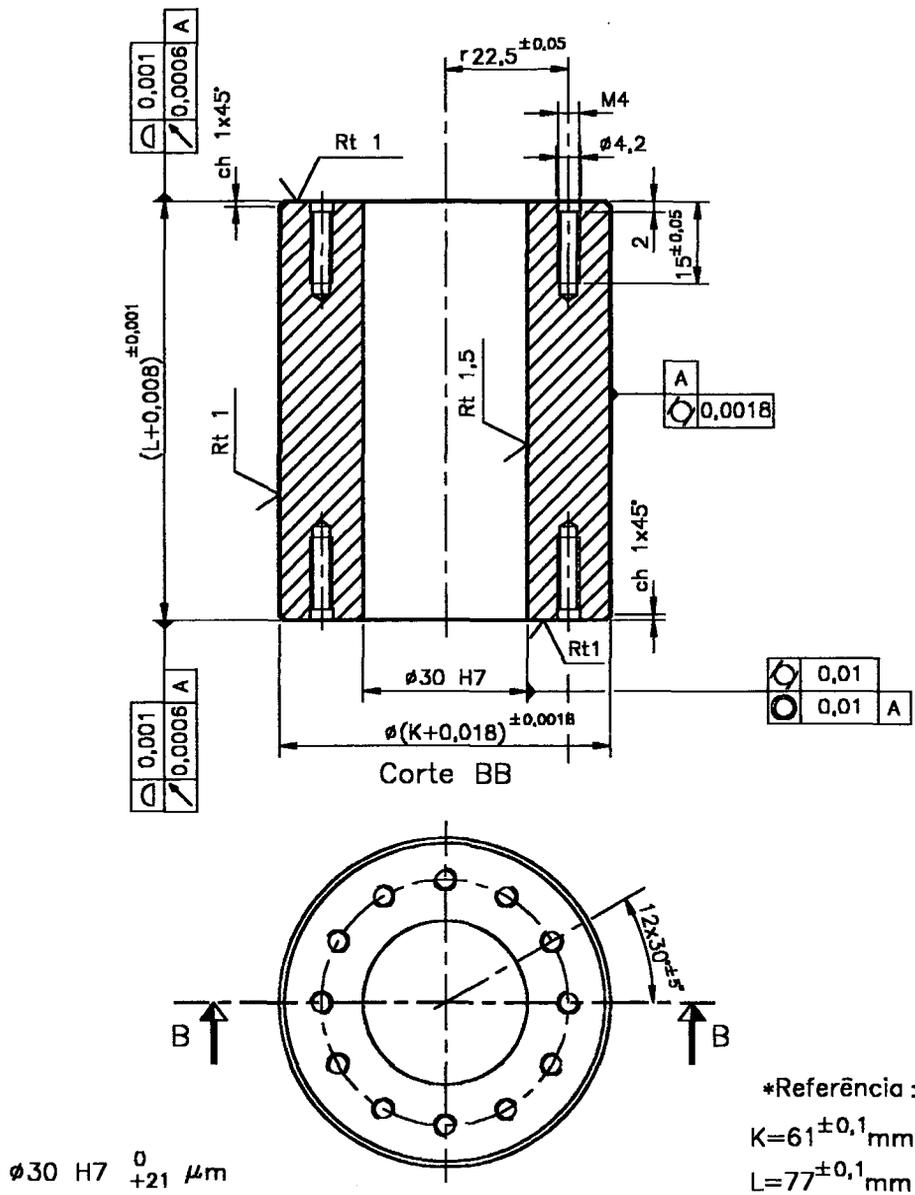


Figura 24 - Rotor cilíndrico

Levando em conta que o dimensionamento do mancal não avalia efeitos de rotação máxima no desempenho, sugere-se que o balanceamento do conjunto rotativo mancal, motor elétrico e peça a ser usinada seja de classe G1 (balanceamento de precisão) para rotações de até 10.000 rpm.

Pensando, também, no efeito de expansão do rotor cilíndrico com a rotação (força centrífuga) fez-se uma análise estrutural deste rotor utilizando elementos finitos. Novamente a rotação considerada foi de 10.000 rpm, a qual é tida como alta para usinagem de ultraprecisão de componentes de mais de 50 mm de diâmetro.

O resultado do modelo gerado, figura 25, mostra uma expansão radial do eixo (DMX) de apenas 0,46 μm , o que é perfeitamente desprezível frente a folga radial de 9 μm (conforme especificado no dimensionamento do mancal radial). Nesta figura, observam-se os elementos definidos para o cálculo da expansão radial do eixo. As cores mais escuras representam uma tensão maior na estrutura do material.

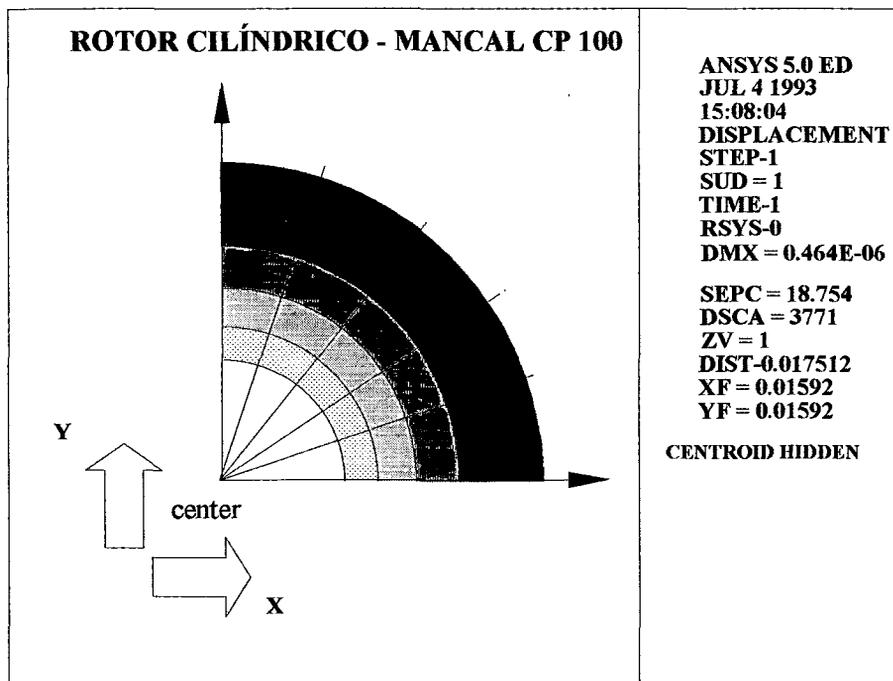


Figura 25 - Análise estrutural do rotor cilíndrico

A avaliação de erros do mancal axial não foi tão bem estudada quanto para o mancal radial. Analisam-se, porém, os efeitos dos erros de fabricação sobre a variação na folga de trabalho do mancal aerostático em questão:

→ Erro de planicidade

Não se dispõe de uma literatura específica sobre a influência de erros de planicidade nas características operacionais de um mancal aerostático axial plano.

Considerando-se, entretanto, as recomendações de Slocum de que a rugosidade não deve exceder a $1/4$ de h_0 , e que em mancais cilíndricos o erro de forma admissível pode ser de até 40 % de h_0 (condição selecionada), e levando sempre em conta que este erro será distribuído em partes iguais para o estator e para o rotor, chega-se às limitações:

- Erro de planicidade do estator = $1 \mu\text{m}$;
- Erro de planicidade do rotor = $1 \mu\text{m}$.

→ Erro de batimento plano

Como não se dispõe de uma análise de tolerâncias que distribua de forma estatística a ocorrência de erros sobre uma superfície usinada, sem que se desenvolva um estudo específico de um processo em uma mesma máquina, fica difícil definir qual parcela do erro total planejado de $1 \mu\text{m}$ será constituída pelo erro de planicidade, ou pelo erro de batimento plano, ou pela própria rugosidade (uma vez que esta é da mesma ordem de grandeza dos erros de forma considerados). Sendo assim, decidiu-se adotar o valor máximo da tolerância para todas as formas de erros especificada; de forma que:

- Erro de batimento plano do estator = $1 \mu\text{m}$.

O erro de batimento plano do estator e do rotor cilíndrico atuam em conjunto influenciando na variação da folga do mancal radial e do mancal axial. Assim sendo, teve-se que limitar o erro de batimento plano em função do mancal axial, que é o mais afetado. Na figura 26 apresenta-se, esquematicamente, a influência dos erros de batimento plano sobre a variação das folgas dos mancais radial e axial.

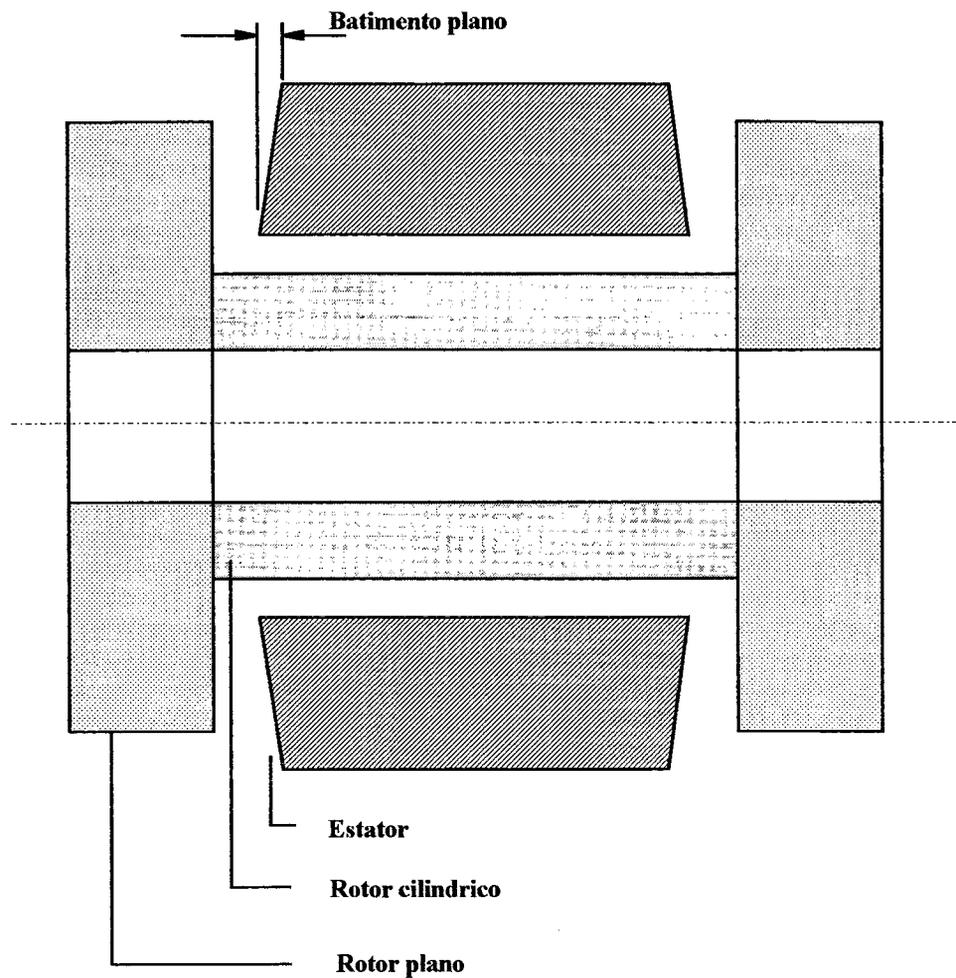


Figura 26 - Influência do erro de batimento plano nas folgas dos mancais

→ Acabamento superficial

Para o acabamento superficial valem as mesmas observações feitas quando da discussão sobre o mancal radial, de modo que admite-se:

- Rugosidade $R_t = 1 \mu\text{m}$.

→ Deformação vertical na região do restritor

Também para a superfície plana do estator não haverá problemas decorrentes da deformação plástica do material quando da prensagem dos bujões com orifício de $d_f = 0,2 \text{ mm}$, pois estas superfícies são retificadas e lapidadas após a fixação dos bujões, ou seja, qualquer deformação plástica será retirada por usinagem posterior.

Apesar de não existirem estudos relacionando os erros de fabricação com variações nos parâmetros operacionais do mancal aerostático axial plano, utiliza-se a mesma restrição para erros no diâmetro do orifício, de modo que:

$$d_f = 0,2 \pm 0,02 \text{ mm.}$$

Como o rotor plano será utilizado como referência de montagem de placas para fixação de peças a serem usinadas, requer-se deste um cuidado quanto à geração de uma superfície de montagem de peças com movimento espacial bem definido. Seguindo o mesmo princípio utilizado pela firma Professional Instruments define-se uma banda, na superfície externa do rotor plano, com erro de paralelismo inferior a 1 μm em relação à superfície do mancal. Desta forma, qualquer componente montado sobre esta banda terá seu giro com erro de batimento axial determinado pela composição deste erro de paralelismo e do erro de batimento axial do próprio mancal sob rotação, o qual é uma ordem de grandeza menor que o erro de paralelismo considerado.

Outro detalhe do rotor plano são os furos roscados no diâmetro externo. Estes têm a função de permitir um balanceamento de precisão, através do microdeslocamento radial de pequenos parafusos, de modo que qualquer montagem de peças para a usinagem possa ser balanceada 'in situ'.

O diâmetro interno de 30 H7 definitivamente não deve ser utilizado como referência para montagem de peças neste mancal. No caso de se desejar tal referência, este diâmetro deveria ser retificado já com o mancal montado, o que não é aqui planejado.

Na figura 27 apresenta-se o projeto do rotor plano acima explicitado, com as respectivas tolerâncias de fabricação já justificadas.

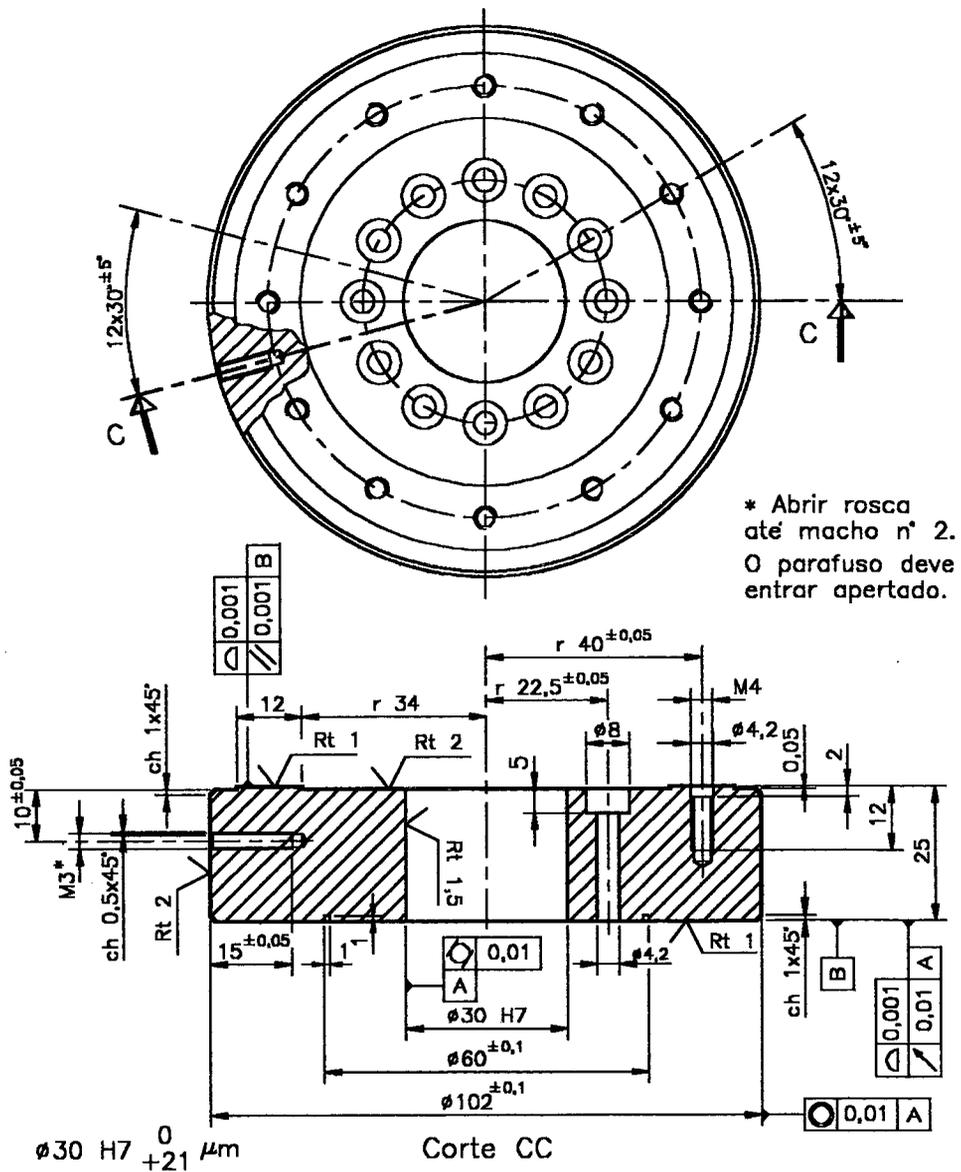


Figura 27 - Rotor plano

A maior dificuldade do mancal aerostático tipo Yate está justamente na fabricação com baixos erros de forma. Para facilitar isto, procura-se utilizar um estator fabricado de uma única peça, uma vez que peças encaixadas sempre necessitam de uma certa folga de montagem, o que representa erros. Na explanação dos erros permitidos para os mancais radial e axial fez-se alusão às exigências feitas ao estator destes mancais. No caso, o estator é uma peça única com canais de distribuição de ar para os mancais radial e axial, figura 28.

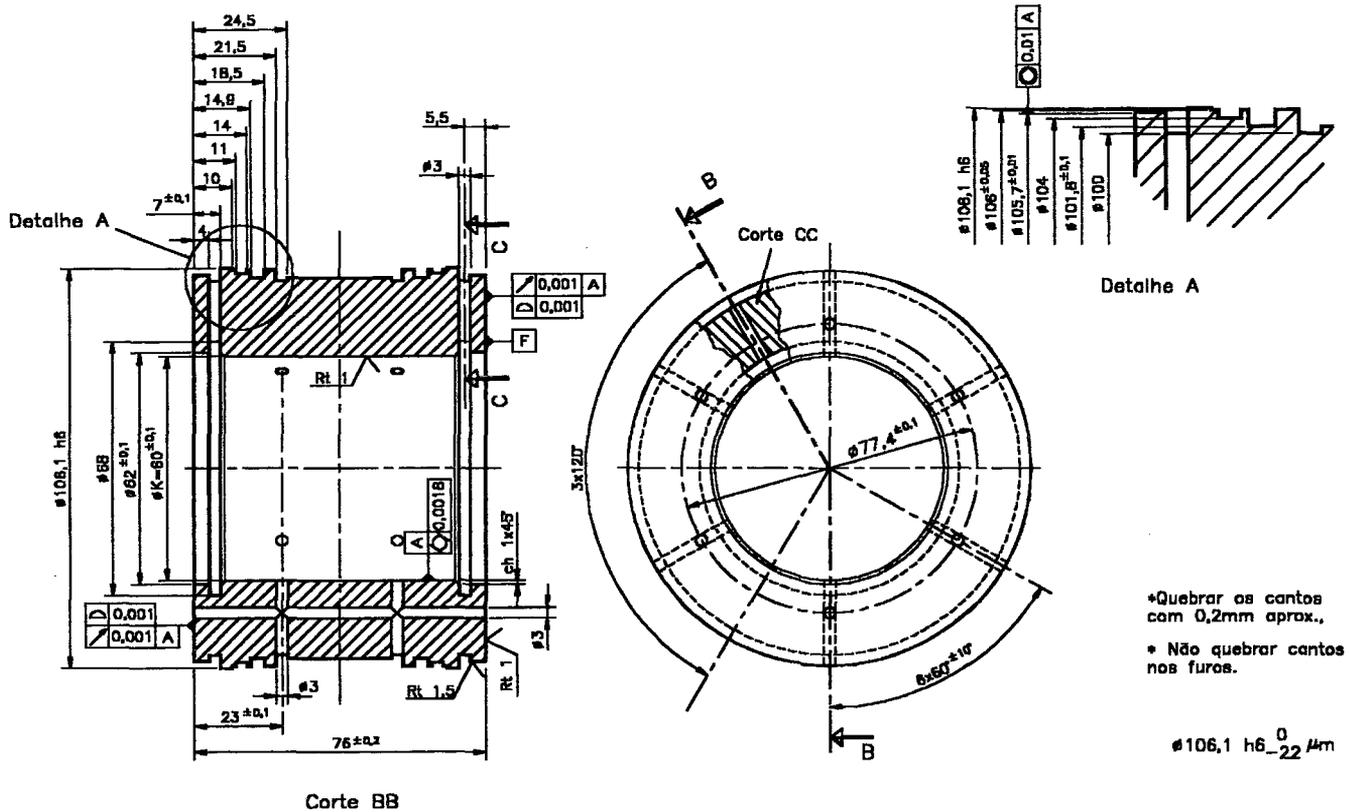


Figura 28 - Estator

Completando o projeto mecânico do mancal aerostático, apresenta-se o desenho da carcaça na figura 29. O único detalhe a ressaltar neste desenho é a existência de uma entrada de ar tendo ao lado uma posição para fixar um manômetro, de forma que a pressão medida P_0 é real, ou seja, não está afetada pela perda de carga nos dutos de alimentação de ar ao mancal. O projeto considera, também, que a superfície A da peça tenha um paralelismo de 0,01 mm com a superfície do mancal plano no estator (superfície F da figura 28), de forma que se consegue assim uma boa referência de montagem do mancal na estrutura da máquina ferramenta, facilitando o alinhamento.

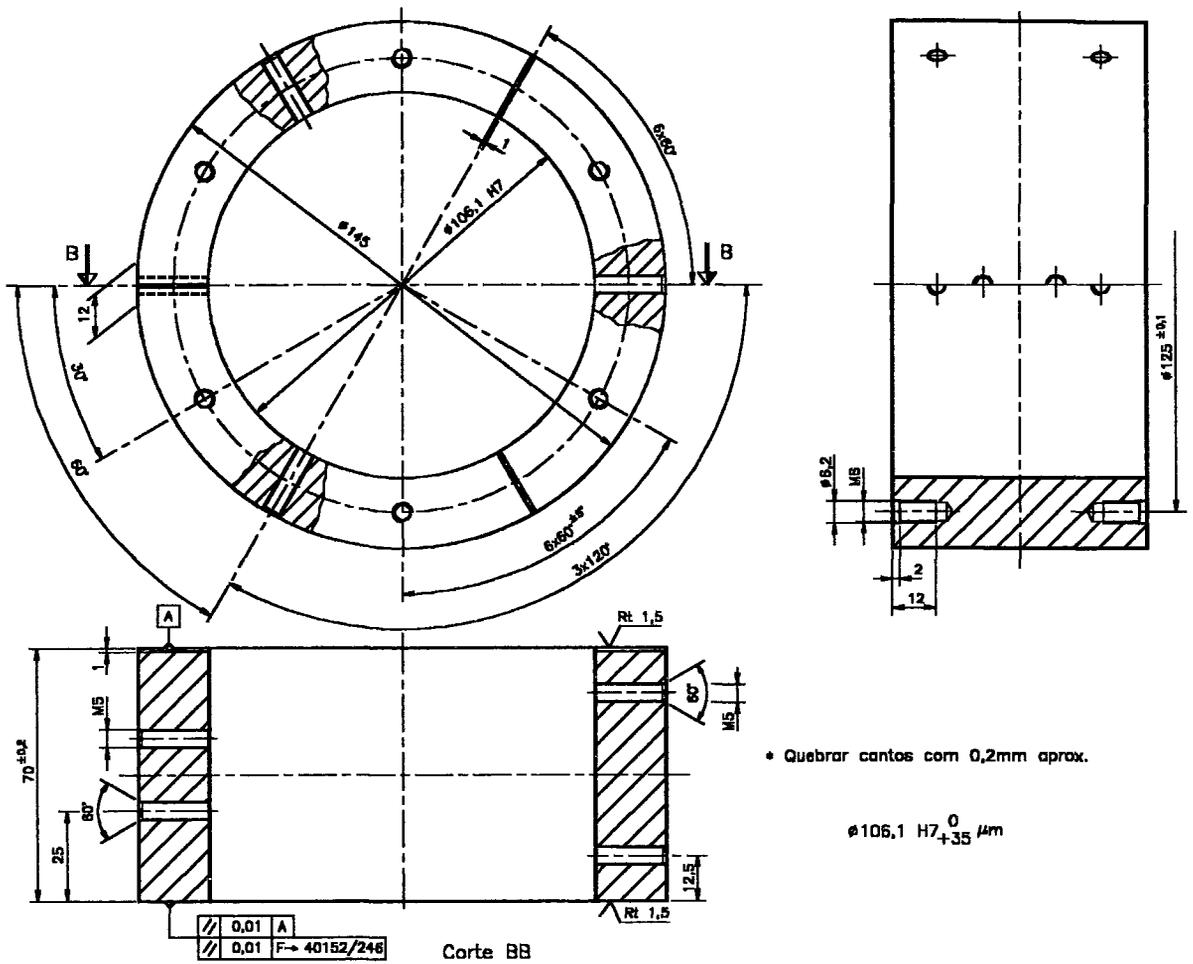


Figura 29 - Carça

Para resumir tudo que foi dimensionado e avaliado quanto a erros de fabricação neste capítulo, apresenta-se um quadro com as características geométricas e parâmetros operacionais de projeto do mancal aerostático do tipo Yate em questão, figura 30. Este mancal será doravante denominado apenas por CP 100, que significa um 'Mancal Aerostático Cilíndrico Plano de 100 mm de diâmetro externo do maior rotor (no caso, do rotor plano)'.

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS		
MANCAL AXIAL	MANCAL RADIAL	
$R_o = 50 \text{ mm}$	$D = 60 \text{ mm}$	
$R_i = 30 \text{ mm}$	$L = 60 \text{ mm}$	
$d_f = 0,2 \text{ mm}$	$d_f = 0,2 \text{ mm}$	
$R_c = 38,7 \text{ mm}$	$a/L = 0,25 \Rightarrow a = 15 \text{ mm}$	
$P_o = 1,013 \text{ MPa}$	$P_o = 1,013 \text{ MPa}$	
$h_o = 4 \pm 2 \mu\text{m}$	$h_o = 9 \pm 3,6 \mu\text{m}$	
$n = 6$	$n = 6$	
	$N = 12$	
PARÂMETROS OPERACIONAIS		
Características	Valores de projeto	
Capacidade de carga	máxima de trabalho ($\epsilon=0,5$)	
	Axial 1183 N	591 N
	Radial 924 - 17% N	736 - 17% N
Angular	82 Nm	41 Nm
Rigidez	Axial	330 N/ μm
	Radial	186 - 22% N/ μm
	Angular	0,82 Nm/ μrad
Vazão de ar	$1,05 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	

Figura 30 - Características geométricas e parâmetros operacionais do CP 100

4.4 O PROGRAMA 'AEROCAD'

A teoria desenvolvida por Stout é bastante simples de ser utilizada. A maior dificuldade que se encontra quando do projeto de um mancal é avaliar todas as possíveis combinações de características construtivas que podem ser feitas para obter o mesmo conjunto de parâmetros operacionais no mancal.

A finalidade de desenvolver um programa que execute a teoria de Stout está justamente em buscar uma forma de apresentar gráficos que possam elucidar todas as configurações que levam ao mesmo mancal. Assim, o projetista pode atuar dinamicamente sobre o dimensionamento do mancal, verificando o que é mais conveniente para melhorar o projeto. O projetista deve avaliar cada possibilidade em função de sua experiência quanto à dificuldade (custo) de se obter certa configuração.

Por exemplo: Em determinada etapa de projeto verifica-se que para obter a mesma rigidez radial pode-se trabalhar com um mancal de 2 carreiras com $L/D = 1$ ou com um mancal de 1 carreira com $L/D = 2$. O projetista deve avaliar se o custo de fabricação de um conjunto inteiro de restritores compensa ou não a fabricação de um mancal mais longo, além de considerar se o mancal com $L/D = 2$ é para ele compatível com a estrutura de montagem.

Por exemplo: Em relação à rigidez axial, pode-se deparar com a possibilidade de operar com pressão de alimentação de 10 bar em folga de 15 μm , ou mesmo com pressão de 6 bar em folga de 8 μm . A função do projetista é determinar se o custo de um sistema de ar comprimido para 10 bar compensa a dificuldade de fabricação para reduzir a folga de 15 μm para 8 μm .

Além destes dois exemplos, existem muitas outras formas de se combinarem problemas de decisão no projeto do mancal. Quando se está realizando manualmente os cálculos costuma-se encontrar resultados numéricos que não permitem visualizar a tendência que a variação de uma determinada característica construtiva do mancal apresenta sobre o desempenho do mesmo. Torna-se, também, difícil avaliar quais os parâmetros mais influentes para otimização do mancal. Desta forma, o programa AEROCAD é um grande facilitador para o projeto de mancais aerostáticos do tipo Yate.

Este programa foi concebido dentro do escopo de trabalho desta dissertação. A programação foi feita pela pesquisadora Yara Lemr do Laboratório de Mecânica de Precisão, grupo de apoio computacional - CPD.

A estrutura do programa é bastante simples. De início pode-se optar por um projeto a partir das dimensões do mancal (caso onde se tem limitações físicas de montagem) figura 31, ou então pelo projeto a partir de parâmetros operacionais desejados para este mancal (situação normal) figura 32.

Tanto o projeto por dimensões quanto o projeto por parâmetros têm duas fases distintas:

- Determinação das características construtivas do mancal radial;
- Determinação das características construtivas do mancal axial.

No projeto por dimensões, delimitam-se algumas condições construtivas iniciais. Apresenta-se uma série de gráficos que auxiliam na delimitação das demais dimensões do mancal. Isto garante certa flexibilidade de projeto

Quando se está projetando por parâmetros, utiliza-se um gráfico base com diversas condições de projeto sendo possível verificar 'in locu' suas influências sobre os valores de capacidade de carga e rigidez do mancal. Com esta visualização do todo em apenas um gráfico fica bastante facilitada a tomada de decisões sobre como construir tal mancal.

Ao final do projeto pode-se solicitar um laudo do mancal dimensionado, onde apresentam-se todas as características construtivas, os parâmetros operacionais almejados bem como uma tabela de influência dos erros de fabricação sobre o desempenho do mancal. Desta forma pode-se concatenar em uma única folha de papel impressa todas as informações de projeto deste mancal.

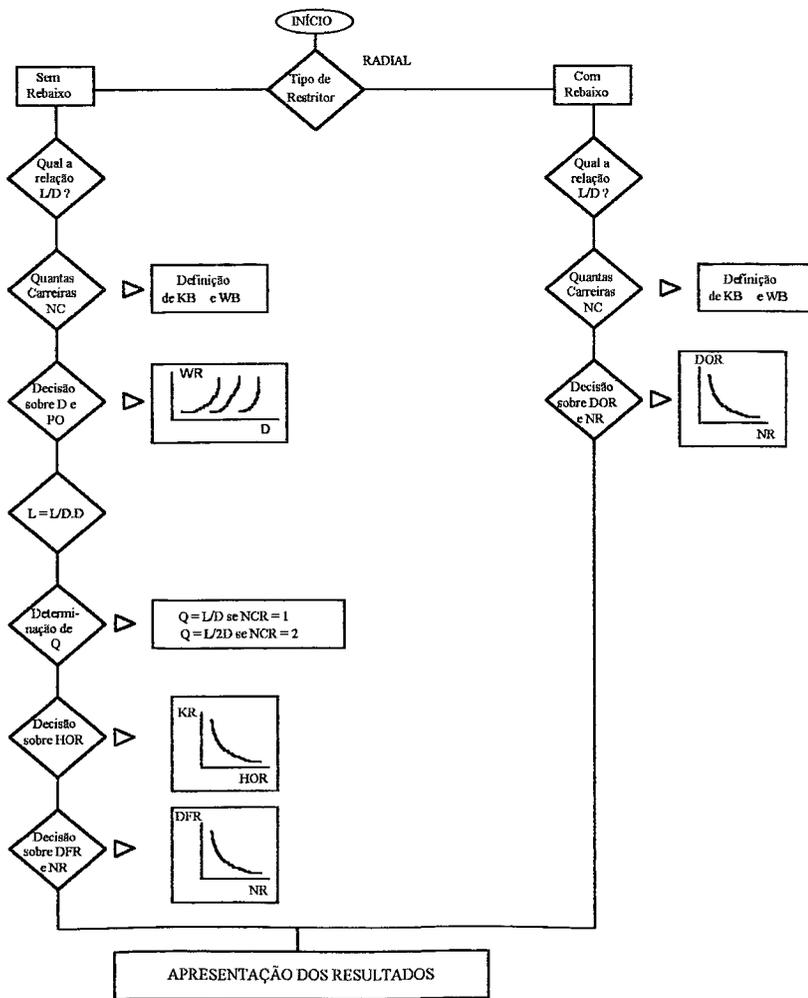
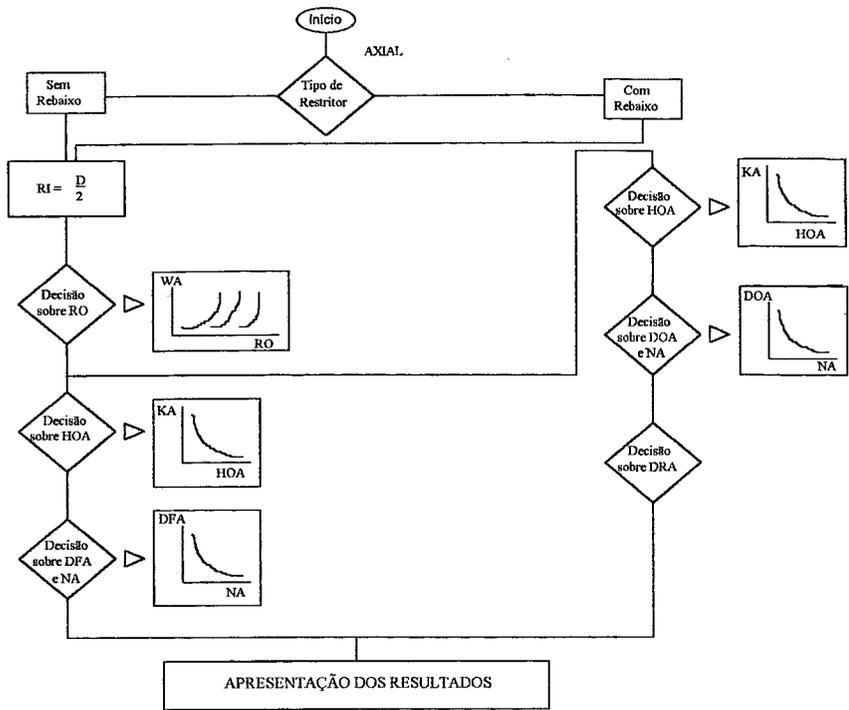


Figura 31 - Projeto por dimensões

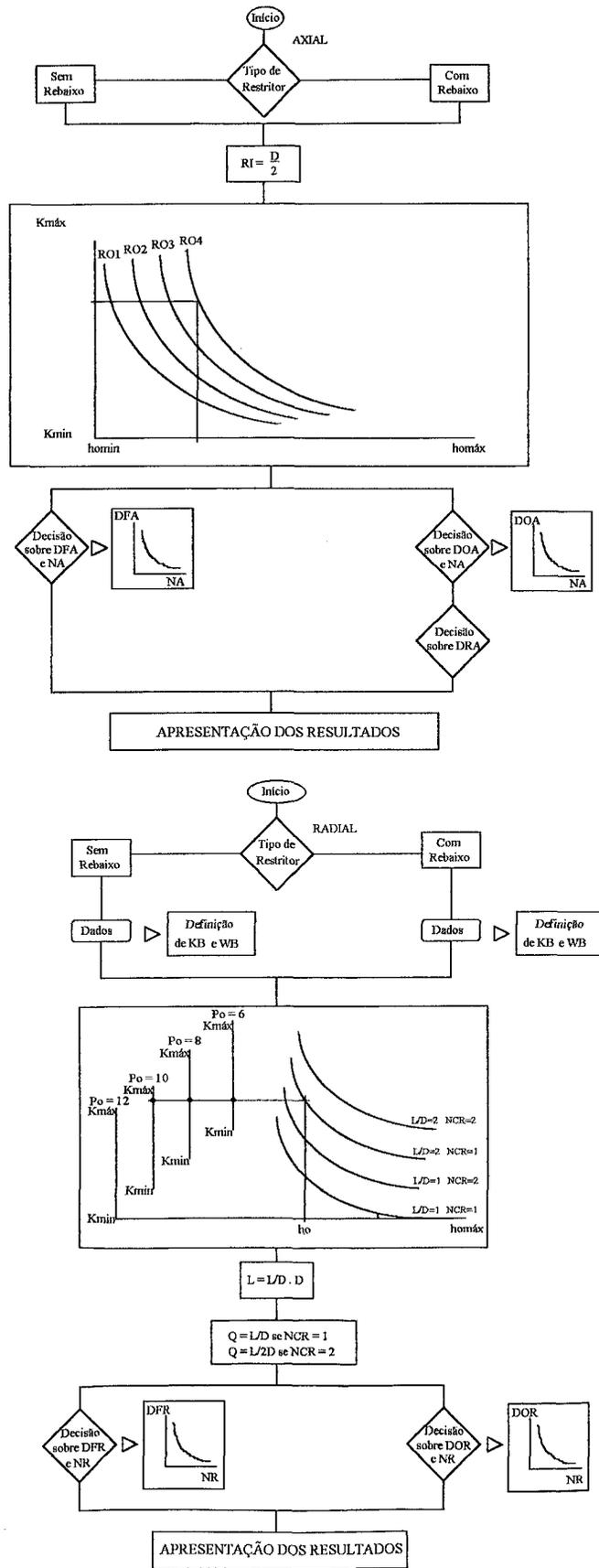


Figura 32 - Projeto por parâmetros

CAPÍTULO 5

PROJETO DO ACIONAMENTO

"Things should be made as simple as possible, but not too simple"

Albert Einstein

Os motores elétricos são fornecidos com ou sem uma estrutura de proteção para o enrolamento do estator, de modo que o usuário deve definir qual tipo melhor se adapta às condições de uso. A grande vantagem do motor encapsulado é sua modularidade, o que permite que este seja substituído, em caso de falha, por outro motor sem que isto implique em complexas montagens. A principal desvantagem é que este tipo necessita de um acoplamento para conectar o motor ao mancal. Os acoplamentos são usualmente flexíveis para acomodar os desalinhamentos e para prevenir o mancal de falha prematura, entretanto, estes implicam em efeitos dinâmicos indesejáveis para o cabeçote /2/.

Os motores encapsulados são montados, normalmente, com um flange na extremidade do eixo para conectar o acoplamento. Torna-se importante, neste caso, seguir as recomendações do fabricante quanto a capacidade de dissipação de calor da estrutura à qual o motor está fixado. Se o motor está completamente isolado termicamente do resto da máquina há grandes chances de que ele venha a ter problemas de superaquecimento.

Para motores encapsulados recomenda-se fixá-los diretamente na estrutura da máquina, com a intenção de que todo o sistema entre em equilíbrio térmico. Como o cabeçote em questão está voltado para uma máquina de precisão, não se pode permitir o aquecimento da estrutura da máquina. Deveria-se, então, utilizar isoladores térmicos e um sistema de refrigeração por cortina de água ou por insuflamento de ar.

Opta-se neste trabalho, entretanto, por se trabalhar com um motor aberto, de forma que o rotor do motor é fixado diretamente ao mancal, sem intermédio de algum tipo de acoplamento. Isto evita os desagradáveis efeitos dinâmicos que ocorreriam com o uso de acoplamentos. Da

mesma forma que para motores encapsulados, estes devem ser refrigerados; pela maior comodidade utiliza-se refrigeração por insuflamento de ar entre o rotor e o estator (armadura) do motor elétrico em questão.

Ainda com relação ao aquecimento do motor, este fica isolado do conjunto mancal pelo ar, sendo que as duas estruturas (estator do motor e carcaça do mancal) estão em contato através de isoladores térmicos e dinâmicos de nylon. Devido ao aquecimento inevitável do estator do motor tem-se uma expansão deste; como o conjunto cabeçote está fixado na estrutura da máquina apenas pelo mancal, o motor elétrico tem liberdade para se expandir livremente na direção oposta à do mancal, sem afetar na qualidade do processo de usinagem.

Não se deve negligenciar, também, os efeitos dinâmicos do motor; quer seja o efeito de desbalanceamento de massa, quer seja a vibração inerente do motor devido ao efeito magneto-estrictivo. Nem sempre uma peça simétrica está perfeitamente balanceada, as próprias variações na densidade do material podem levar a desbalanceamentos indesejáveis que prejudicam a qualidade da peça usinada.

5.1 CARACTERÍSTICAS DO MOTOR AC DE INDUÇÃO

A intenção é de selecionar um motor que seja comercialmente disponível e de baixo custo. Apesar do problema de vibração torcional, opta-se por trabalhar com o motor AC de indução, devido à sua disponibilidade, baixo custo e simplicidade operacional.

O campo girante é produzido no enrolamento do estator do motor devido à frequência de rede de 60 Hz; esta é também responsável pela vibração observada no estator do rotor (efeito magneto-estrictivo), a qual deve ser isolada do conjunto mancal. No rotor do motor os condutores fazem um ângulo reto com o campo magnético, o que induz uma corrente parasita nestes. Isto por sua vez causa uma força que faz com que o rotor gire. O torque é proporcional a amplitude da onda senoidal e a velocidade é limitada pela frequência da senóide. O rotor gira sempre com um atraso em relação à onda senoidal, de modo que seu giro é dito assíncrono /2/,/14/.

5.2 DIMENSIONAMENTO DO MOTOR AC DE INDUÇÃO

Para determinar a potência do motor elétrico que será utilizado, faz-se alguns cálculos simples que levam em conta a inércia, estimada do conjunto cabeçote e peça a ser usinada, e também a força de usinagem (também uma estimativa) /2/. Faz-se necessária a definição, também, de um tempo máximo de aceleração de toda esta inércia.

O primeiro passo é determinar a Razão de Potência, PR, para a inércia e força de usinagem. A razão de potência não é um conceito intuitivo, mas é uma forma de medir a eficiência da conversão da potência elétrica para mecânica. O ideal seria que esta transformação de forma de energia fosse instantânea, mas na realidade as resistências e indutâncias do motor combinam-se para formar um sistema dinâmico com uma constante de tempo τ_m . Para qualquer motor a razão de potência pode ser dada por:

$$PR = \Gamma_{\text{motor}}^2 / J = \Gamma_{\text{motor}} \cdot \alpha = I^2 \cdot R / t_u.$$

Pode-se ter certo sentimento da equação quando visualiza-se que $\Gamma_{\text{motor}}^2 / J$ é uma forma de expressar o quão rápido pode o motor acelerar sua própria inércia, e que $I^2 \cdot R$ é a potência dentro do motor. Assim, o lado esquerdo da equação é uma medida do torque dentro do sistema e da aceleração do rotor e de todos os componentes ligados a ele. O lado direito da equação é uma medida da potência elétrica dentro do sistema e do tempo atual de resposta.

Pode-se pensar, pois, que o processo de selecionar o motor baseia-se em determinar a necessária Razão de Potência, PR, e conseqüentemente a Potência do motor, P_{motor} .

Para determinar PR deve-se levar em conta que:

$$PR = J \cdot \alpha^2 + \Gamma_{\text{usinagem}}^2 / J \quad \text{e que:}$$

$$P_{\text{motor}} = PR \cdot t_a.$$

Como pode-se perceber das equações anteriores, algumas considerações sobre força de corte, aceleração e tempo de aceleração devem ser feitas para dimensionar a potência necessária do motor. Para o motor AC de indução de dois polos, sem a utilização de um variador de frequência, sabe-se que com a frequência de rede de 60 Hz:

$$\omega \cong 376 \text{ rad/s.}$$

Pensando em utilizar um tempo máximo de aceleração de 5 s tem-se que:

$$\alpha = 75,2 \text{ rad/s}^2.$$

Costuma-se considerar que a força de usinagem em ultraprecisão não passa de aproximadamente 2 N; considerando também um diâmetro máximo da peça, para cálculo do torque, de 150 mm; conclui-se que:

$$F_{\text{usinagem}} = 2 \text{ N;}$$

$$\Gamma_{\text{usinagem}} = 0,15 \text{ Nm.}$$

Assumindo, para cálculo da inércia total, que a peça a ser usinada é de forma cilíndrica (material: aço) com 50 mm de altura e 150 mm de diâmetro; e levando em conta que as inércias do mancal e do rotor do motor são conhecidas (conhece-se dimensões e material) chega-se a:

$$J = 6,9 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2.$$

A parcela referente a $J \cdot \alpha^2$ na equação da razão de potência (PR) é responsável pela aceleração de partida do motor, o que é efetuado pelo enrolamento secundário, que atua unicamente na partida até que o motor entre em regime de funcionamento à sua velocidade normal.

Portanto, com os dados acima:

$$PR = 42,3;$$

$$P_{\text{motor}} = 211 \text{ W.}$$

O motor utilizado tem potência nominal de 230 W, o que é totalmente satisfatório para acionar este cabeçote de precisão.

5.3 ASPECTOS CONSTRUTIVOS DO ACIONAMENTO

O que deve ser levado em conta é a forma de acoplar o motor (estator e rotor) com o mancal aerostático. Os requisitos principais são:

- Isolar termicamente o mancal do motor,
- Isolar dinamicamente o mancal do motor,
- Prover refrigeração ao motor.

Para permitir tanto o isolamento térmico como o dinâmico (em parte) optou-se por utilizar dois flanges, um fixo ao estator do motor (figura 33) e outro fixo à carcaça do mancal (figura 34).

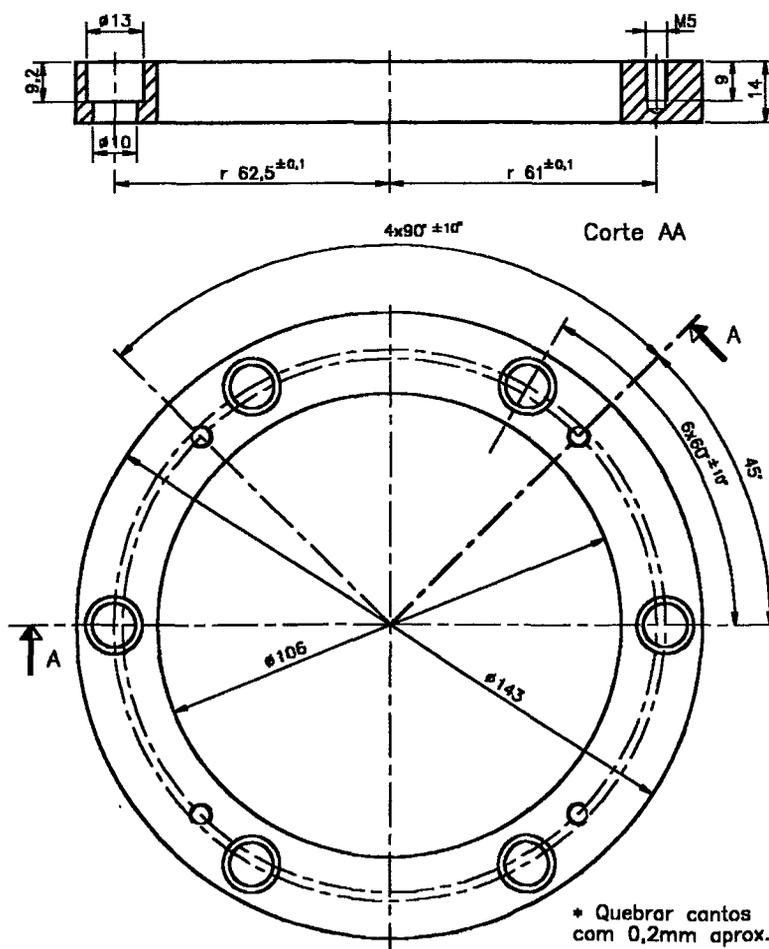


Figura 33 - Flange do motor

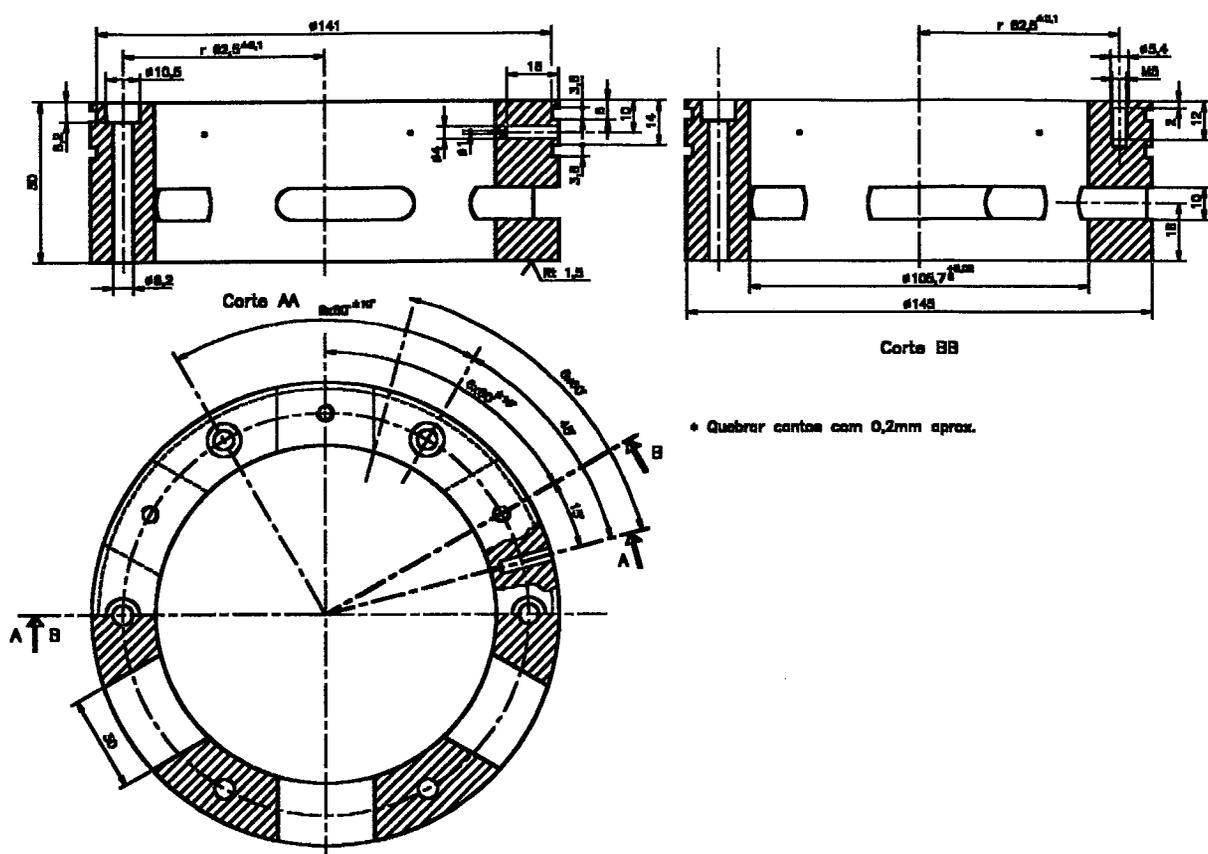


Figura 34 - Flange do mancal

Vale observar, na figura 34, os seis furos de 1 mm de diâmetro que são destinados a insuflar ar entre o rotor e o estator do motor elétrico a fim de refrigerá-lo. Na figura 34, os rasgos na altura de 18 mm do corte BB destinam-se à permitir o acesso para atuar nos parafusos de balanceamento do rotor plano do mancal.

Na figura 35 apresenta-se o projeto do eixo que une o rotor do mancal ao rotor do motor. Percebe-se que a referência de montagem no mancal está sob a superfície do mancal axial (banda de montagem) e não sob o diâmetro de 30 H7, conforme já comentado quando do projeto do mancal axial.

Completando estes dois capítulos de projeto (4 e 5), tem-se na figura 37 o desenho de conjunto do cabeçote com todas as suas partes identificadas.

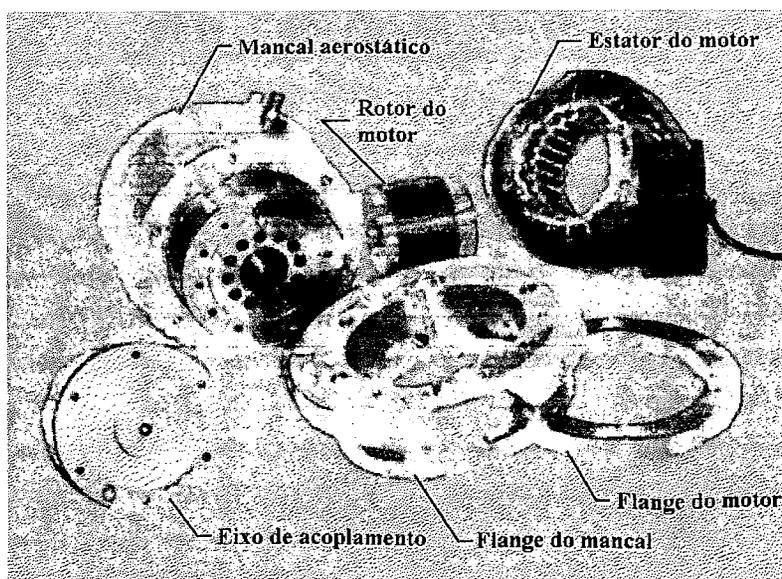
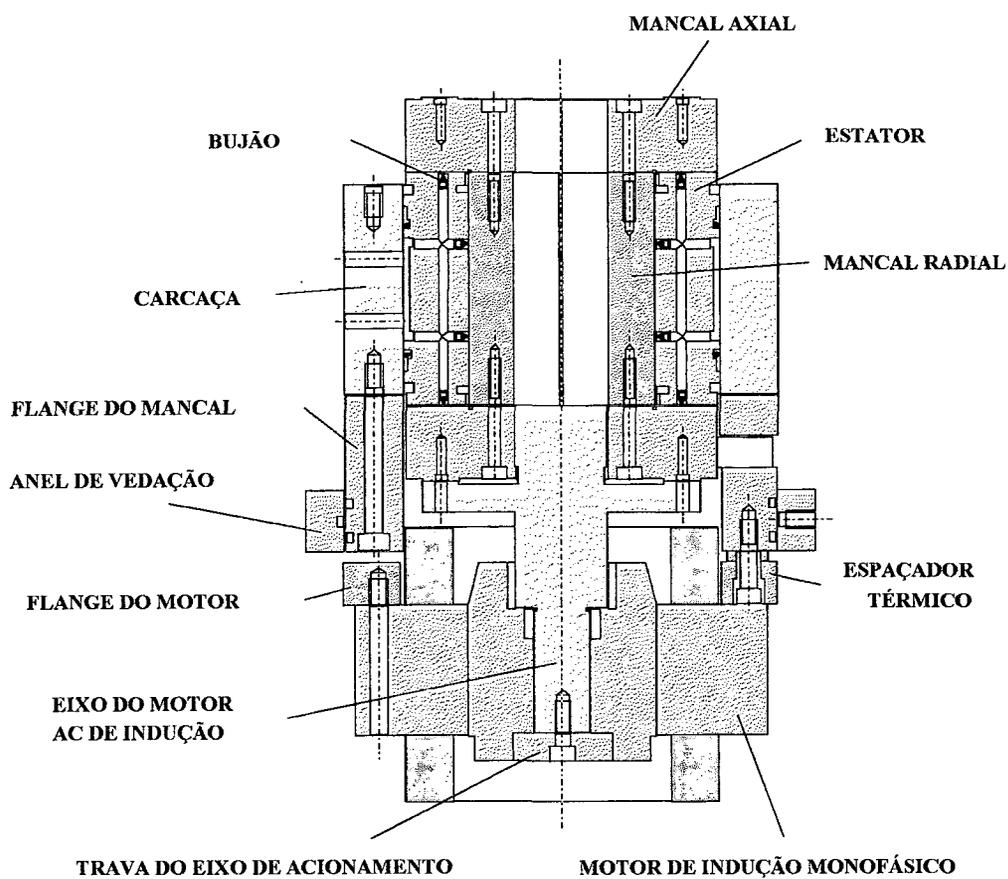


Figura 37 - O cabeçote de precisão

CAPÍTULO 6

FABRICAÇÃO, CONTROLE E MONTAGEM DO MANCAL

"Quidquid agis, prudenter agas et respice finem - if you measure, do it with the greatest care and remember the measuring error".

Geoffrey G. Thomas

Em função de tudo o que foi projetado, deve-se agora buscar meios que permitam fabricar estas peças, levando-se em conta suas apertadas tolerâncias. Toda usinagem que envolveu processos com ferramentas de geometria definida foi realizada no Laboratório de Mecânica de Precisão, porém a usinagem de retificação interna do estator teve que ser executada na Escola Técnica Tupy, por questão de limitação tecnológica. As demais etapas de retificação plana e cilíndrica externa, bem como a lapidação, foram processadas aqui mesmo neste Laboratório - LMP. Quanto ao controle dimensional, dispõe-se de uma Máquina de Medir por Coordenadas que está operacional no Laboratório de Metrologia deste departamento. O controle microgeométrico da superfície foi feito no Laboratório de Análise de Superfícies, também deste departamento; de forma que a estrutura aqui presente facilitou toda esta etapa de controle da fabricação.

Faz-se, então, uma apresentação de como foi desenvolvida a fabricação final de acabamento das peças do mancal, com alguma inovação na fabricação do rotor plano. A metodologia de fabricação dos restritores é totalmente nova, buscando atender a necessidade de manufaturar orifícios de 0,2 mm de diâmetro com fluxo de ar perfeitamente vertical em relação à sua superfície de saída. Apresentam-se algumas características medidas, que indicam o quanto se está dentro das tolerâncias especificadas no projeto, as quais afetam diretamente no comportamento de carga e rigidez do mancal dimensionado. Por fim, faz-se uma breve discussão dos problemas e cuidados observados durante a montagem, esperando que isto sirva como base para que trabalhos futuros não tenham que se deparar com os mesmos tipos de dificuldades.

6.1 ROTOR PLANO

O rotor plano apresenta como principais características de fabricação:

- peça deve ser fabricada com boa centragem para facilitar o balanceamento;
- superfície do mancal com erro de planicidade de $1\ \mu\text{m}$;
- paralelismo entre a superfície do mancal e a banda de montagem de $1\ \mu\text{m}$.

Quanto à centragem na fabricação, isto envolve apenas alguns cuidados extras no torneamento e na furação da peça, mas não apresenta nenhuma grande limitação tecnológica.

Para fabricar uma superfície com erro de planicidade de $1\ \mu\text{m}$ tem-se já alguns problemas. O natural seria considerar que o processo de fabricação ideal para este caso é a lapidação. Na retificação plana de passagem transfere-se muito os efeitos de vibração (principalmente devido à bomba de óleo para lubrificação das guias lineares) e os erros de deslocamento da mesa para a peça que se está fabricando.

Um processo ainda totalmente desconhecido no Brasil, mas utilizado pela firma Professional Instruments, USA, na fabricação de seus mancais do mesmo tipo, é a retificação plano-rotativa sobre uma mesa aerostática, figura 38. A mesa aerostática vem a ser uma mesa circular, de montagem de peças, apoiada sobre um mancal rotativo aerostático. Este processo apresenta a grande vantagem de, por não se estar executando o movimento de passagem rápida na guia linear, não haverem efeitos de vibração na mesa (a bomba de óleo para a guia pode ser desligada), além de que o mancal aerostático, pela sua suavidade de movimentação, permite que se obtenha superfícies retificadas com qualidade espelhada.

A idéia de se utilizar este processo surgiu quando da solicitação, por parte de uma firma de São Paulo (Aplivac), de se reconicionar dois mancais aerostáticos da extinta firma Protopbleile da Alemanha. A grande dificuldade de fabricação destes dois mancais (tipo esférico-plano) estava no fato de que a superfície plana era na verdade cônica, com uma conicidade de $1 : 7000$, o que representava uma diferença de altura de $5\ \mu\text{m}$ entre o diâmetro externo de $100\ \text{mm}$ e o diâmetro interno de $30\ \text{mm}$ /26/. A fabricação desta mínima conicidade convergente sugeriu um

estudo de novas tecnologias de fabricação, onde descobriu-se que a forma mais simples e barata seria de utilizar uma mesa aerostática em uma retificadora plana. Esta mesa teria a possibilidade de ser regulada quanto ao seu paralelismo em relação ao avanço transversal através de três parafusos diferenciais (para permitir maior sensibilidade na regulagem). Utilizando um relógio comparador micrométrico fixado na estrutura da retificadora, conseguiu-se determinar a posição correta para que fosse gerada tal superfície. O processo mostrou-se de extrema facilidade e abriu a possibilidade de se fabricar novas concepções de peças.

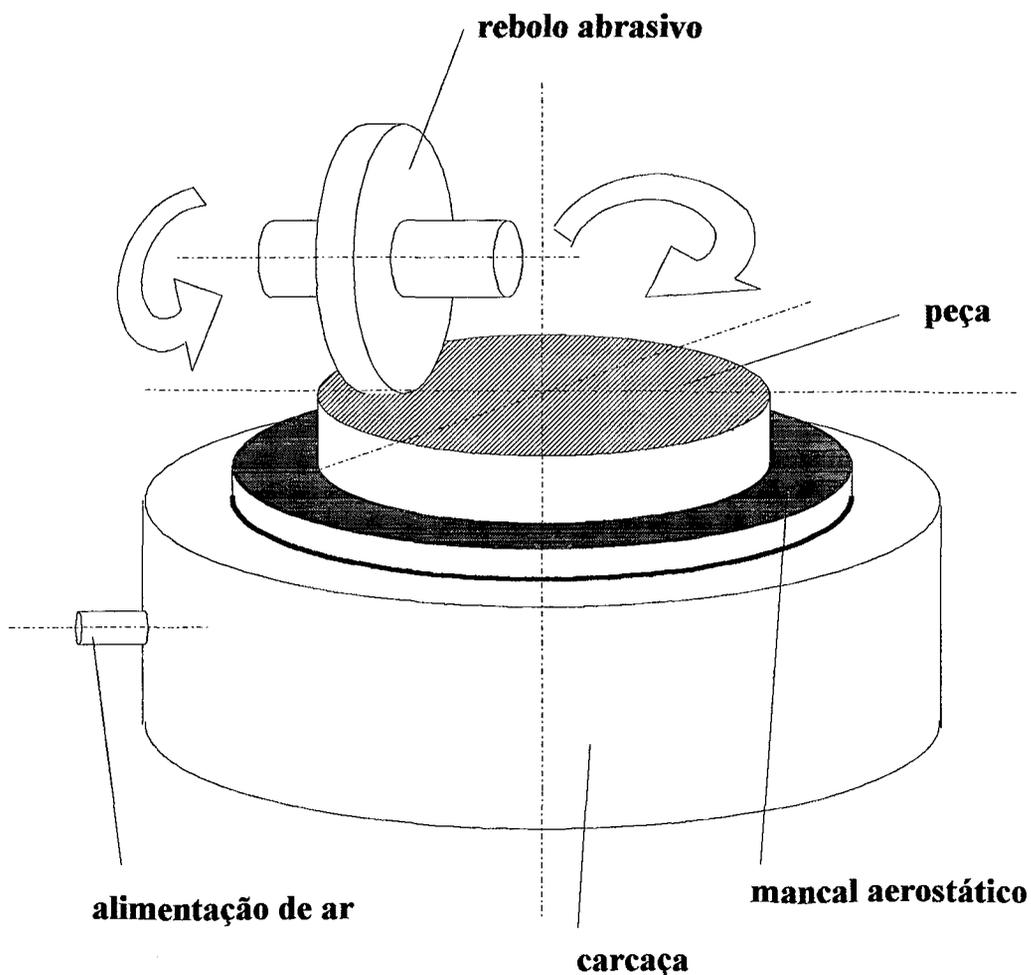


Figura 38 - Processo de retificação plano-rotativo

Para a fabricação do mancal tipo Yate (objeto desta dissertação), teria-se simplesmente que fabricar uma superfície perfeitamente plana. Fizeram-se alguns testes preliminares de retificação plano-rotativa, utilizando um mancal aerostático esférico-plano desenvolvido por Rocha /5/, e montado sobre uma estrutura de regulagem com três parafusos diferenciais. Do resultado da retificação, mediu-se o erro de planicidade resultante, bem como a rugosidade R_t e R_a . A mesma peça foi submetida posteriormente ao processo de lapidação, sendo também medidos estes três parâmetros: erro de planicidade, rugosidade R_t e R_a . Curiosamente obteve-se os mesmos valores para os três parâmetros em ambos os processos. Tentou-se, então, alterar algumas condições no processo de retificação plano-rotativo para verificar a possibilidade de melhorar os resultados, mas foi inútil; conseguiu-se apenas descobrir algumas condições piores, mas nunca melhorar o resultado já obtido. Obtinham-se sempre como melhores valores, para ambos os processos:

- erro de planicidade $\approx 1,2 \mu\text{m}$;
- rugosidade $R_t \approx 0,450 \mu\text{m}$;
- rugosidade $R_a \approx 0,045 \mu\text{m}$.

Traçando um perfil macrogeométrico da superfície na Máquina de Medir por Coordenadas, verificou-se que a superfície retificada sempre ficava levemente cônica (conicidade divergente), e isto não seria facilmente corrigido por um melhor nivelamento da mesa. A justificativa para tal efeito está no fato de que a rigidez angular do mancal utilizado era muito baixa para suportar a força de usinagem do processo de retificação, por mais que se estivesse utilizando a menor profundidade de corte possível ($\approx 5 \mu\text{m}$) além de um avanço extremamente lento.

Como este era o único mancal aerostático disponível, e os resultados de lapidação estavam exatamente na mesma ordem de valores dos resultados da retificação, optou-se por fazer uma retificação inicial nesta superfície do mancal e depois corrigi-la com uma rápida lapidação, figura 39.

Este processo de retificação, mesmo utilizando o mancal desenvolvido por Rocha /5/, mostrou-se de extrema importância para que se conseguisse fabricar a banda de montagem de peças com um erro de paralelismo especificado de $1\ \mu\text{m}$ em relação à superfície do mancal.

Após toda a fabricação, mediu-se este rotor plano, obtendo-se:

- erro de planicidade = $1,2\ \mu\text{m}$ $s = 0,5\ \mu\text{m}$;
- rugosidade $R_t = 0,381\ \mu\text{m}$ cut-off = $0,8\ \text{mm}$;
- rugosidade $R_a = 0,041\ \mu\text{m}$ cut-off = $0,8\ \text{mm}$;
- erro de paralelismo da banda de montagem $< 1\ \mu\text{m}$.

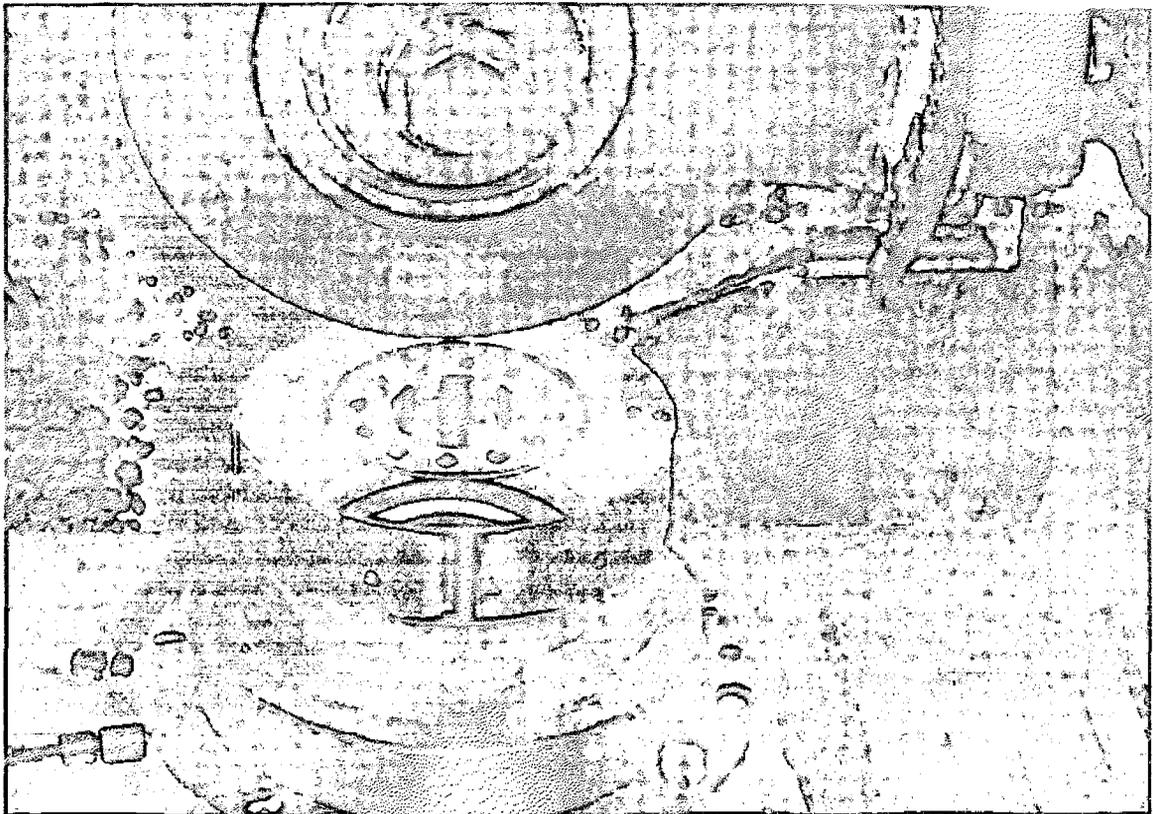


Figura 39 - Retificação plano-rotativa do rotor plano

Talvez a utilização de um mancal aerostático adequado (maior rigidez) permitisse obter melhores resultados, mas isto envolveria a fabricação de um novo mancal e toda uma estrutura de ensaios de retificação, o que está fora do escopo deste trabalho. Para estimular tal desenvolvimento futuro neste laboratório, fez-se um projeto de um mancal aerostático tipo Yate de 400 mm de diâmetro externo com sistema de nivelamento e mesa de montagem de peças, de modo que o projeto da mesa aerostática para o desenvolvimento de tal processo de retificação já está pronto no LMP, figura 40.

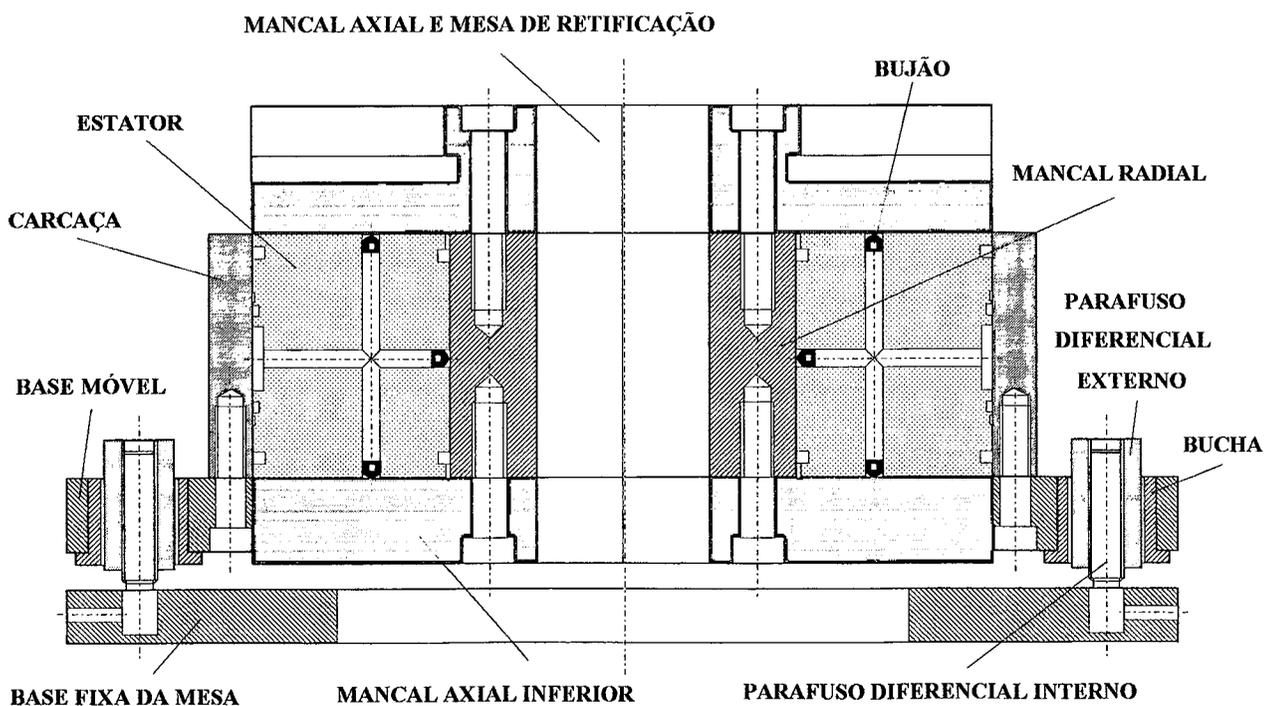


Figura 40 - Mesa aerostática

6.2 ROTOR CILÍNDRICO

O rotor cilíndrico não apresenta grande dificuldade de fabricação, o maior cuidado deve ser observado quando da retificação do diâmetro externo de 60 mm, de modo que este tenha baixo erro de cilindridade e que sua diferença para com o diâmetro interno do estator seja equivalente a duas vezes a folga projetada para o mancal radial.

O acabamento deste rotor foi realizado por retificação cilíndrica externa de passagem disponível no departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, porém esta máquina não é adequada para trabalhos de extrema precisão. Como resultados de controle obteve-se:

- erro de cilindridade = $6,1 \mu\text{m}$ $s = 2,3 \mu\text{m}$;
- diâmetro externo = $59,865 \text{ mm}$;
- rugosidade $R_t = 1,032 \mu\text{m}$ cut-off = $0,8 \text{ mm}$;
- rugosidade $R_a = 0,089 \mu\text{m}$ cut-off = $0,8 \text{ mm}$.

A rugosidade está dentro do valor especificado de projeto de $R_t = 1 \mu\text{m}$, o que representa um resultado bastante satisfatório para a análise do mancal radial. O maior problema é o erro de cilindridade excessivamente grande, quando o limite de projeto é de $1,8 \mu\text{m}$. Não foi possível reduzir este valor de erro, pois é extremamente difícil definir uma posição de montagem entre pontas que seja perfeitamente paralela ao movimento da guia da retificadora. Com esta dificuldade ocorre que o rotor cilíndrico fica sempre com uma pequena conicidade; portanto, este valor de erro de cilindridade não aparece como erro aleatório mas sim sob uma forma bem definida.

A solução foi aceitar o erro existente, uma vez que não havia formas de corrigi-lo nesta infra-estrutura, sem que se pudesse quantificar sua influência no resultado final. Pink e Stout, em seu trabalho, não avaliaram a influência de erros tão grandes no comportamento do mancal radial, de forma que os resultados aqui obtidos poderão servir de exemplo do que pode acontecer quando os erros tomam proporções maiores.

6.3 ESTATOR

O estator é a peça chave para o bom funcionamento de um mancal aerostático do tipo Yate. Como já comentado anteriormente, a pequena folga no mancal axial só será viável se for possível obter baixo erro de batimento plano. A fim de que o projeto seja bem sucedido, decidiu-se retificar o diâmetro interno em uma retificadora planetária de precisão (WMW) existente na Escola Técnica Tupy. Isto foi de extrema importância para garantir um melhor perpendicularismo entre o eixo do cilindro interno e a superfície do mancal axial (baixo erro de batimento plano).

A superfície plana foi retificada e lapidada pelos mesmos processos descritos para o rotor axial, de modo que os resultados para esta superfície foram essencialmente os mesmos, tanto para o erro de forma quanto para a qualidade microgeométrica. As características geométricas de controle do diâmetro interno do estator retificado foram:

- erro de cilindridade = $3,4 \mu\text{m}$ $s = 1,3 \mu\text{m}$;
- diâmetro externo = $59,896 \text{ mm}$;
- rugosidade $R_t = 1,564 \mu\text{m}$ cut-off = $0,8 \text{ mm}$;
- rugosidade $R_a = 0,113 \mu\text{m}$ cut-off = $0,8 \text{ mm}$;
- erro de batimento plano = $2,2 \mu\text{m}$ $\phi = 0,00254^\circ$.

Neste caso a rugosidade está além da especificada de $R_t = 1 \mu\text{m}$, o que pode causar alguns problemas na análise dos valores de ensaio do mancal radial, bem como afetar as características medidas sob carregamento de momento. Também o erro de cilindridade está acima do esperado. De modo geral torna-se difícil atestar a veracidade da análise de erros para resultados fora do padrão. Fica, então, a pergunta de que influências isto terá no resultado real de ensaio do mancal radial, pergunta esta que será respondida no capítulo seguinte.

O erro de batimento plano aqui obtido dificulta a montagem com folga no mancal axial de apenas $4 \mu\text{m}$. O resultado é muito bom para um processo de retificação, mas as limitações tecnológicas são ainda muito grandes para que se consiga baixar este valor de $1 \mu\text{m}$.

Levando em conta o maior afastamento inferior, medido para o diâmetro do estator, e o maior afastamento superior, medido para o diâmetro do rotor cilíndrico, calcula-se que a folga de montagem do mancal radial fique em torno de:

$$h_0 \approx 10 \mu\text{m}.$$

6.4 CARÇAÇA

A carcaça não é um elemento crítico para o funcionamento do mancal aerostático. O único detalhe construtivo importante é o paralelismo de sua face de fixação em relação à superfície do mancal axial no estator. Isto garante que o eixo de rotação do mancal fique bem determinado em relação à estrutura onde este será montado.

Para garantir este baixo erro, fez-se a retificação plano-rotativa da face da carcaça montada no estator, o qual serviu de referência para fixação sobre a mesa aerostática.

6.5 RESTRITORES

Na fabricação dos restritores deve-se garantir o diâmetro do mesmo e também que o fluxo de ar seja perfeitamente perpendicular à superfície de saída. Encontra-se, porém, certa limitação para usinagem de furos de 0,2 mm de diâmetro, conforme especificado no projeto. A solução adotada no Laboratório de Mecânica de Precisão tem sido de realizar uma moldagem utilizando resina epóxi. Esta metodologia desenvolvida apresenta o inconveniente de que os furos ficam inclinados em relação à superfície de saída, causando assim uma perda no perfil de pressão do mancal e, portanto, uma redução em suas características de carga e rigidez.

Neste trabalho desenvolveu-se uma nova tecnologia de moldagem utilizando resina isooftálmica (mais barata). Molda-se, agora, os orifícios de restrição nos bujões de latão que são posteriormente inseridos, prensados, na saída dos canais de alimentação de ar do mancal. Estes restritores são moldados em uma espécie de varal, para garantir o posicionamento, onde um inserto de nylon ocupa o espaço do orifício. Depois de secar a massa, período de 48 horas, retira-

se facilmente o inserto. Para garantir o diâmetro de 0,2 mm faz-se passar um arame calibrado deste diâmetro através do orifício moldado; figura 41.

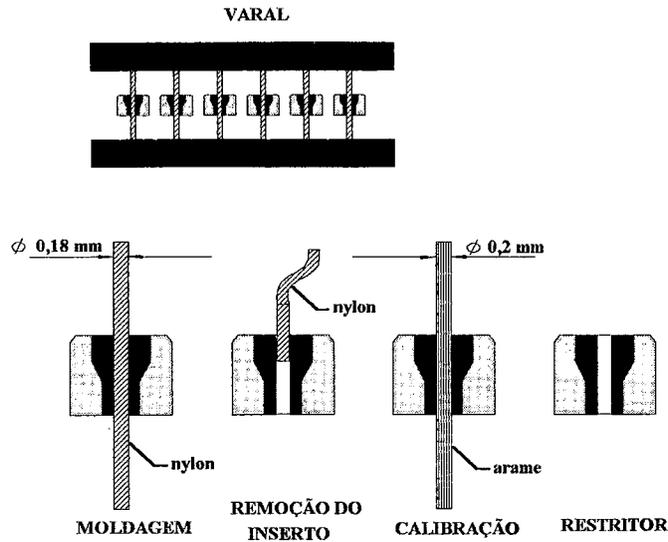


Figura 41 - O processo de moldagem do restritor

Como a moldagem é feita apenas nos bujões, e estes são posicionados posteriormente, consegue-se controlar a posição do orifício de forma que o fluxo de ar seja perfeitamente perpendicular à superfície de saída, figura 42.

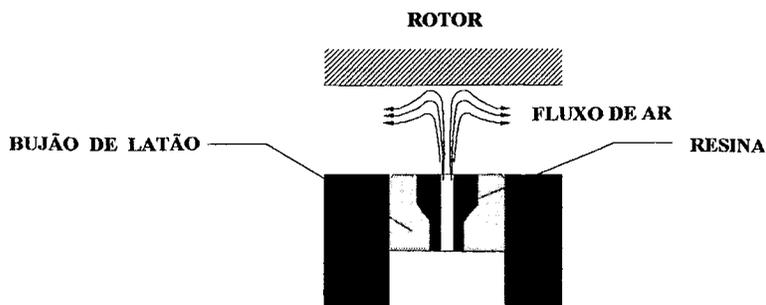


Figura 42 - Fluxo de ar no restritor

6.6 ACOPLAMENTO COM O MOTOR

Os flanges, os isoladores e o eixo são de fácil usinagem, não necessitando de nenhuma espécie de cuidado especial quanto à fabricação.

Com todas as peças devidamente fabricadas e controladas tem-se, agora, que montá-las a fim de que o mancal efetivamente funcione. Algumas regras básicas de montagem devem ser ressaltadas, para que a falha não ocorra justamente no final:

→ Limpeza: um mancal aerostático que funcione com folgas menores do que $10\ \mu\text{m}$ não permite montagem com partículas de poeira existentes no ar. A própria impressão digital do operador da montagem pode formar uma elevação de gordura e sujeira de aproximadamente $15\ \mu\text{m}$. Para evitar todos estes possíveis causadores de danos, o mancal foi montado com os seguintes cuidados quanto à limpeza:

- Limpou-se perfeitamente a mesa de montagem;
- Não havia mais nenhuma pessoa no local, portanto, sem deslocamentos de ar;
- Procedeu-se pré-limpeza dos componentes com ultrassom (remoção de gorduras);
- Usou-se luva cirúrgica para manusear as peças;
- Procedeu-se limpeza com benzina retificada e pano de seda;
- Insuflou-se ar limpo sobre as superfícies do mancal para retirada de partículas.

→ Condição de montagem: o mancal deve permanecer pressurizado durante a montagem (pressão ≈ 3 bar manométrica), e jamais deverá ser solicitado ou rotacionado sem a pressão de ar de operação de 10 bar, conforme projeto.

→ Fixação das peças: um grande problema existente na fixação são as distorções que ocorrem quando do torque diferenciado nos parafusos, que podem causar até 20 % de perda na capacidade de carga do mancal. Fez-se a fixação apertando os parafusos lentamente percorrendo um caminho em delta, até que todos estivessem com aproximadamente o mesmo torque (não havia disponibilidade de torquímetros).

Com estes preceitos garantidos conseguiu-se pleno sucesso na montagem do mancal.

CAPÍTULO 7

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

"When there's no experimenting there's no progress. Stop experimenting and you go backward. If anything goes wrong, experiment until you get to the very botton of the trouble".

Thomas Edison

Os erros dimensionais, erros de posicionamento, erros de forma e rugosidade que surgem durante o processo de usinagem são determinados tanto pela tecnologia de usinagem envolvida quanto pelas propriedades das máquinas utilizadas. Erros de usinagem causados pela máquina-ferramenta são devidos a movimentos relativos não intencionais entre a ferramenta e a peça, que se refletem como rugosidade, erros de forma e dimensionais independentes de sua dinâmica de usinagem e sua direção.

Através de suas propriedades, o cabeçote de uma máquina é um fator determinante da qualidade atingível em uma peça durante um determinado processo de usinagem.

Uma propriedade que é essencial para um cabeçote ideal é a habilidade de reter sua posição relativa à um sistema fixo de coordenadas espacial, independentemente do carregamento devido à velocidade, força de usinagem, vibração, influências térmicas, etc. Um cabeçote com habilidade de manter sua posição espacial fixa não existe, obviamente. Na verdade, ocorre que o rotor do cabeçote muda sua posição espacial constantemente. Isto é causado pelas propriedades estática, dinâmica, geométrica e térmica do cabeçote e sua interdependência com os valores de carga aplicada /3/.

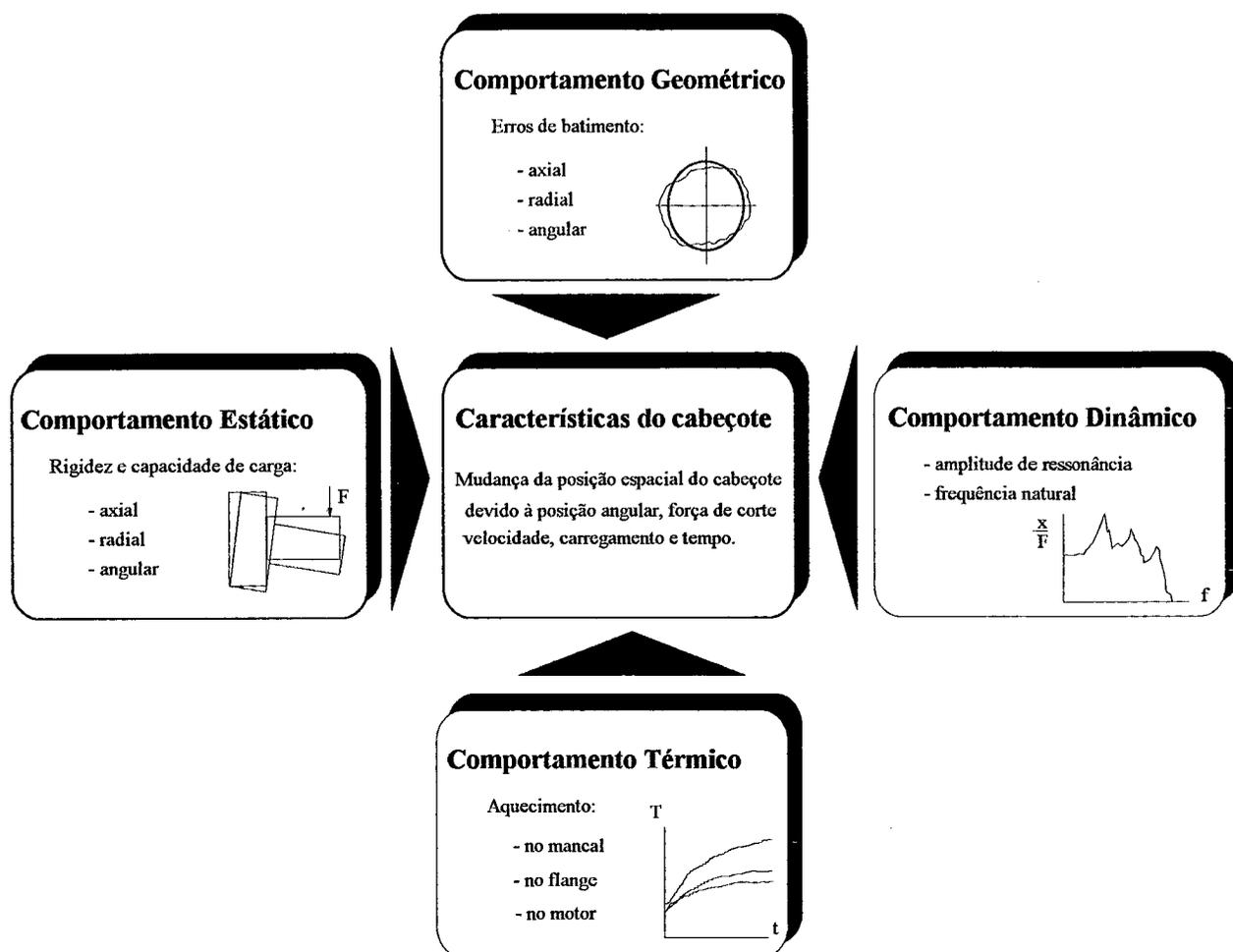


Figura 43 - Fatores influentes no comportamento do cabeçote

Na figura 43 mostram-se os fatores de influência sobre o comportamento do cabeçote, fatores estes que são analisados pormenorizadamente neste capítulo, onde apresenta-se a estrutura de ensaio, os resultados e uma conclusão em função de cada gráfico construído.

7.1 COMPORTAMENTO GEOMÉTRICO

No campo da Mecânica de Precisão, a realização de tolerâncias de forma, tolerâncias dimensionais e qualidade de superfície depende muito do comportamento geométrico do cabeçote.

O comportamento geométrico de um cabeçote, analogamente aos seis graus de liberdade de um corpo no espaço, é descrito por seis desvios individuais do eixo real de rotação em relação ao seu eixo ideal, figura 44.

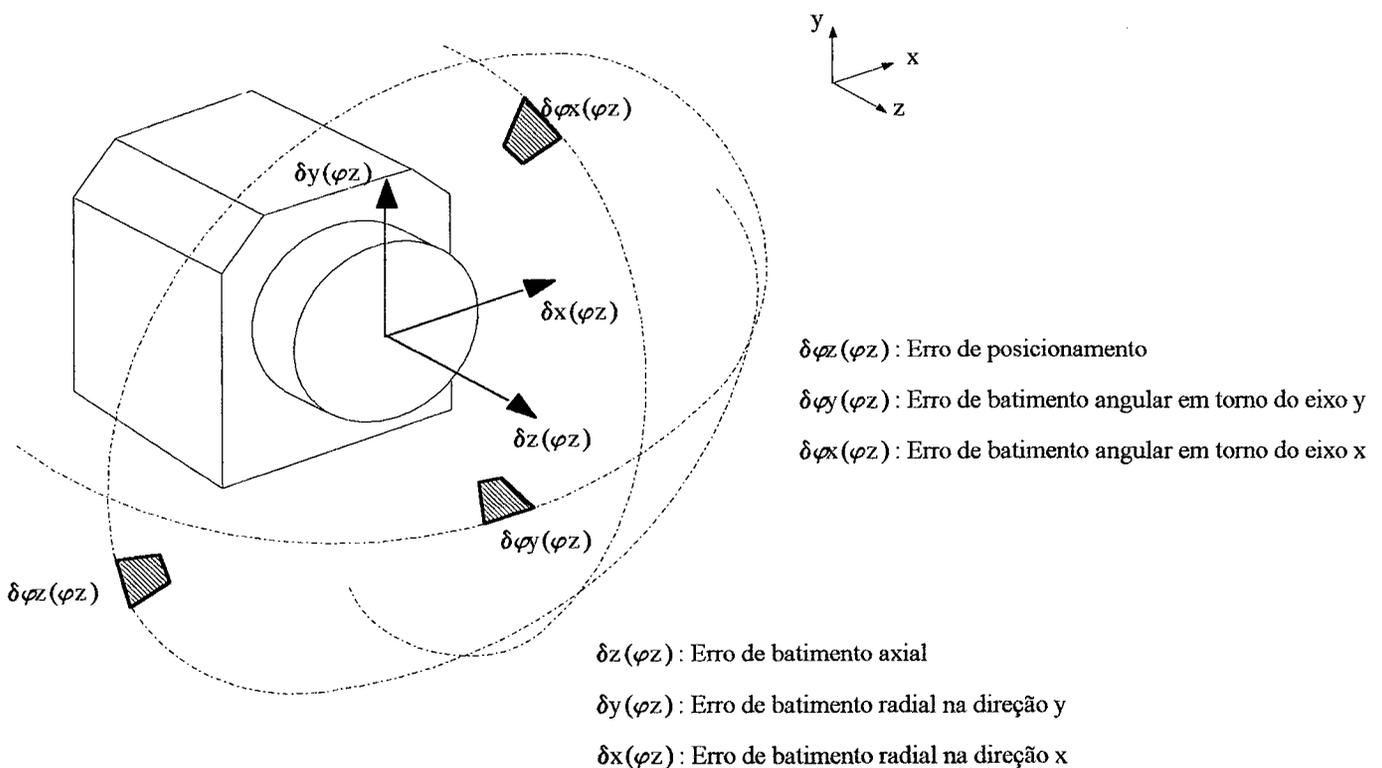


Figura 44 - Os seis erros básicos de batimento de um eixo de rotação /3/

Pelo uso destas definições, qualquer movimento aleatório do cabeçote em qualquer ângulo de rotação pode ser construído a partir dos desvios individuais mencionados acima.

Considerando a precisão do ponto de vista da peça a ser fabricada, é de interesse analisar apenas os erros de movimento na direção radial e axial bem como os movimentos angulares.

7.1.1 DIREÇÃO SENSÍVEL

Das considerações de movimento do cabeçote percebe-se que somente as componentes que são prejudiciais ao processo de usinagem devem ser avaliadas. Como resultado, pode-se definir diferentes direções de sensibilidade e não-sensibilidade para cada processo de usinagem /3/,/27/,/28/,/29/.

Todos os movimentos relativos entre a ferramenta e a peça, que têm uma componente na direção normal à superfície que se está produzindo, refletem diretamente no contorno da peça. Uma direção de movimento definida desta forma é chamada de "Direção Sensível".

Movimentos perpendiculares à direção sensível não têm ou têm pequena influência sobre a qualidade da peça que está sendo usinada. Esta direção de movimento é dita "Direção não-sensível".

Uma operação completa de rotação na direção x , por exemplo, pode ser descrita como de direção sensível. Todos os movimentos nesta direção ($\delta x(\varphi z)$, $\delta \varphi y(\varphi z)$) levam a erros de primeira ordem na superfície usinada. Movimentos perpendiculares à direção x não têm ou têm pequena influência na superfície produzida.

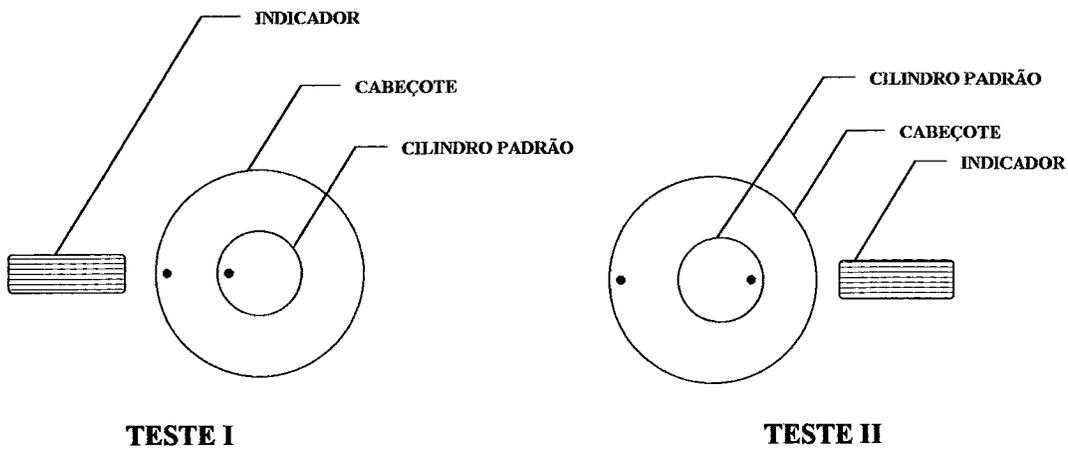
Seguindo esta metodologia de considerações, deve-se medir apenas os movimentos na direção sensível quando se quer avaliar o comportamento geométrico de um cabeçote. Os erros na direção não-sensível podem ser negligenciados, uma vez que estes têm influência de segunda ordem.

Os erros de batimento do cabeçote são exclusivamente determinados pelos erros de batimento do mancal, para baixas rotações; de modo que não é errado considerar que se está medindo, na verdade, os erros de batimento do mancal aerostático em questão.

Em função da dificuldade de se obter um cilindro padrão longo o suficiente para tratar a informação de batimento angular, faz-se aqui apenas a determinação dos erros de batimento axial e radial, que são ditos de direção sensível para os processos de torneamento cilíndrico e torneamento de faceamento.

7.1.2 ESTRUTURA DE ENSAIO

Os erros de batimento são medidos utilizando-se um cilindro padrão alinhado com o eixo de rotação do cabeçote. O movimento do cilindro é medido com um sensor indutivo com contato. Naturalmente, esta primeira medição produz uma composição dos erros do cabeçote, dos erros de forma da superfície do cilindro padrão, e dos erros de alinhamento deste cilindro com o eixo de rotação do cabeçote. Estes erros são separados pela técnica da Reversão descrita por Bryan /28/, figura 45.



O indicador acumula tanto os erros do cabeçote quanto do cilindro padrão:

$$E1 = S + C \quad (1)$$

$E1, E2$ - Erros medidos

S - Erro de batimento do cabeçote

C - Erro de forma do cilindro padrão

Tanto o cilindro como o indicador estão rotacionados de 180 graus em relação ao cabeçote:

$$E2 = -S + C \quad (2)$$

A MÉDIA DAS EQUAÇÕES 1 E 2 FORNECE:

$$\frac{E1 + E2}{2} = \text{Erro do cilindro padrão}$$

TESTE III

Mudando a polaridade do indicador no Teste II:

$$E2 = S - C \quad (3)$$

A MÉDIA DAS EQUAÇÕES 1 E 3 FORNECE:

$$\frac{E1 + E2}{2} = \text{Erro de batimento do cabeçote}$$

Figura 45 - Técnica da reversão

Os resultados da primeira medição são plotados em coordenadas polares. Antes de executar nova medição, o cilindro padrão e o sensor são rotacionados de 180° relativamente à posição angular do cabeçote. Este movimento permite que o sensor esteja na mesma posição relativa dos erros de forma do cilindro padrão, entretanto, os erros de movimento do cabeçote estão agora na forma inversa daquela medida da primeira vez. Plotando o segundo resultado de medição em coordenadas polares e superpondo as duas plotagens para o melhor ajuste pode-se eliminar os erros de alinhamento do cilindro padrão, determinado-se um valor médio de erro de forma deste cilindro. Se a polaridade do sensor for invertida para a segunda medição, determina-se diretamente o erro de batimento do cabeçote, que é justamente o objetivo deste ensaio.

O cilindro padrão foi fabricado no próprio laboratório, sendo este retificado, lapidado e polido, para evitar que picos de rugosidade afetassem os resultados. Por não se dispor de uma infra-estrutura adequada para a realização da medição de forma dinâmica, fez-se uma medição discreta dos erros em posições angulares definidas.

Como o processo de ajustagem das plotagens referentes à primeira e à segunda medições era um tanto complexa, fez-se um programa para ajustar as duas curvas, traçar o resultado de erro e indicar a sua grandeza. Tal programa, doravante denominado de RUN-OUT, foi desenvolvido no LMP junto ao grupo de auxílio computacional, CPD.

7.1.3 RESULTADOS E CONCLUSÕES

Nas duas páginas que seguem apresentam-se os gráficos de resultado de batimento axial e de batimento radial (figuras 46 e 47), bem como uma conclusão dos resultados obtidos. Ressalta-se que abaixo do gráfico é apresentado um quadro com as condições básicas do ensaio, bem como da forma de tratamento da Grandeza de Medição e o valor da Variação Máxima dos resultados experimentais. As curvas com traçado fino representam as duas medições, e a curva de traçado grosso o resultado final de erro de batimento.

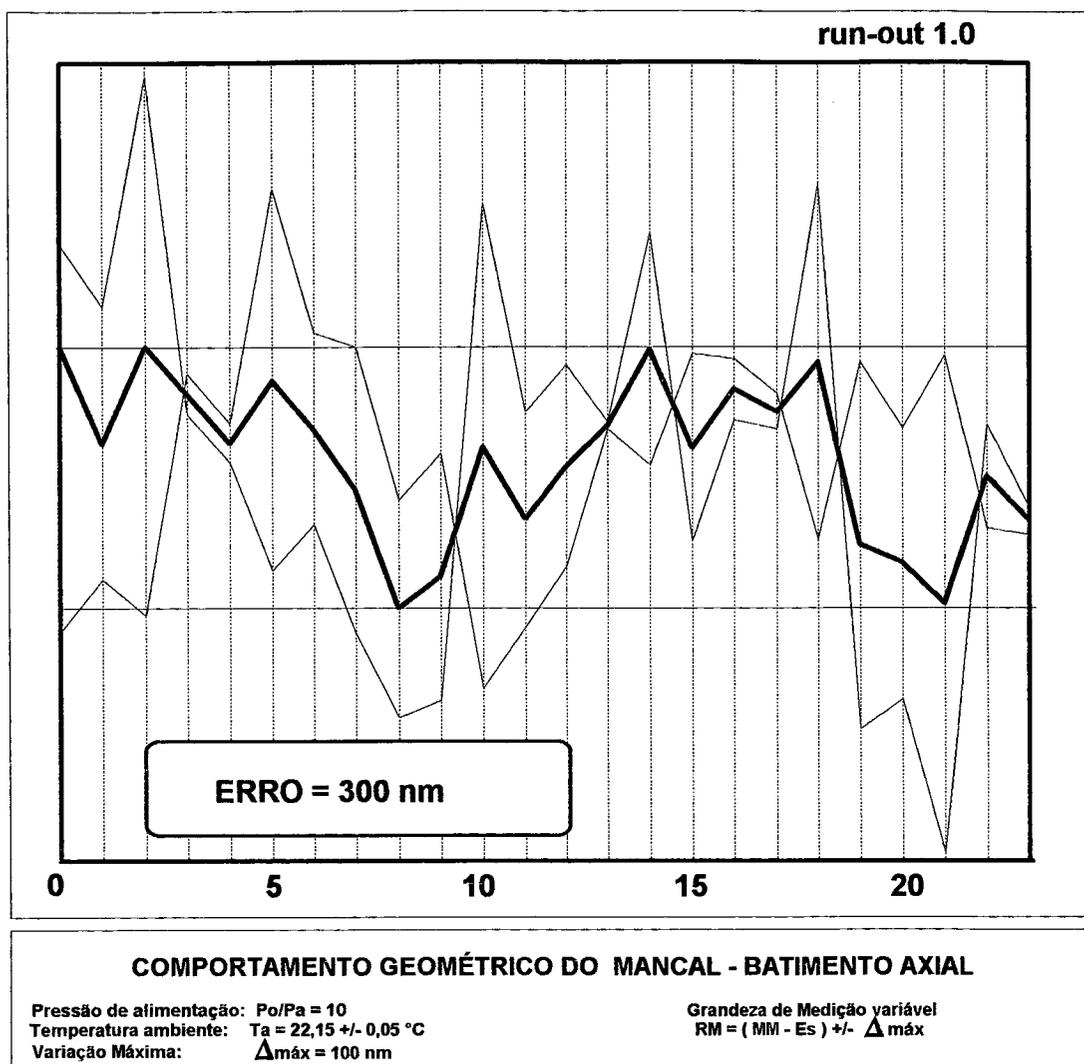


Figura 46 - Ensaio de batimento axial

Conclusão:

O erro de batimento axial de 300 nm é um ótimo valor para um cabeçote com fins de usinagem de precisão. Os melhores mancais aerostáticos tem erros de batimento axial em torno de 50 nm. A explicação deste erro estar acima de um ideal de 50 nm está calcada no fato de que os erros de forma do mancal ficaram acima das especificações iniciais.

O valor de 300 nm representa, entretanto, um passo importante na qualificação de novos mancais aerostáticos a serem desenvolvidos.

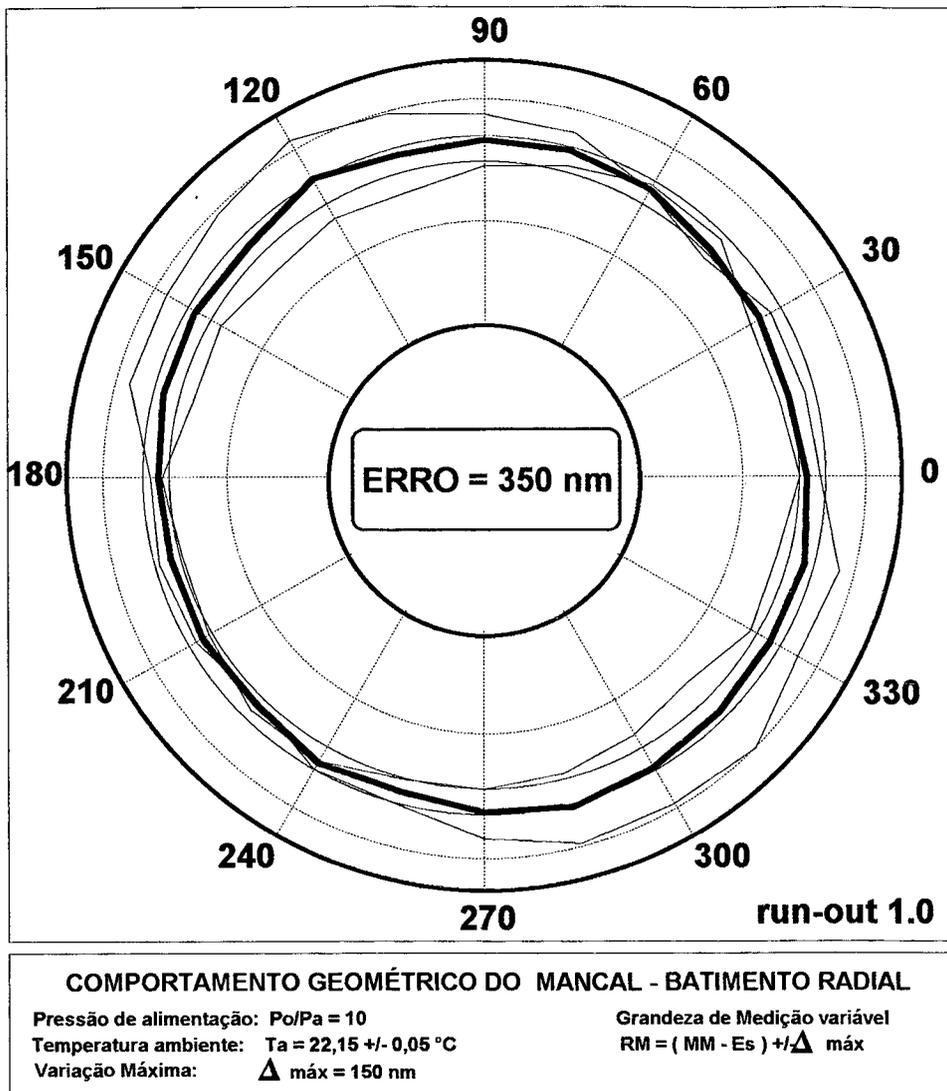


Figura 47 - Ensaio de batimento radial

Conclusão:

Novamente chega-se a um bom valor, erro de batimento radial de 350 nm. Apesar da Varição Máxima ser de 150 nm, o que exprime a faixa máxima de flutuação dos resultados experimentais, pode-se afirmar que este mancal está perfeitamente enquadrado dentro da faixa de erro comum para mancais aerostáticos. Um objetivo de futuro seria de reduzir este erro para 50 nm, também. Para tanto necessita-se de máquinas especiais para cumprir os apertados requisitos de tolerâncias nas peças do mancal.

7.2 COMPORTAMENTO ESTÁTICO

O cabeçote é dimensionado para executar a função de suporte de uma peça durante a operação de usinagem. As cargas envolvidas na usinagem de precisão são extremamente pequenas, entretanto, deseja-se trabalhar com baixíssimas deflexões da estrutura. Quem determina o comportamento do cabeçote quanto às capacidades de carga e rigidez é o mancal aerostático.

O projeto aqui proposto visa maximizar a rigidez do mancal em detrimento da capacidade de carga. A rigidez é o fator principal para determinar a boa qualidade estática de um cabeçote.

Os ensaios realizados visam levantar as curvas de capacidade de carga e derivar, a partir destas curvas experimentais, as curvas de rigidez em função da excentricidade do mancal. Foram feitos ensaios para o levantamento de comportamentos característicos para carregamentos:

- axial;
- radial;
- angular.

No levantamento destas curvas experimentais faz-se importante conhecer perfeitamente a folga de trabalho do mancal, h . Nenhuma literatura conhecida trata do assunto de avaliação da folga, de modo a identificar a diferença entre:

- folga teórica de projeto, h_0 ;
- folga de montagem, h_m ;
- folga de trabalho, h .

A folga teórica de projeto fica bem definida como sendo aquela folga calculada no dimensionamento do mancal, portanto, esta é a folga almejada. Para as folgas de montagem e de trabalho a questão é um pouco mais complexa.

Em função dos erros de forma e da rugosidade das superfícies do rotor e do estator, tem-se uma certa acomodação quando da ausência de ar. Quando se começa a alimentar ar para o mancal, este tem um certo deslocamento normal à superfície, formando assim uma diminuta folga. Neste instante, entretanto, o mancal não tem ainda liberdade de rotação.

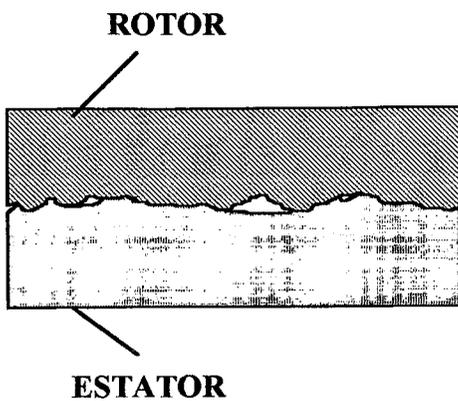
Aumentando-se ainda mais a pressão, a folga aumenta, até que em determinado instante o mancal passa a girar livremente, em ausência de atrito. Com pressão total de trabalho o mancal tem sua folga máxima. Percebe-se assim que, do curso total da folga medida, apenas em uma determinada fração observa-se giro livre do mancal. Esta fração será tanto maior quanto menor forem os erros de forma e a rugosidade das superfícies. Quando se deseja um mancal com excelente rigidez deve-se cuidar para que a folga de montagem seja praticamente a mesma da folga de trabalho, em outras palavras, que os erros de forma e a rugosidade sejam os menores possíveis. Quanto maior a diferença entre estas duas folgas conceituais maior será o volume de ar sem atuação no mancal, e como o ar é compressível, isto afeta de sobremodo na rigidez, mas quase não causa efeitos na capacidade máxima de carga do mancal.

Este curso total de folga passa a ser denominado de folga de montagem, enquanto que a fração referente ao giro livre do mancal, de folga de trabalho. Sempre que se estiver referindo a uma determinada folga do mancal em um experimento, está-se considerando que esta folga é a de trabalho, a qual tem valor zero no instante em que o mancal tem liberdade de rotação.

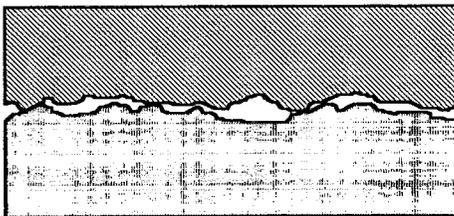
A diferença entre a folga de montagem e a folga de trabalho deve ser da mesma proporção que a soma dos erros de forma das duas superfícies do mancal (rotor e estator); e isto é realmente verdade. Foram feitas medições e comparou-se os resultados com os erros de forma medidos.

Nos gráficos experimentais que serão discutidos a seguir observa-se que nenhuma curva experimental inicia realmente no cruzamento dos eixos (zero); isto é devido ao fato de que o mancal apresenta peso próprio, o qual deve ser levado em consideração, ou seja, somando-se à capacidade de carga obtida nos ensaios.

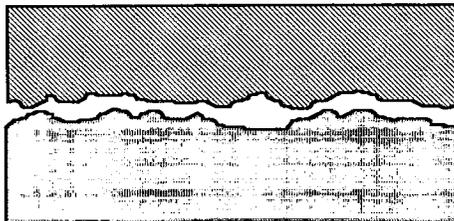
Na figura 48 procura-se representar esquematicamente as diversas situações da folga do mancal e de sua liberdade de rotação, quando do aumento da pressão de alimentação de ar.



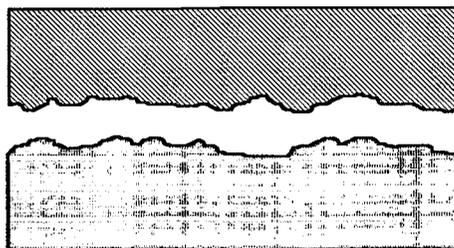
- a) Mancal sem alimentação de ar
 $hm = 0$



- b) Alimentação de ar com baixa pressão, P_2
 há uma folga mas o mancal ainda não gira livre
 $hm > 0$, h inexistente



- c) Alimentação de ar com baixa pressão, $P_1 > P_2$
 o mancal está no limiar de girar livremente
 apenas alguns picos de rugosidade impedem
 a ausência do atrito
 $h = 0$



- d) Alimentação de ar com pressão total, $P_0 > P_1 > P_2$
 o mancal tem total liberdade de rotação
 hm é máximo, h é máximo

Figura 48 - Comportamento da folga do mancal com a pressão

7.2.1 ENSAIO COM CARREGAMENTO AXIAL

Na execução deste ensaio mediu-se o deslocamento com aplicação de carga na direção do mancal axial. O ensaio foi repetido três vezes, medindo-se, também, o laço de histerese. Utilizou-se um sensor indutivo de deslocamento com contato e uma unidade de tratamento de sinais KS, ambos calibrados na véspera dos experimentos /30/. Para aplicação de carga utilizou-se pesos padrões de 5, 2 e 1 kgf. As demais condições de ensaio e forma de tratamento dos resultados são apresentados logo abaixo dos respectivos gráficos. Na figura 49 apresenta-se a estrutura de ensaio.

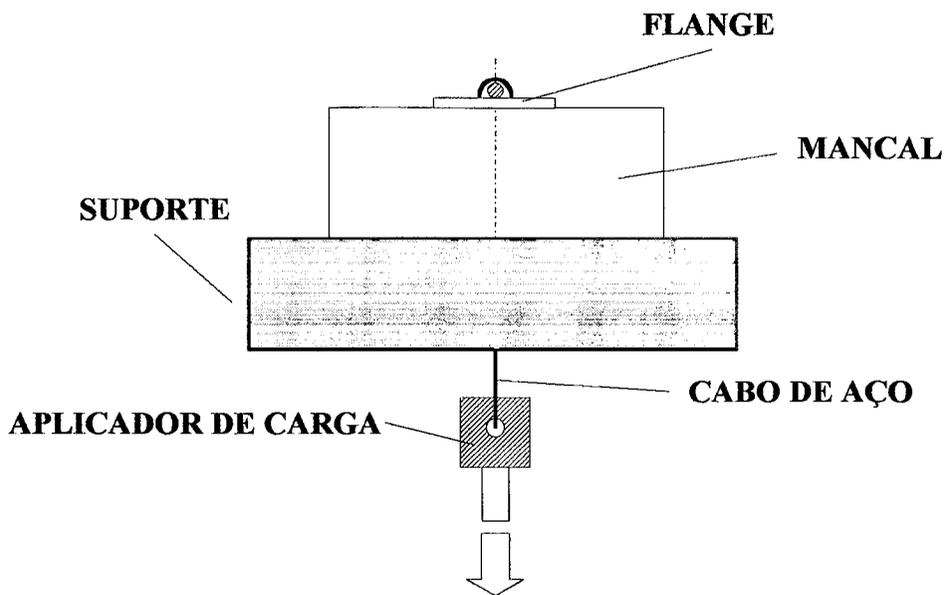


Figura 49 - Estrutura de ensaio de carregamento axial

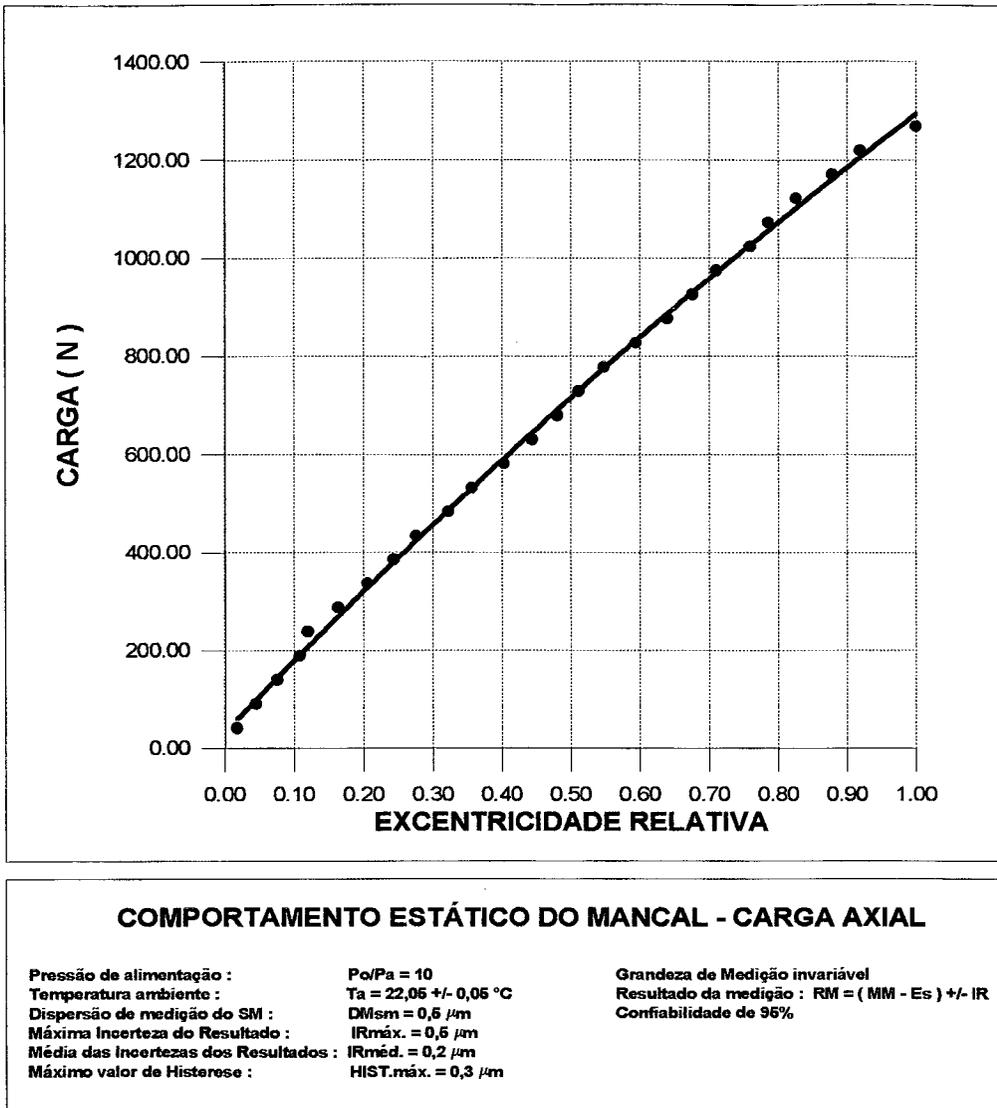


Figura 50 - Comportamento estático de carga axial

Conclusão:

O comportamento de carga axial foi bastante condizente com o que foi dimensionado. O resultado de capacidade máxima de carga e de trabalho estão em perfeito acordo com a teoria utilizada. Esperava-se, entretanto, que a curva apresentasse um ponto de inflexão bastante nítido, devido à instabilidade estática, o que não ocorreu; com isto ter-se-á certa dificuldade na avaliação do comportamento da curva de rigidez, que é obtida pela derivação da curva de carga.

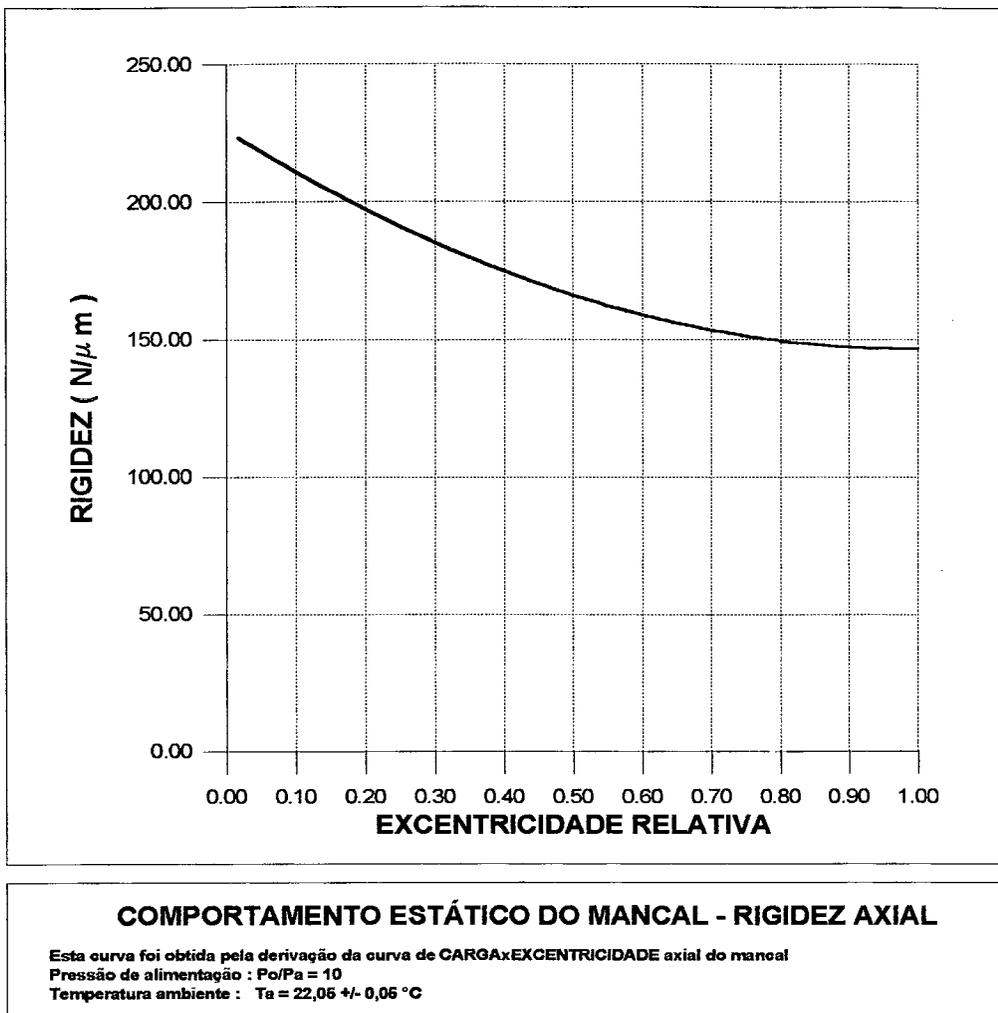


Figura 51 - Comportamento estático de rigidez axial

Conclusão:

O valor máximo da curva de rigidez está abaixo do calculado, entretanto, em função do erro de batimento plano do estator ser maior do que o planejado, a folga axial de trabalho fica maior do que o dimensionado, $h = 7,40 \mu\text{m}$ (contra $4 \mu\text{m}$ calculado). Isto justifica plenamente o valor máximo de rigidez medido, que é, contudo, um bom resultado. O comportamento da curva é um pouco diferente do esperado, e isto é explicado pela dificuldade de se utilizar a derivada de uma curva experimental; pequenos erros na curva de carga levam a variações sensíveis no comportamento da curva de rigidez (nem tanto sobre o valor máximo).

7.2.2 ENSAIO COM CARREGAMENTO RADIAL

Para o ensaio com carregamento radial procedeu-se de forma semelhante ao ensaio anterior, utilizando o mesmo sistema de medição e as mesmas massas padrão. Agora o mancal é fixado na posição horizontal e os cabos de aço passam por uma polia fixa ao mancal, de forma que o grau de liberdade de rotação não está restringido durante a execução do ensaio, figura 52.

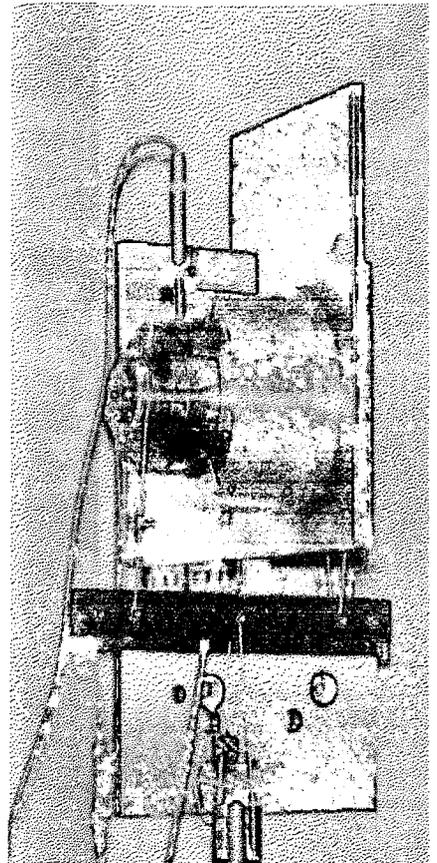
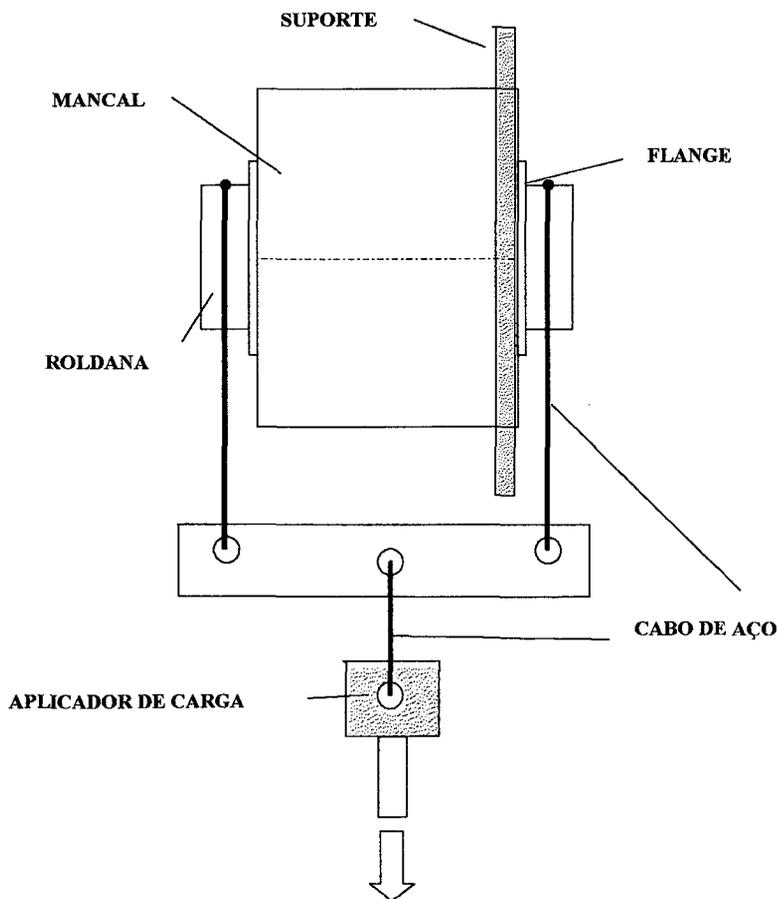


Figura 52 - Estrutura de ensaio de carregamento radial

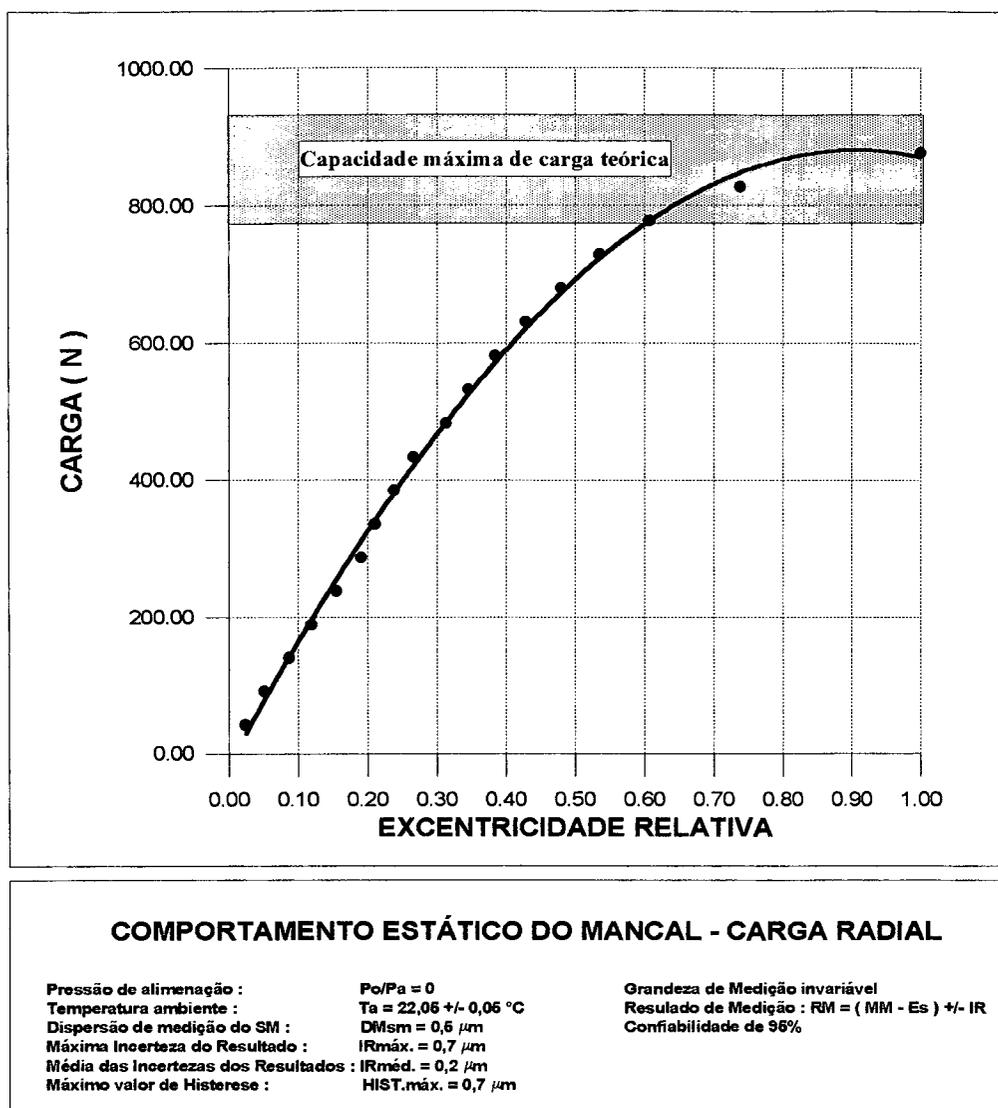


Figura 53 - Comportamento estático de carga radial

Conclusão:

A curva de comportamento de capacidade de carga radial comporta-se da forma esperada. O valor máximo de capacidade de carga medido para este mancal está corretamente dentro da faixa dimensionada (retângulo hachurado na figura 53), o que permite concluir que a teoria de dimensionamento e a de análise de erros são coerentes. A característica da curva com a excentricidade também é a esperada, mostrando uma região de máxima capacidade de carga para $\epsilon = 0,9$ o que condiz com todos os resultados teóricos estudados.

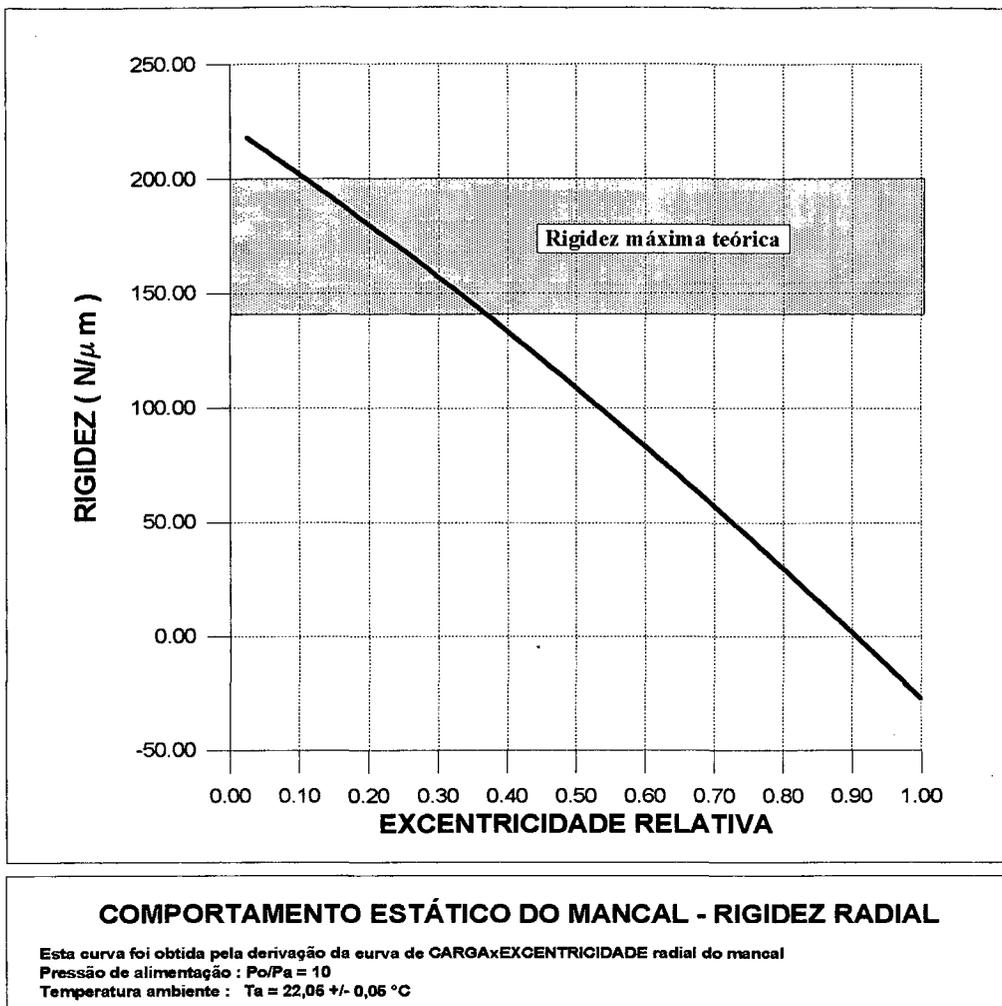


Figura 54 - Comportamento estático de rigidez radial

Conclusão:

A curva de rigidez está de acordo com os comportamentos observados nas mais diversas teorias de dimensionamento estudadas. O valor máximo de rigidez ficou acima do limite calculado (retângulo hachurado na figura 54) uma vez que a folga de trabalho está um pouco menor do que a folga dimensionada, $h = 8,40 \text{ } \mu\text{m}$ (contra $9 \text{ } \mu\text{m}$ calculado).

7.2.3 ENSAIO COM CARREGAMENTO ANGULAR

Para o ensaio com carregamento angular utilizou-se um dispositivo que aplica um momento no mancal aerostático. A bancada de ensaio é basicamente a mesma utilizada para o ensaio radial, exceto por uma mudança de direção em um dos cabos de aço, para permitir a aplicação do torque, figura 55.

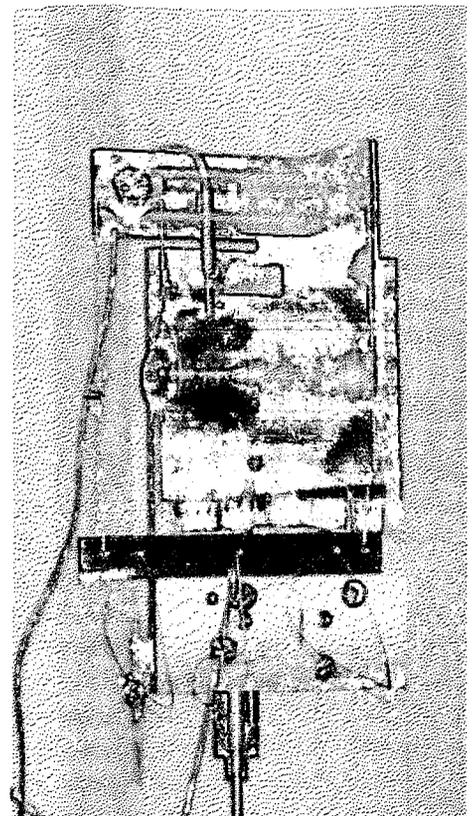
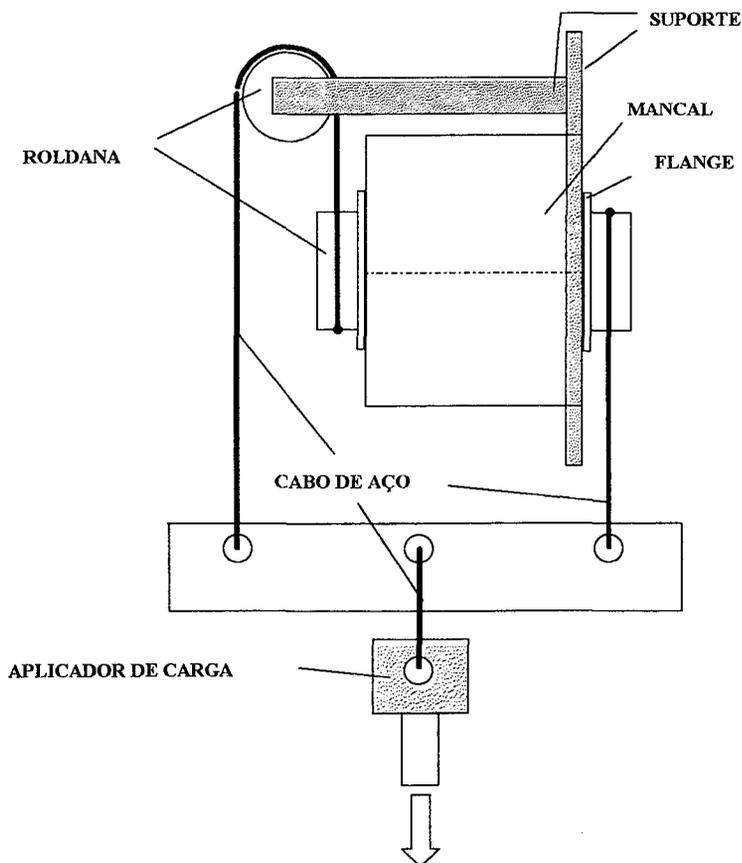


Figura 55 - Estrutura de ensaio de aplicação de momento

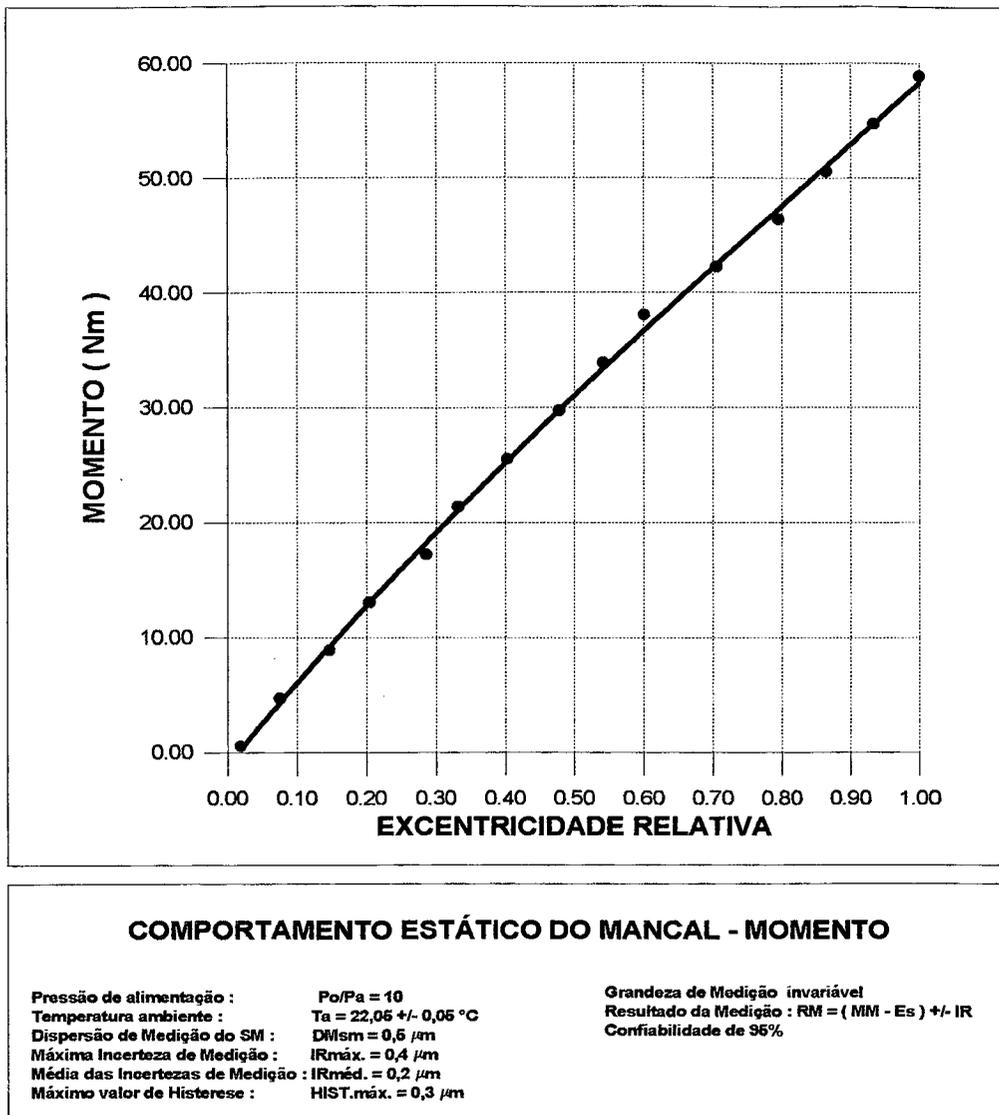


Figura 56 - Comportamento estático de momento

Conclusão:

O comportamento do mancal aerostático frente ao carregamento de momento é reflexo do comportamento conjunto dos mancais axial e radial. Como o mancal axial apresenta certa redução em suas características, devido ao maior erro de batimento plano do estator, tem-se aqui uma pequena redução no valor máximo de momento medido em relação ao previamente dimensionado.

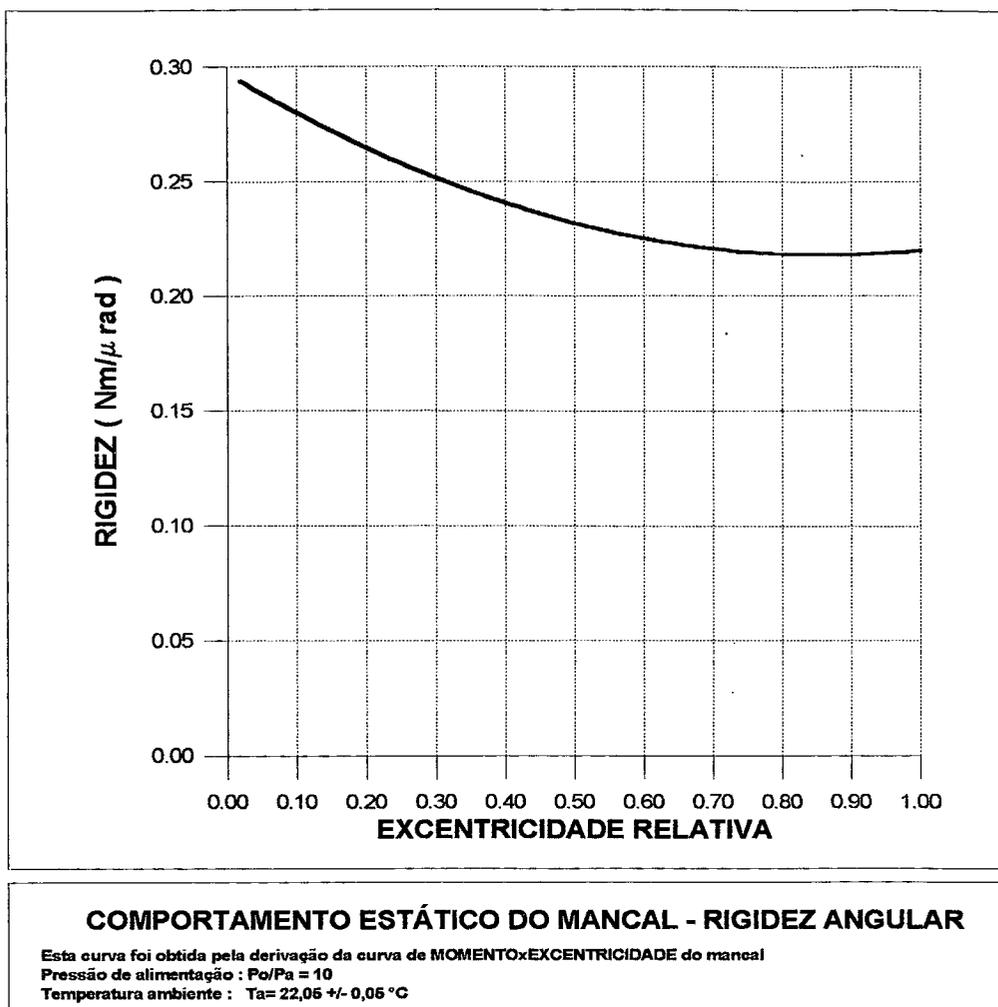


Figura 57 - Comportamento estático de rigidez angular

Conclusão:

Em função do aumento da folga do mancal axial, como consequência do erro de batimento plano do estator, tem-se aqui, também, certa redução do valor de rigidez angular em relação ao que foi dimensionado, $K_A = 0,82 \text{ Nm}/\mu\text{rad}$.

7.3 COMPORTAMENTO TÉRMICO

As distorções termoelásticas de uma máquina-ferramenta afetam sobremaneira a precisão operacional da máquina. Fontes internas e externas à máquina causam gradientes de temperatura ao longo de toda a estrutura da máquina-ferramenta. Devido à estes gradientes de temperatura, geram-se distorções em cada componente, o que leva a deslocamentos relativos entre ferramenta e peça a ser usinada /3/.

O cabeçote é provavelmente a maior fonte interna de calor em uma máquina-ferramenta de precisão. Uma elevação demasiada de sua temperatura pode causar uma variação sensível na profundidade de corte, no caso de usinagem de faceamento por exemplo.

Não apenas os efeitos de deformações ou de gradientes térmicos com o resto da máquina-ferramenta são importantes, de extrema importância é o efeito de variação da folga do mancal aerostático em função dos gradientes térmicos.

Pode-se considerar, para este projeto de mancal, que uma elevação térmica de 5 °C é plenamente aceitável, não causando nenhum efeito maléfico perceptível sobre o comportamento característico do mancal.

Em função do motor utilizado gerar muito calor, utilizou-se um sistema de isolamento térmico e um sistema de refrigeração. A intenção destes ensaios foi de verificar a funcionabilidade destes sistemas. Para tanto, mediu-se a variação da temperatura com o tempo de uso e com o número de partidas seguidas.

Fez-se uso de três termoresistores posicionados:

- nas placas de ferro-silício do motor elétrico;
- no flange do motor;
- na carcaça do mancal aerostático.

Nas duas figuras a seguir apresentam-se os resultados destes ensaios, bem como uma breve conclusão da viabilidade do sistema de isolamento e refrigeração.

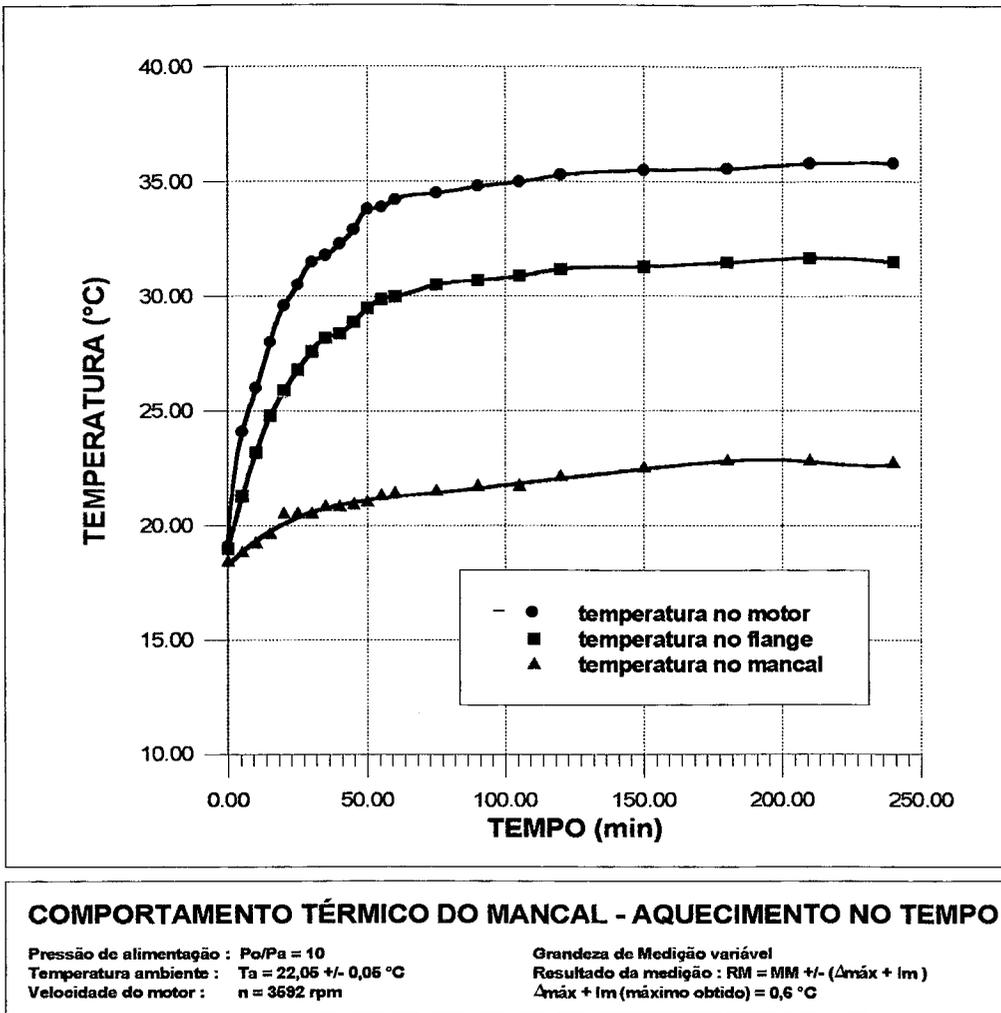


Figura 58 - Comportamento térmico com o tempo de funcionamento

Conclusão:

O motor AC de indução mostrou um sensível aumento de temperatura, porém não exagerado em função do fluxo de ar de refrigeração que passa pelo entre-ferros. O aumento de temperatura do mancal ficou dentro da faixa aceitável. Destas curvas pode-se dizer que o sistema entra em regime a partir de aproximadamente 100 minutos de funcionamento em vazio.

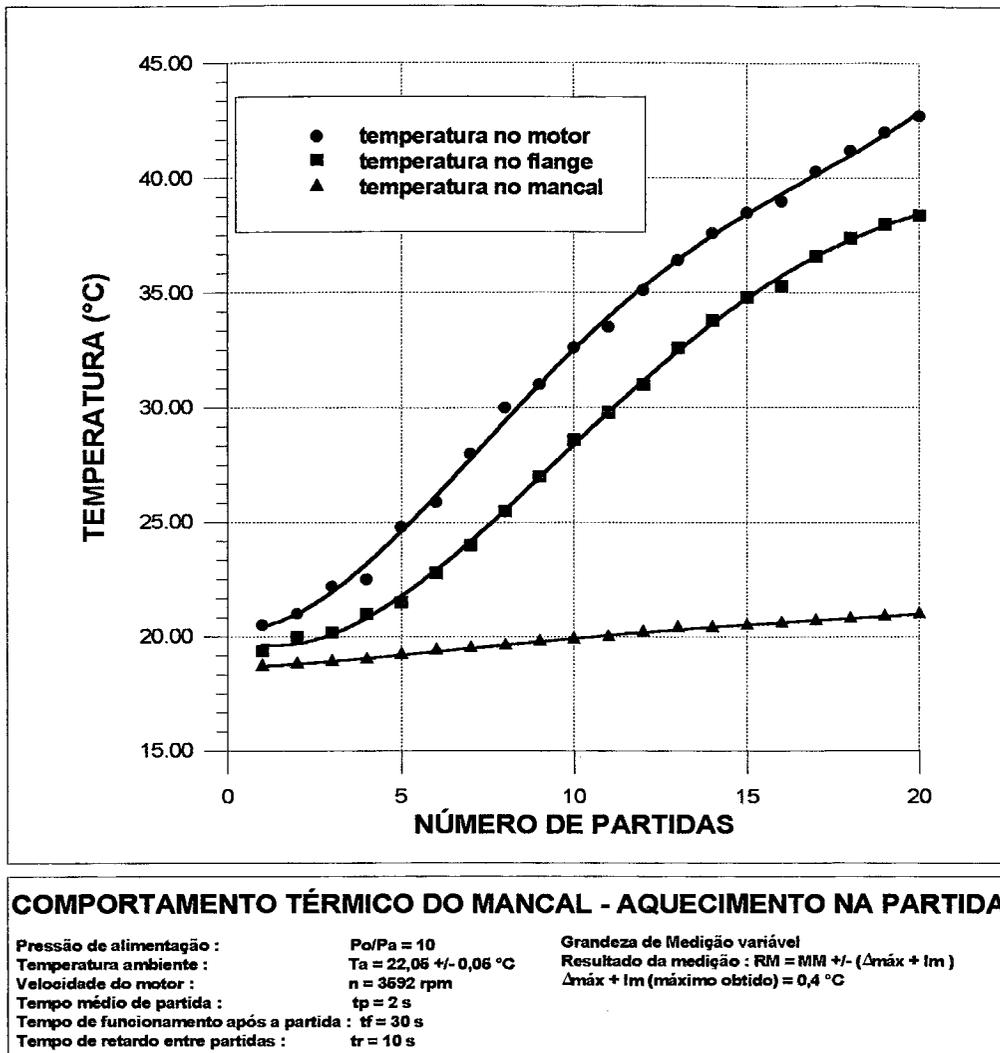


Figura 59 - Comportamento térmico com o número de partidas

Conclusão:

Realizando-se uma série de partidas e paradas no cabeçote verifica-se praticamente o mesmo fenômeno observado nas curvas da figura 58, com baixa elevação de temperatura no mancal, até mesmo devido ao atraso térmico.

7.4 COMPORTAMENTO DINÂMICO

Conseguir um mancal otimizado quanto ao comportamento estático não significa que este esteja em boas condições dinâmicas. Quando as forças de usinagem, as quais têm comportamento dinâmico, aproximam-se da frequência natural do cabeçote, ocorrem substanciais deslocamentos do eixo de rotação. Isto procede, pois na frequência natural o mancal apresenta seu menor amortecimento /31/,/32/,/33/,/34/.

Com o ensaio dinâmico pretende-se comprovar ou não que este cabeçote tem condições de operar na faixa de rotações até 10.000 rpm. Para que o resultado seja positivo precisa-se que a frequência, do ponto na curva de inertância com decaimento de 3 dB em relação ao máximo da frequência crítica do cabeçote, esteja acima destes 10.000 rpm, ou seja, acima de 167 Hz. Faz-se um cálculo, considerando que o sistema tenha apenas um grau de liberdade, para avaliar a rigidez dinâmica do mancal, a qual deve ter valor próximo ao da rigidez estática:

$$K_d = \omega_n^2 \cdot m, \text{ onde}$$

$$\omega_n = 2\pi \cdot f_c, \text{ sendo que:}$$

m - massa do conjunto testado;

f_c - frequência crítica de ressonância.

Nos ensaios utilizou-se um analisador de espectros da HP como sistema de aquisição e tratamento do sinal. Com um martelo de nylon deu-se um sinal em impulso para o mancal, sendo então a resposta medida com um acelerômetro piezelétrico.

Fez-se medições nas direções:

- axial;
- angular.

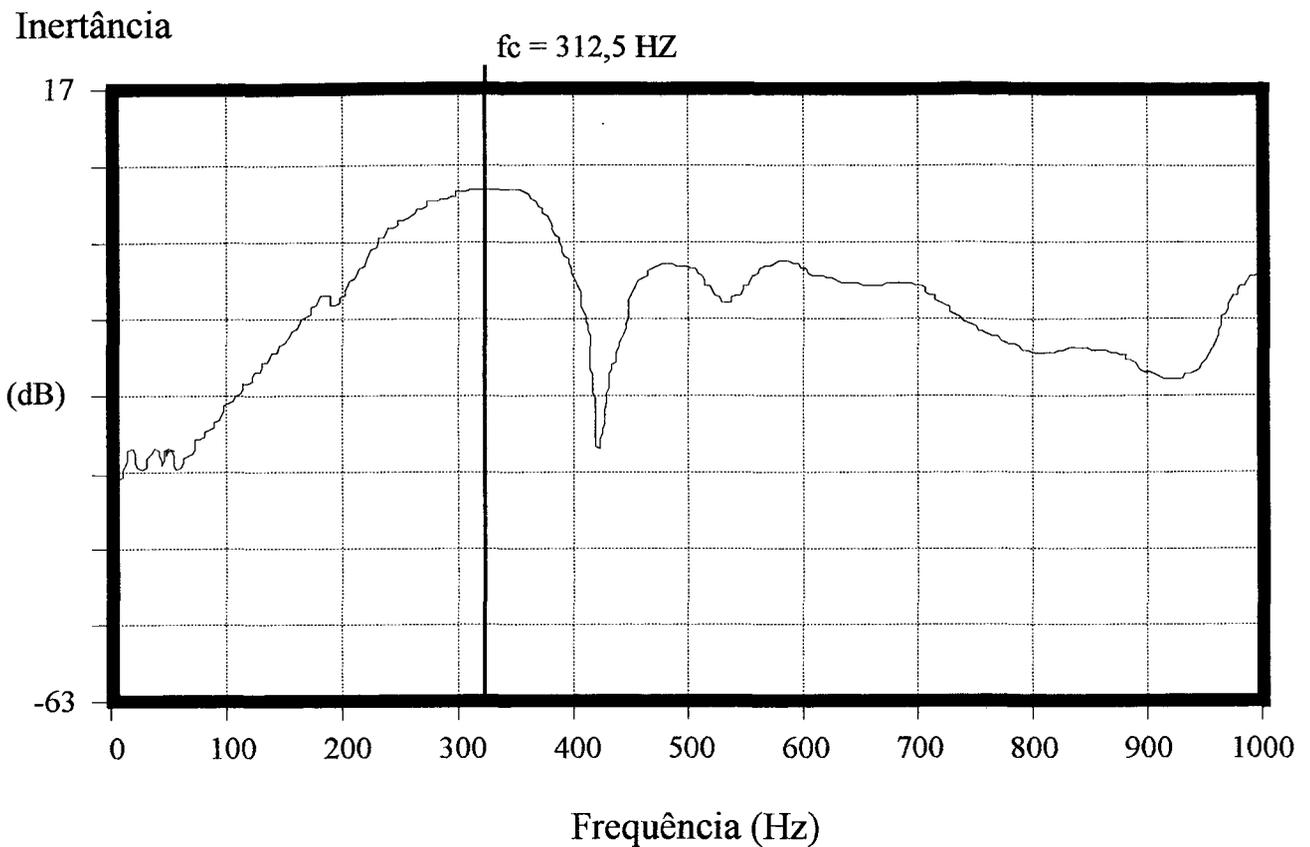


Figura 60 - Comportamento dinâmico com excitação axial

Conclusão:

A frequência crítica de 312,5 Hz está bem acima do valor máximo de 167 Hz, equivalente aos 10.000 rpm. Pode-se dizer que quanto ao comportamento axial, o mancal poderia trabalhar sem problemas até a rotação planejada, estando ainda longe do ponto de mínimo amortecimento.

A rigidez dinâmica $K_d = 211,8 \text{ N}/\mu\text{m}$ é um valor bastante próximo ao da rigidez estática $K_{\text{máx}} = 220 \text{ N}/\mu\text{m}$, obtida dos ensaios de comportamento estático. Isto vem a reforçar a validade do experimento.

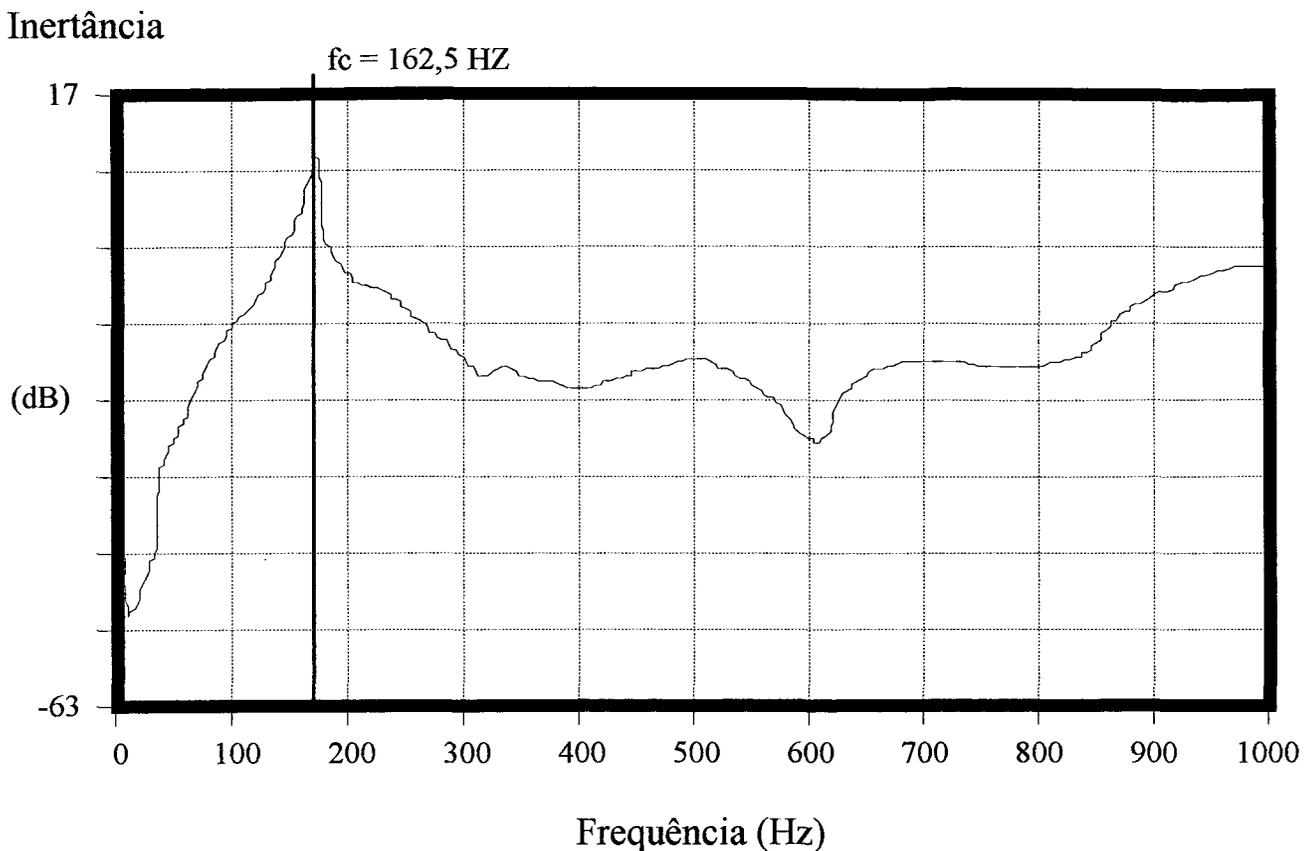


Figura 61 - Comportamento dinâmico com excitação angular

Conclusão:

A frequência crítica de 162,5 Hz representa um agravante no limite de rotação deste cabeçote. Determinando a frequência para um decaimento de 3 dB verifica-se que, para efeitos de carregamento dinâmico de momento, a rotação máxima permitida para este cabeçote é de 9.000 rpm. Se fosse possível solucionar o erro de batimento plano do estator, teria-se maior rigidez angular, o que certamente elevaria este limite de rotação.

A rigidez dinâmica angular $K_{dA} = 0,22 \text{ Nm}/\mu\text{rad}$ ficou razoavelmente próxima ao valor de rigidez estática angular $K_A = 0,29 \text{ Nm}/\mu\text{rad}$, como era de se esperar.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS

"Neither a lofty degree of intelligence nor imagination nor both together go to the making of genius. Love, Love, Love that is the soul of genius".

Wolfgang Amadeus Mozart

O desenvolvimento de um cabeçote de precisão para máquinas-ferramenta, utilizando mancal aerostático do tipo Yate apresentou uma coletânea de informações que foram utilizadas em conjunto para projetar e avaliar o desempenho do cabeçote. O programa AEROCAD, importante facilitador de projeto, foi testado e considerado de extrema utilidade no projeto de novos mancais. Técnicas de fabricação foram desenvolvidas para viabilizar o mancal aerostático tipo Yate, CP 100. Por fim, os experimentos comprovaram a veracidade do que foi projetado e servem como modelo para qualificação de cabeçotes.

Assim, analisando cada ponto citado no parágrafo anterior, sempre em relação aos objetivos traçados no começo deste trabalho, pode-se chegar a quatro opiniões básicas com relação ao que foi aqui desenvolvido:

- A teoria de projeto desenvolvida por Stout, e aqui utilizada, mostrou ser bastante prática e de fácil implementação. Em conjunto com a análise de erros pode-se chegar a valores característicos que expressem com grande fidelidade o comportamento do mancal, além de conseguir definir os valores de tolerâncias de fabricação em função de algum resultado esperado. Nunca deve-se partir para o desenho mecânico de um mancal sem que se tenha realizado um dimensionamento; caso contrário, pode-se estar fabricando algo que realmente não se deseja /35/.

- O programa AEROCAD foi, em verdade, uma ferramenta de implementação da teoria de forma bastante simplificada, de modo que qualquer projetista possa em questão de minutos dimensionar seu próprio mancal aerostático do tipo Yate em função de suas exigências. Este programa está testado e opera em pleno acordo com as teorias desenvolvidas por Stout (teoria de dimensionamento do mancal e teoria de análise de erros).

- Quanto à fabricação, conseguiu-se implementar dois marcos importantes (duas novas tecnologias). A primeira relacionada com a retificação plano-rotativa utilizando uma mesa aerostática. Com algum estudo esta tecnologia de fabricação poderá apresentar resultados surpreendentes; haja visto os ótimos resultados obtidos com uma breve análise do processo aqui executado. A segunda diz respeito à nova forma construtiva dos restritores, sendo agora fabricados por moldagem com resina isoftálmica em bujões de latão utilizando insertos removíveis de nylon, processo este que garante a direção do fluxo de saída de ar perfeitamente perpendicular à superfície do estator do mancal.

- Na avaliação de desempenho sugere-se uma forma de se qualificar cabeçotes, a qual deve considerar seus efeitos estáticos, geométricos, térmicos e dinâmicos. Os resultados foram úteis para que se possa dizer que as teorias de Stout são bastante verdadeiras. Lamenta-se o fato de o erro de batimento plano do estator ter ficado acima do esperado, o que afetou os resultados de carregamento axial e de momento. Este problema foi oriundo de uma manutenção falha realizada na retificadora planetária da Escola Técnica Tupy em janeiro de 1993, nesta manutenção o técnico da WMW (fabricante da máquina) acabou por causar um pequeno desalinhamento do cabeçote de retificação. Este problema será solucionado em um futuro próximo, o que permitirá fabricar o mesmo mancal conforme as especificações iniciais.

Quando se está envolvido com trabalhos de desenvolvimento tecnológico pode-se vislumbrar uma série de pesquisas que poderiam ser realizadas, mas restringindo-se ao desenvolvimento específico de mancais e cabeçotes voltados para a mecânica de precisão, sugere-se:

1. Um trabalho visando aprimorar a tecnologia de retificação plano-rotativa utilizando uma mesa aerostática. Vale lembrar que o projeto da mesa já está pronto, podendo-se partir diretamente para sua fabricação e então para testes de retificação.

2. Desenvolvimento de mancais com restritores porosos de grafite. Os insertos de restritores porosos fornecem uma das melhores características de desempenho entre os tipos de mancais aerostáticos. Este seria o melhor passo a ser dado, no momento, para o aprimoramento dos mancais desenvolvidos no Laboratório de Mecânica de Precisão.

3. Estudo comparativo do desempenho de diversos tipos de acionamento para cabeçotes. Entenda-se aqui um estudo prático comparativo, com a execução de ensaios padronizados para avaliar qual o melhor motor para aplicação em mecânica de precisão utilizando mancais aerostáticos. Um agravante deste trabalho seria o alto custo envolvido para se conseguir uma série de pelo menos quatro tipos de motores para testes.

4. Levantamento de dados experimentais para implementar uma metodologia de análise de erros para mancais aerostáticos axiais. Verificou-se que a teoria de análise de erros para mancais radiais de Stout é de muita utilidade no projeto; uma teoria semelhante considerando mancais axiais anulares seria providencial.

5. Continuidade do programa AEROCAD. Este programa foi elaborado para projetar apenas mancais aerostáticos do tipo Yate. O programa foi concebido de forma a permitir sua expansão, anexando blocos para cálculo de outras configurações de mancais. Sugere-se que a cada novo mancal desenvolvido no LMP, desenvolva-se uma estrutura de projeto que seja programável e que esta seja implementada no programa já existente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- /1/ MÜLLER, L.A. **Usinagem de ultraprecisão**. Publicação interna do LMP, Outubro 1993.
- /2/ SLOCUM, A.H. **Precision Machine Design**. Prentice Hall: Cambridge 1991.
- /3/ WECK, M. et al. **High precision spindle technology**. Tutorial 6th IPES / UME 2, IPT - Aachen, May 1991.
- /4/ UEDA, K. et al. **Machining high-precision mirrors using newly developed CNC machine**. Annals of the CIRP Vol. 40/1/1991.
- /5/ ROCHA, A.S. **Contribuições para a fabricação de mancais aerostáticos**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, 1993.
- /6/ WEINGAERTNER, W.L. **Desenvolvimentos na usinagem de ultraprecisão**. Monografia. Florianópolis, outubro de 1992, 82 p.
- /7/ CASSTEVENS, J.M. **Development of a one microinch (250 Å) spindle for diamond turning of optics**. SPIE Vol. 159 Precision Machining of Optics, 1978.
- /8/ OLIVEIRA, P.M. **Projeto, fabricação e qualificação de um mancal aerostático duplo-esférico**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, 1994.
- /9/ PROFESSIONAL INSTRUMENTS COMPANY. **Block-Head Operator's Manual**.
- /10/ PURQUERIO, B.M.; BALESTRERO, L.A. **Mancais fluídicos aerostáticos com ranhuras de alimentação**. Máquinas e Metais, Abril 1991.
- /11/ MAJUMDAR, B.C. **Externally pressurized gas journal bearings with porous inserts**. Journal of Lubrication Technology, January 1980.
- /12/ RAO, N.S.; MAJUMDAR, B.C. **Analysis of pneumatic instability of externally pressurized porous gas journal bearings**. Journal of Lubrication Technology 1979.
- /13/ WEG. **Servoacionamento: Servomotor CC e Servoconversor CC**. Catálogo.
- /14/ WEG. **Servoacionamento Brushless: Servomotor CA e Servoconversor CA**. Catálogo.

- /15/ BOFFEY, D.A. et al. **Experimental investigation into the performance of an aerostatic industrial thrust bearing.** TRIBOLOGY international June 1985.
- /16/ ESHGHY, S. **Optimum design of multiple-hole inherently compensated air bearings - Part I: Circular thrust bearings.** Journal of Lubrication Technology, April 1975.
- /17/ PANDE, S.S. **Analysis of tapered land aerostatic bearings for combined radial and thrust loads (Yates' configuration).** Wear, 107 (1986).
- /18/ PINEGIN, S.V.; ORLOV, A.V.; TABACNIKOV, J.B. **Präzisionswälzlager und Lager mit Gasschmierung.** Berlin: Berl. Technik, 1990.
- /19/ BOFFEY, D.A. et al. **An experimental investigation of the effect of orifice restrictor size on the stiffness of an industrial air lubricated thrust bearing.** TRIBOLOGY international October 1981.
- /20/ STOUT, K.J.; PINK, E.G. **Design procedures for orifice compensated gas journal bearings based on experimental data.** TRIBOLOGY international February 1978.
- /21/ VENKATESH, V.C.; KAMALA, V. **Investigations on externally pressurised air lubricated journal bearings.** Annals of the CIRP Vol. 24/1/1975.
- /22/ STOUT, K.J.; PINK, E.G. **Orifice compensated EP gas bearings: the significance of errors of manufacture.** TRIBOLOGY international June 1980.
- /23/ WHITE, J.W. **Surface roughness effects on the load carrying capacity of very thin compressible lubricating films.** Journal of Lubrication Technology, October 1980.
- /24/ STOWELL, T.B. et al. **An experimental investigation of the effect of inter-orifice variations on the performance of an externally-pressurized, orifice compensated air journal bearing.** Journal of Lubrication Technology, October 1980.
- /25/ MARKHO, P.H. et al. **An experimental investigation of the effect of misalignment and directionality on the performance of an externally-pressurized, orifice-compensated air journal bearing.** Journal of Lubrication Technology, January 1979.
- /26/ REHSTEINER, F.H.; JR., R.H.CANNON. **Static properties of hydrostatic thrust gas bearings with curved surfaces.** Journal of Lubrication Technology, January 1972.

- /27/ AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE. **Unification document Me: Axes of rotation.** Annals of the CIRP Vol. 25/2/1976.
- /28/ BRYAN, J.; CLOUSER, R.; HOLLAND, E. **Spindle accuracy.** American Machinist, Special Report No. 612, December 1967.
- /29/ OWE, J.V. **Roundness Roundup.** Manufacturing Engineering, April 1992.
- /30/ FUNDAÇÃO CERTI. **Certificado de calibração nº 0352/93.** Florianópolis 11/11/1993.
- /31/ BLONDEEL, E.; SNOEYS, R.; DEVRIEZE, L. **Dynamics stability of externally pressurized gas bearings.** Journal of Lubrication Technology, October 1980.
- /32/ FLEMING, D.P. et al. **Dynamic stiffness and damping of externally pressurized gas lubricated journal bearings.** Journal of Lubrication Technology, January 1977.
- /33/ ROBLEE, J.W.; JR, C.D.MOTE. **Design of externally pressurized gas bearings for stiffness and damping.** Lawrence Livermore National Laboratory, September 1986.
- /34/ ROBLEE, J.W.; JR, C.D.MOTE. **Vibration damping in externally pressurized gas bearings.** Lawrence Livermore National Laboratory, June 1986.
- /35/ WARNECKE, H.J. **Konstruktion und Eigenschaften aerostatischer Lager und Führungen.** Annals of the CIRP Vo. 21/2/1972.