

ESTUDO EXPERIMENTAL DE MANCAIS HIDROSTÁTICOS
(MANCAL DE YATES)

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

CENTRO DE TECNOLOGIA

ESTUDO EXPERIMENTAL DE MANCAIS HIDROSTÁTICOS COMBINADOS
(MANCAL DE YATES)

Engº SERGIO LUIZ ZARPELLON

- * Trabalho apresentado como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, pela Faculdade de Engenharia de Campinas da Universidade Estadual de Campinas

Este exemplar corresponde à redação final da Tese, defendida por Eng. Sergio Luiz Zarpellon, aprovada pela Comissão Julgadora, em 18/10/1989.

CAMPINAS

-1989-

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

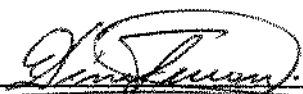
Tese de: Mestrado

Título da Tese: Estudo experimental de mancais hidrostáticos combinados (mancal de Yates)

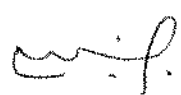
Autor: Engº Sergio Luiz Zarpellon

Orientador: Prof. Dr. Dino Ferraresi

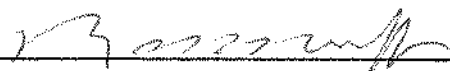
Aprovado por:



Prof. Dr. Dino Ferraresi, Presidente



Prof. Dr. Benedito de Moraes Purquero



Prof. Dr. Rosalvo Tiago Ruffino

Campinas, 18 de outubro de 1989.

Dedico este trabalho aos meus pais, pelo exemplo e apoio, que foram fundamentais na formação de minha personalidade; à minha esposa e companheira, pelas horas que poderíamos ter desfrutado juntos e que foram empenhadas nas pesquisas; ao nosso filho, como um exemplo de dedicação e fê.

AGRADECIMENTOS

O autor deseja expressar seus sinceros agradecimentos:

- ao Prof. Dr. Dino Ferraresi, orientador deste trabalho, pelo incentivo e assistência no decorrer da pesquisa;
- ao Prof. Dr. Nivaldo Lemos Cupini, Superintendente do Centro de Tecnologia, pelo apoio e pelas facilidades prestadas no desenrolar dos ensaios;
- ao amigo Olívio Novaski, Chefe da Divisão de Materiais e Processos, pelo incentivo e apoio, que em muito ajudaram a execução deste trabalho;
- ao Prof. Longuinho Leal, da UFSC, cujo trabalho serviu de exemplo, pela contribuição dada;
- ao Dr. George Akas, da Asten & Cia Ltda, pelo apoio e pelas sugestões dadas;
- ao colega Régis e aos demais funcionários do Controle de Qualidade da empresa Robert Bosch do Brasil Ltda, pela ajuda e pelas facilidades prestadas sempre que necessárias;
- aos ex-funcionários do Centro de Tecnologia, Wedson José de Oliveira, Juvenal Xavier de Oliveira (in memoriam) e Fioravante Zanetti Filho, pela dedicação e esmero com que construíram a bancada de testes;
- aos colegas da Divisão de Materiais e Processos: Carlos Della Betta, Walter Jacinto Prestello, Marcos Antonio Porta Saragamo, José Ricardo Ribas, Juliano João Tonon e José Ricardo Lenzi Mariolani, sem cujo auxílio não teria sido possível a realização deste trabalho;
- aos colegas da Divisão de Engenharia Ferroviária, pela sua colaboração pessoal e pela infraestrutura emprestada, durante os testes;
- à Vânia Maria Tonin, pelo esmero com que compôs esta dissertação;
- aos demais funcionários do Centro de Tecnologia que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

"Foi o tempo que perdeste com a tua rosa que
a fez tão importante"

Antoine Saint Exupêri

RESUMO

Neste estudo é apresentada uma pesquisa experimental do mancal de Yates, um tipo de mancal hidrostático combinado para cargas radiais e axiais.

O método de projeto proposto por Wearing, Donoghue e Rowe para essa configuração de mancal é verificado experimentalmente através de medições efetuadas em um banco de ensaios especialmente construído para essa finalidade.

Os resultados obtidos levam às conclusões que os valores medidos da vazão de óleo e da potência de atrito dissipada apresentam boa concordância com os valores calculados, mas os valores teóricos da rigidez, tanto radial quanto axial, são bem maiores que os valores experimentais.

Adicionalmente, é investigado o efeito da rotação do eixo na rigidez radial, e em geral, aumentando-se a velocidade do eixo consegue-se uma rigidez radial maior.

ABSTRACT

In this study an experimental investigation on the Yate's hydrostatic bearing, for supporting combined thrust and radial loads is presented.

The design method proposed by Wearing, Donoghue and Rowe for this configuration of combined bearing is verified through measurements carried out on a specially built test rig.

The results obtained lead to the conclusion that the measured values of oil flow and friction power dissipated are in a good agreement with the calculated values, but the theoretical values of stiffness, both radial and axial, are higher than the experimental values.

Additionally, the effect of shaft rotation is also investigated and in general increasing the shaft speed produces higher radial stiffness.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	IV
RESUMO	VI
ABSTRACT	VII
SUMÁRIO	VIII
I- INTRODUÇÃO	1
II- SIMBOLOGIA	2
III- GENERALIDADES	5
IV- PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	15
4.1- TIPOS CONSTRUTIVOS DE MANCAIS HIDROSTÁTICOS	17
4.1.1- MANCAL HIDROSTÁTICO DE COLCHÕES OPOSTOS ..	19
V- SISTEMAS DE ALIMENTAÇÃO	24
5.1- SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO COM PRESSÃO CONSTANTE OU COM UMA BOMBA CENTRAL	25
5.1.1- RESTRITOR CAPILAR	26
5.1.1.1- DIMENSIONAMENTO DO CAPILAR	27
5.1.2- RESTRITOR DE ORIFÍCIO	30
5.1.3- RESTRITOR DE VAZÃO CONSTANTE	32
5.1.4- RESTRITOR DE RESISTÊNCIA HIDRÁULICA VARIÁ- VEL, SENSÍVEL À CARGA	32
5.1.4.1- VÁLVULAS DE CARRETEL	32
5.1.4.2- VÁLVULA OU RESTRITOR DE DIAFRAGMA	33
5.1.4.2.1- VÁLVULA DE MOSHIN	33
5.1.4.2.2- VÁLVULA DE ROWE	35
5.2- INFLUÊNCIA DO SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO NA RIGIDEZ DO MANCAL	36
5.3- SISTEMAS DE SEGURANÇA PARA MANCAIS HIDROSTÁTICOS.	41
VI- MÉTODOS DE CÁLCULO ADOTADOS PARA MANCAIS HIDROSTÁTICOS	46
6.1- GENERALIDADES	46
6.2- MANCAL RADIAL HIDROSTÁTICO	47
6.2.1- INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA	48
6.2.1.1- LARGURA DO MANCAL L	52
6.2.1.2- LARGURA DA BORDA CIRCUNFERENCIAL a	53
6.2.1.3- LARGURA EFETIVA DO MANCAL L_{ef} ...	53
6.2.1.4- COMPRIMENTO DE ESCOAMENTO NA DIRE- ÇÃO AXIAL b_a	53

6.2.1.5-	COMPRIMENTO DE ESCOAMENTO NA DIREÇÃO CIRCUNFERENCIAL b_c	53
6.2.1.6-	LARGURA DA BORBA AXIAL b	53
6.2.1.7-	FOLGA RADIAL DE PROJETO c_o	54
6.2.1.8-	INFLUÊNCIA DE DIVERSAS GRANDEZAS SOBRE O DESEMPENHO DO MANCAL	55
6.2.2-	MÉTODO DE CÁLCULO GERAL PARA MANCAIS HI - DROSTÁTICOS RADIAIS	56
6.2.2.1-	RELAÇÕES ENTRE RESISTÊNCIAS HI - DRAÚLICAS	56
6.2.2.1.1-	FATOR DE VAZÃO CIRCUNFERENCIAL γ	56
6.2.2.1.2-	RELAÇÃO ENTRE RESISTÊNCIAS ϵ	56
6.2.2.2-	PARÂMETRO DE PROJETO (RELAÇÃO ENTRE PRESSÕES) β	57
6.2.2.3-	VAZÃO q	57
6.2.2.4-	RIGIDEZ λ	61
6.2.2.5-	CARGA F	63
6.2.2.6-	CAPACIDADE DE CARGA MÁXIMA $F_{m\hat{a}x}$..	63
6.2.3-	EFEITOS DA VELOCIDADE DO EIXO	65
6.2.3.1-	CONSIDERAÇÕES SOBRE O ESCOAMENTO LAMINAR	65
6.2.3.2-	EFEITOS HIDRODINÂMICOS	65
6.2.4-	ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA E OTIMIZAÇÃO DO PROJETO	66
6.2.4.1-	OTIMIZAÇÃO DO PROJETO PARA MÍNIMA POTÊNCIA PERDIDA	66
6.2.4.1.1-	MANCAIS COM BAIXA VELOCIDADE	69
6.2.4.1.2-	MANCAIS COM ALTA VELOCIDADE	70
6.2.4.2-	ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA	72
6.2.4.3-	PARÂMETRO OPERACIONAL DE PROJETO S_H	75
6.2.5-	SEQUÊNCIA DE CÁLCULO NO PROJETO	77
6.3-	MANCAL COMBINADO AXIAL-RADIAL (MANCAL DE YATES) ..	81
6.3.1-	PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO	83
6.3.2-	NOMENCLATURA E SIMBOLOGIA REFERENTES AO MANCAL DE YATES	85

6.3.3-	RELAÇÕES BÁSICAS	87
6.3.4-	SEQUÊNCIA DE CÁLCULO NO PROJETO	89
6.4-	MÉTODO DE CÁLCULO DA ÁRVORE	98
VII-	PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM BANCO DE ENSAIOS	107
7.1-	SISTEMA DE APLICAÇÃO DE CARGAS	109
7.2-	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTOS	113
7.3-	SISTEMA EIXO-MANCAIS HIDROSTÁTICOS	115
7.3.1-	DETERMINAÇÃO DA LINHA ELÁSTICA DO EIXO ...	115
7.3.2-	MANCAL DIANTEIRO	117
7.3.3-	MANCAL TRASEIRO	119
7.4-	SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DOS MANCAIS	122
7.5-	SISTEMA DE MOTORIZAÇÃO DO EIXO	122
7.6-	MONTAGEM	125
VIII-	EXPERIMENTAÇÃO	126
8.1-	CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS	126
8.1.1-	SISTEMA DE APLICAÇÃO DE FORÇAS	126
8.1.2-	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTOS	128
8.1.3-	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÕES	132
8.1.4-	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO	133
8.1.5-	SISTEMA DE MEDIÇÃO DA POTÊNCIA DE ATRITO .	135
8.2-	VERIFICAÇÕES	137
8.2.1-	EIXO	137
8.2.2-	MANCAL DIANTEIRO	137
8.2.3-	MANCAL TRASEIRO	138
8.2.4-	FOLGAS	139
8.2.5-	ALINHAMENTO DOS MANCAIS	140
8.2.6-	RELAÇÕES DE PRESSÃO	140
8.2.7-	VISCOSIDADE DO ÓLEO	142
8.3-	MEDIÇÕES E RESULTADOS	144
8.3.1-	RIGIDEZ ESTATICA	144
8.3.1.1-	RIGIDEZ RADIAL COM EIXO ESTACIONÁRIO	144
8.3.1.2-	RIGIDEZ RADIAL COM O EIXO GIRANDO	154
8.3.1.3-	RIGIDEZ AXIAL COM O EIXO ESTACIONÁRIO	162
8.3.2-	VAZÃO	167
8.3.2.1-	POTÊNCIA DE BOMBEAMENTO	169
8.3.3-	POTÊNCIA DE ATRITO	169

IX- CONCLUSÕES	177
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	179
ANEXOS	183

I- INTRODUÇÃO

Baseando-se na consulta bibliográfica, constata-se que os estudos de mancais hidrostáticos radiais foram amplamente desenvolvidos. São conhecidos vários métodos de cálculo, inclusive com a utilização do método dos elementos finitos, além de ensaios experimentais mostrando a veracidade dos mesmos. Com relação aos mancais hidrostáticos axiais, também existe razoável quantidade de informações.

Contudo, observando-se a aplicação dos mancais hidrostáticos em máquinas, em particular máquinas-ferramenta, verifica-se que geralmente as cargas aplicadas nos eixos principais, são uma combinação de esforços radiais e axiais. Neste sentido, os construtores dessas máquinas têm empregado mancais radiais e axiais separados. Acredita-se que essa opção pela separação em dois mancais seja devido à facilidade do projeto, uma vez que a interação dos esforços fica bastante reduzida.

Com relação aos mancais hidrostáticos combinados, o volume de informações é menor, sendo bastante reduzida a literatura sobre o denominado mancal de Yates, cuja particularidade é o fato de o fluído que deixa o mancal radial alimentar o mancal axial, numa construção interessante, compacta e simplificada, se comparada com os outros tipos de mancais combinados, os cônicos e os esféricos.

Tendo em vista essa deficiência de literatura técnica e de aplicações de mancais combinados em máquinas-ferramenta, e considerando que os mancais de Yates teriam um custo menor que os mancais isolados, além de características técnicas vantajosas, achamos de interesse um estudo experimental desse tipo de mancal.

O presente trabalho trata, primeiramente de um estudo geral de mancais hidrostáticos, em seguida são apresentados métodos de cálculo para os dois tipos de mancais hidrostáticos envolvidos. Para a verificação desses métodos de cálculo foi construído um protótipo e realizada uma série de ensaios.

II- SIMBOLOGIA

- a - distância, largura da borda radial
- A - plano
- b - distância, comprimento de escoamento, largura da borda axial
- B - plano
- $\bar{B}$ - fator de forma da vazão
- c - folga, folga radial (espessura do filme de óleo), calor específico
- C - coeficiente
- d - diâmetro
- D - diâmetro
- e - deslocamento (excentricidade)
- E - módulo de elasticidade
- F - superfície ou fator de forma do mancal, força
- h - folga, folga axial (espessura do filme de óleo)
- I - momento de inércia de área, corrente elétrica
- J - equivalente mecânico do calor
- K - relação de potências
- k_c - constante do capilar
- ℓ - comprimento
- L - comprimento do mancal
- M - momento, plano
- n - número de rotações por segundo
- N - potência
- p - pressão
- q - vazão
- $\bar{Q}$ - fator de vazão, vazão adimensional
- R - resistência, relação de resistências

t - tempo
 T - temperatura
 v - velocidade tangencial
 V - tensão elétrica
 ω - velocidade angular
 x - deslocamento
 y - deslocamento
 z - deslocamento, número de bolsas
 β - relação de pressões
 γ - fator de vazão circunferencial
 Δ - incremento
 ϵ - relação entre resistências, excentricidade relativa
 η - viscosidade dinâmica, rendimento
 θ - posição angular, ângulo
 λ - rigidez do filme de óleo
 ν - viscosidade cinemática
 ρ - densidade
 τ - tensão de cisalhamento
 ϕ - ângulo de atitude
 ω - frequência em rad/s, fator de velocidade

ÍNDICES

a - axial, atrito (quando relativo à potência)
 A - plano A
 at - atmosférico
 B - plano B
 c - referente a capilar, circunferencial
 D - diametral
 e - entrada, externo, relativo à eixo
 ef - efetivo

- δ - atrito (quando relativo à área)
- i - interno
- m - médio, relativo à mancal
- $m\bar{x}$ - máximo
- $m\bar{n}$ - mínimo
- o - condição particular de projeto; referente à orifício
- $o\bar{x}$ - ótimo
- r - radial, cavidade da bolsa
- s - alimentação, bombeamento, saída
- t - total, transição
- x, y, z - direção
- 1,2,3... - bolsa 1,2,3...

- NOTAS: 1) As unidades utilizadas são as do Sistema Internacional de Unidades definidas na norma ISO 1000/73, salvo indicação em contrário.
- 2) As letras com barra acima são grandezas adimensionais.

III- GENERALIDADES

O primeiro registro de que se tem notícia sobre mancais hidrostáticos é de 1862, devido à L. D. Girard, onde ele mostrou o uso de um mancal hidrostático radial utilizando água como fluido.

Em 1889, por ocasião da Exposição Industrial de Paris, Girard apresentou pela primeira vez, com demonstração ao público, a utilização deste princípio.

A publicação seguinte deu-se somente em 1917, na qual Lord Rayleigh descreveu um mancal hidrostático axial e resolveu as equações para carga, vazão e torque de atrito [1].

Por muitos anos não se registraram aplicações deste princípio, mas no início da década de 50 reiniciaram-se os estudos, que tiveram grande impulso no período 60/70, ocorrendo uma diminuição de interesse no início da década de 80. Desse período é que se tem conhecimento de aplicações bem sucedidas, e um volume de publicações científicas maior.

As áreas de aplicação são bastante diversificadas indo desde máquinas-ferramenta, equipamentos de laboratório e de medição, telescópios, até a indústria aeroespacial [2]. Estes mancais, assim como os demais tipos existentes, não são de uso indiscriminado, e somente são aplicáveis, e economicamente viáveis, em utilizações específicas. Por outro lado, as vantagens potenciais dos mancais hidrostáticos, especialmente sua longa vida, ainda estão por ser exploradas completamente, em particular nos equipamentos de precisão, que já possuam fonte hidráulica disponível.

Os mancais hidrostáticos com um projeto adequado, podem apresentar as seguintes vantagens [2, 3]:

- 1- Pequeno atrito, pois as superfícies estão permanentemente separadas por um filme fluido.
- 2- Elevada precisão. Devido à folga relativamente grande em mancais hidrostáticos [4] há um efeito de média, corretivo nos erros de forma do mancal, resultando numa precisão de movimento muito maior que a precisão individual das partes.
- 3- Precisão de posicionamento. A ausência de contato físico (metal-metal) entre as superfícies do mancal assegura a precisão de posição.

namento. Além disso não há necessidade de um acabamento esmerado das superfícies, como será explicado adiante.

- 4- Sob condições ideais não há atrito entre as partes metálicas, inclusive na partida, o que resulta em uma vida virtualmente infinita.
- 5- Estabilidade dinâmica. O amortecimento nestes mancais é grande e os efeitos da rotação são compensados pela ação hidrostática. Cargas pulsantes, portanto, não constituem problema.
- 6- Rigidez estática elevada e adaptável. Pode ser obtida com um projeto otimizado, em uma ampla gama de velocidades, a partir de pequenas cargas e independentemente da velocidade.
- 7- Nível de ruído baixo e pequena elevação de temperatura. O fluído agindo como lubrificante e refrigerante, impede a elevação exagerada da temperatura, minimizando os problemas térmicos.
- 8- Rigidez, temperatura e perdas previsíveis. Através do cálculo adequado destas características e de um conveniente sistema hidráulico de controle, os mancais hidrostáticos podem ser projetados economicamente.

A influência do acabamento superficial no funcionamento do mancal é uma questão importante, e está intimamente ligada ao custo de confecção dos componentes. Uma vez que as rugosidades superficiais sejam pequenas comparativamente à espessura do filme de fluído, os efeitos das mesmas não serão prejudiciais. As ondulações superficiais, entretanto, podem afetar a precisão de funcionamento. Optiz [5] explica tal influência através da figura 3.1 que mostra a folga de um mancal com um único filme de fluído.

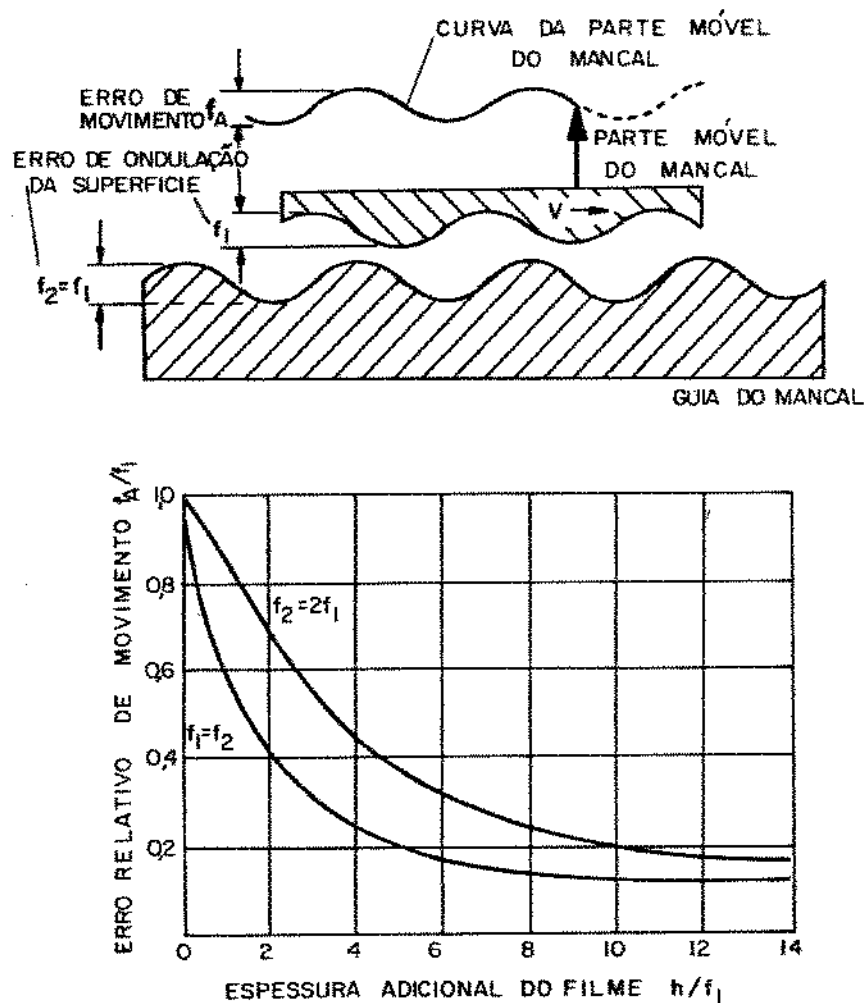


FIGURA 3.1- Influência das ondulações das superfícies no erro de deslocamento de um mancal com um filme de óleo [5].

Os erros de forma das duas superfícies, superior e inferior, são f_1 e f_2 , respectivamente. A velocidade de deslocamento relativo é v . As ondulações provocam um movimento vertical, como mostra a curva superior de erro de deslocamento. Este erro é denominado f_A . Nota-se que os erros f_1 e f_A são semelhantes, quando a espessura do filme é nula. Isto pode ser visto quando constroem-se um gráfico, mostrando a variação do erro de posicionamento com a variação da espessura do filme. O erro f_1 é considerado o menor das superfícies. A correlação obtida através de cálculos foi verificada experimentalmente. É importante se observar que o erro de posicionamento nunca excede o menor erro das superfícies.

Ao aumentarmos a espessura do filme de óleo para um valor, por exemplo, de cinco vezes o valor da ondulação, o erro de posicionamento diminui a $1/5$ de seu máximo valor.

Pode-se, daí, afirmar que devido aos *efeitos de média* do filme de óleo, os erros que ocorrerão durante a usinagem com máquinas ferramenta que utilizam estes mancais, serão muito menores que os erros das superfícies dos mancais, resultando em componentes de maior precisão que os da própria máquina [6]. A experiência mostrou que a qualidade obtida devido ao *efeito de média* é da ordem de dez a mais de 100 vezes melhor, segundo Rippel [6]. Para melhor exemplificar, os erros de forma e a rugosidade de um furo feito com broca em um sistema árvore-mancais hidrostáticos, são iguais com operações posteriores de retificação e lapidação, além da furação convencional, com árvore-mancais de rolamento de precisão.

Estas vantagens são, entretanto, conseguidas a um maior custo inicial, proveniente da necessidade de uma fonte de pressão externa e de um sistema de segurança.

Os fabricantes de máquinas-ferramenta têm sido os principais usuários de mancais hidrostáticos, devido ao fato deste elevado custo inicial ser irrelevante face às vantagens conseguidas, no tocante à precisão, rigidez e suavidade de funcionamento [2,3,7,8], alcançadas somente com este tipo de mancal. Entretanto, esses mancais só têm sido usados em alguns casos [8,9], devido ao fato que suas propriedades vantajosas frequentemente não podem ser aproveitadas totalmente, além do que, muitas das suas propriedades em funcionamento são também obtidas com outros tipos de mancais.

Numerosas aplicações envolvendo guias de mesas e árvores, principalmente, chegam ao conhecimento do usuário. As máquinas em questão abrangem de retificadoras, furadeiras e fresadoras, a mandriladoras e tornos [6,10].

As pesquisas sobre o comportamento dinâmico de máquinas-ferramenta mostram que o sistema da árvore muitas vezes se constitui no elemento mais elástico da máquina, sendo esta considerada um sistema vibratório [11,12,13]. Assim, é compreensível que a qualidade das peças seja uma função direta das propriedades da árvore da máquina-ferramenta.

Os principais requisitos a que deve atender uma árvore são a rigidez e a precisão, para que possa desempenhar bem suas funções, quais sejam:

- guiar a peça ou ferramenta durante a usinagem, suportando os esforços decorrentes do processo, e

- transmitir o torque motor à peça ou ferramenta.

Além de rigidez e precisão, outra propriedade importante é o amortecimento, particularmente no que diz respeito à vibração auto-excitada regenerativa, que irá influenciar o acabamento da peça diretamente.

A crescente precisão de trabalho, bem como maior produtividade, tem sido objetivos e exigências permanentes dos fabricantes e usuários de máquinas-ferramenta. O ritmo de renovação, para acompanhar o desenvolvimento atual, está cada vez mais rápido.

Os mancais da árvore surgem então como elementos críticos, havendo necessidade de mancais com elevada rigidez (se possível independente da rotação), desgaste e atrito mínimos, e elevada capacidade de amortecimento, o que implica dizer, grande estabilidade dinâmica.

Tais exigências não são atendidas no todo por nenhum dos tipos de mancal, especialmente quando referem-se a aplicações com elevada velocidade [14], embora os mancais mais adequados para essas aplicações sejam os aerostáticos e os magnéticos.

Os mancais de rolamento, embora com custo relativamente baixo, devido à sua padronização e produção em larga escala, possuem sua rigidez relacionada à carga, e o amortecimento não é uma de suas melhores qualidades. Deve-se levar em consideração, também, que há um problema de limitação da vida, quando a pré-carga é aumentada para se conseguir um aumento de rigidez; além disso, a velocidade é um fator de peso no uso destes mancais.

Os mancais hidrodinâmicos, embora tenham sua capacidade de carga aumentada com a rotação crescente, apresentam o inconveniente de haver elevado atrito na partida, ocasionando desgaste devido ao atrito semifluído. A posição do eixo varia com a rotação - este inconveniente pode ser minimizado com a diminuição da folga, mas isto ocasionará grande geração de calor. Tal coisa é indesejável devido às precárias condições de dissipação de calor existentes, provocando problemas de dilatação térmica. Nestes mancais a pressão de sustentação é gerada pela rotação, enquanto que nos mancais hidrostáticos ela independe da rotação. Isto implica na dependência da rigidez em relação à rotação.

Algumas características dos mancais hidrostáticos já foram mencionadas anteriormente. Com mancais hidrostáticos radiais há possi-

bilidade de se obter, em uma ampla faixa de velocidades , elevada rigidez e baixa geração de calor, uma vez que a circulação do fluído refrigera o sistema. Duas são as causas:

- (i) em mancais hidrostáticos uma redução da viscosidade do fluído ocasiona redução do calor gerado pela rotação da árvore, mas não necessariamente redução na rigidez radial, e
- (ii) um aumento da pressão de alimentação do fluído aumenta a rigidez do mancal, o que não ocorre em mancais hidrodinâmicos.

Na tabela III.1 podem ser melhor verificadas as propriedades dos três tipos de mancais comentados.

TABELA III.1- Comparação entre os tipos de mancais radiais [7]

FATOR OPERACIONAL	MANCAIS DE ROLAMENTO	MANCAIS HI-DRODINÂMICOS	MANCAIS HI-DROSTÁTICOS
Custo inicial	***	**	*
Disponibilidade de peças padronizadas	****	**	* (1)
Espaço			
axial	****	**	**
radial	*	***	*** (2)
externo	nenhum	**	*
Carga	***	****	**
Custo de funcionamento	***	**	*
Baixa rotação	***	*	***
Alta rotação	**	****	****
Torque inicial	**	*	****
Torque de funcionamento	**	***	****
Precisão de posicionamento	***	**	****
Vibração (oil-whirl)	****	**	***
Vibrações externas	*	**	****
Vida	**	***	****
Facilidade de projeto	**	*	*** (3)

**** - muito bom

* - pobre

Obs:- (1) A SKF já produz em escala industrial estes mancais [16]

(2) Há uma tendência na utilização da série de diâmetros da ISO [16]. Contudo, os diâmetros destes mancais podem ser menores que os dos mancais de rolamento.

(3) Este ponto é contraditório entre [7] e [11]. Na referência [11], considera-se que a necessidade de um projeto específico para cada caso é um dos fatores que influenciam o maior custo inicial.

Os mancais hidrostáticos se sobressaem como única alternativa quando há necessidade de características como elevada rigidez, grande precisão de giro, grande amortecimento e vasto campo de rotações de operação [10,11], simultaneamente.

O elevado custo inicial é devido à necessidade de um sistema hidráulico externo, além de um sistema de segurança que previna possíveis falhas no sistema de pressurização do óleo. Deve-se, porém, levar em consideração, que uma vez que não há contato físico entre as partes, não são necessários materiais especiais, inclusive podendo ser utilizadas como material, partes estruturais da máquina [6]. Outra possibilidade de diminuição do custo surge da possibilidade de uso de partes com tolerâncias maiores, devido ao efeito de média do mancal hidrostático.

O fator "elevado custo inicial" também prende-se à necessidade de um projeto específico para cada caso[11]. Contudo, o problema do projeto específico também é encontrado no caso dos outros tipos de mancais, só que, no caso de mancais de rolamento, há uma facilidade no que se refere à padronização de componentes.

A facilidade de componentes padronizados não é mais uma vantagem notável dos mancais de rolamento, pois a SKF iniciou a padronização de mancais hidrostáticos [15], e atualmente já se encontram disponíveis no mercado as primeiras séries dos mesmos [16]. Basicamente, esta série apresenta as mesmas dimensões radiais da série de diâmetros 0 da ISO, podendo ser intercambiados com os correspondentes mancais de rolamento, com as devidas providências no que se refere à direção axial.

Quanto ao custo do aparato hidráulico deve-se orientar o projeto de modo a utilizar o equipamento hidráulico já existente na máquina, minimizando o custo adicional.

Para aplicações à elevadas velocidades, um estudo comparativo feito pela CERMO [14], ilustra bem as características dos vários tipos de mancais. Os resultados desse estudo estão apresentados na tabela VII.2. Não há indicação do diâmetro dos mancais, mas provavelmente são de mesma ordem de grandeza, em todos os casos.

TABELA III.2- Características comparativas de mancais para árvores de elevada velocidade [14]

	PRESSÃO DIAMETRAL (daN/cm ²)	CARGA (daN)	RIGIDEZ ESTÁTICA (*)	AMORTECIMENTO (δ)	PRECISÃO DE GIRO (μm)	AQUECIMENTO (°K)	CUSTO PARA UMA MESMA APLICAÇÃO	VELOCIDADE MÁXIMA (rpm)
ROLAMENTO DE ROLOS CÔNICOS	50	1.000	10 A 30	0,1	3	30	1	10.000
HIDROSTÁTICOS	25	1.000	10 A 30	10	1	10	1,25	10.000
AEROSTÁTICOS	4 A 8	75	2	0,1	0,1	1	1,25	50.000
MAGNÉTICOS ATIVOS	4 A 8	75	2	0,1	3	0	10	60.000

(*) A frequência de rotação nominal e ao nível da ferramenta.

Por si sô, a tabela é bastante elucidativa, e, se associada à tabela anterior, permite um posicionamento bastante preciso quanto ao uso específico de cada tipo de mancal.

Devido ao grande número de variáveis no projeto, se por um lado há a possibilidade de se projetar de diferentes maneiras um mancal hidrostático para certa aplicação, por outro lado, isto pode dificultar muito o cálculo do mancal.

Segundo Stansfield [17], o projeto de mancais radiais hidrostáticos é feito pela determinação de doze *parâmetros de projeto* independentes, quais sejam:

- 1- Número de bolsas
- 2- Relação entre as resistências hidráulicas do restritor e da bolsa do mancal
- 3- Velocidade de otimização do projeto
- 4- Pressão de bombeamento do óleo

- 5- Diâmetro do mancal
- 6- Largura axial do mancal ou comprimento
- 7- Largura das bordas circunferenciais
- 8- Largura das bordas axiais
- 9- Viscosidade do óleo
- 10- Folga radial média
- 11- Profundidade radial média das bolsas
- 12- Máxima pressão admissível do contato metal-metal entre bordas e eixo

Tais parâmetros devem ser determinados de modo que as chamadas *características do mancal*, abaixo relacionadas, tenham valores satisfatórios:

- a) Rigidez radial
- b) Capacidade de carga
- c) Capacidade de carga em repouso
- d) Potência de atrito
- e) Potência de bombeamento
- f) Vazão de óleo
- g) Precisão de giro

Até aqui, foi sugerido o óleo como fluído a ser empregado nos mancais hidrostáticos. Isto deve-se ao fato que o óleo oferece certas vantagens [17], tais como:

- grande variedade existente no mercado, o que possibilita a escolha da viscosidade adequada para o trabalho em determinadas condições de temperatura e folga, diminuindo a necessidade de precisão demasiada na manufatura;
- em caso de falha do sistema hidráulico, o óleo da bolsa e a folga protegerão as superfícies de deslizamento por um certo tempo, o mesmo ocorrendo no caso de sobrecargas instantâneas;
- devido à sua viscosidade, o óleo não é facilmente comprimido através da abertura, podendo absorver as flutuações e sobrecargas, e

- o óleo geralmente não ataca outros materiais em condições normais de trabalho.

Os mancais hidrostáticos, devido ao que foi mencionado têm se transformado em objeto de estudo em países europeus, americanos e asiáticos, visando principalmente sua aplicação em máquinas-ferramenta.

Aqui no Brasil, existem dois grupos que têm se dedicado ao estudo de mancais hidrostáticos:

- a Escola de Engenharia de São Carlos - EESC-USP, que desenvolveu pesquisas sobre restritores, mesas hidrostáticas e mancais para árvore de retificadoras [42,43,44], e
- a UFSC-Centro Tecnológico, que desenvolveu pesquisas com árvores de tornos, estudos estes estáticos [11,12].

Em escala industrial, à nível nacional, temos conhecimento de utilização de mancais hidrostáticos nas árvores de dois tipos de máquina: mandriladoras e retificadoras.

A mandriladora faz parte da família de máquinas Rapid, de fabricação da Wotan S/A, e o sistema árvore-mancais hidrostáticos foi desenvolvido em 1968, na Alemanha Ocidental, pela Technische Hochschule Aachen [18].

As retificadoras são fabricadas pela indústria Toyoda Koki do Brasil, e o sistema de mancais foi desenvolvido na matriz japonesa. São mancais híbridos hidrostáticos/hidrodinâmicos, e são importados pela subsidiária nacional, para montagem nos cabeçotes.

IV- PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO [5,11]

O princípio de funcionamento dos mancais hidrostáticos pode ser entendido na figura 4.1, onde se vê uma planta do mancal e uma vista em corte da bolsa. O óleo fornecido por uma bomba entra na cavidade e a pressão aumenta, até atingir um valor em que aparece uma folga entre a superfície de deslizamento e a borda. Neste momento, inicia-se o escoamento do fluido do restritor à cavidade, e a pressão de alimentação diminui linearmente através da borda, até a pressão atmosférica, no lado externo. A espessura do filme de óleo é designada h , e a distribuição de pressões devido à carga F é mostrada na figura. Essa distribuição não é, entretanto, correta nos cantos.

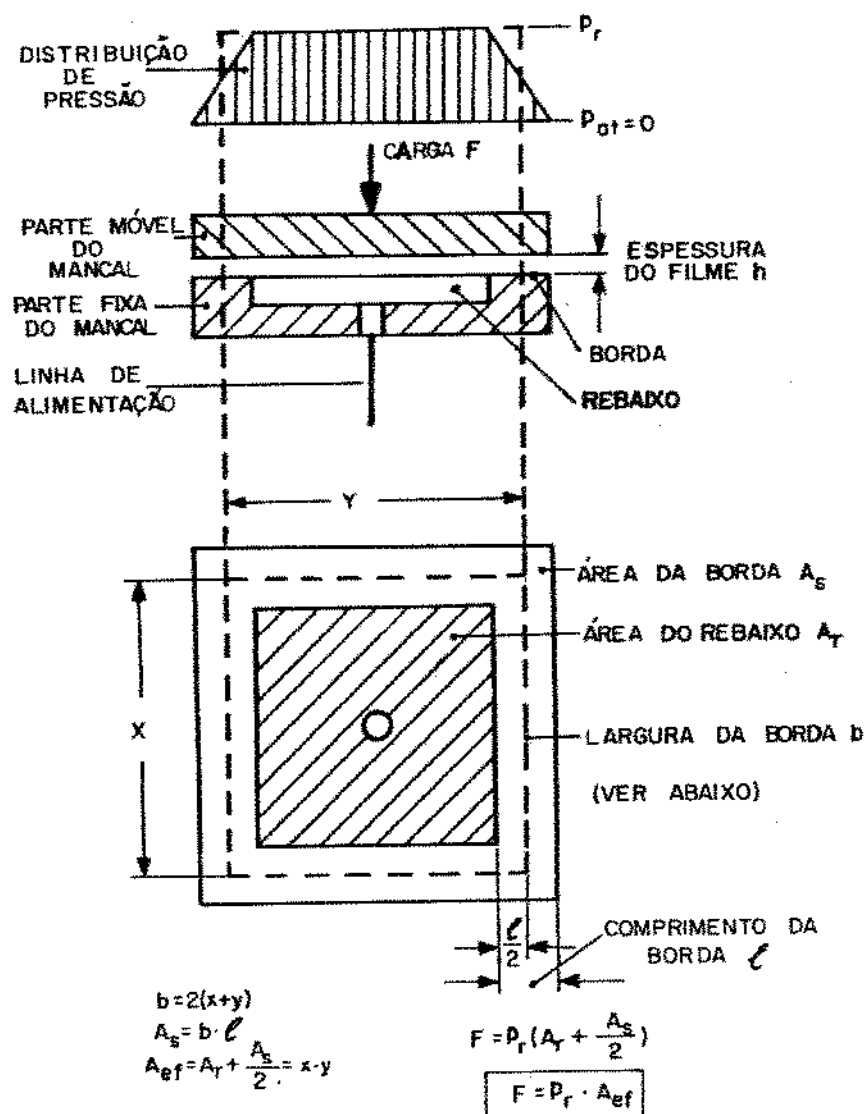


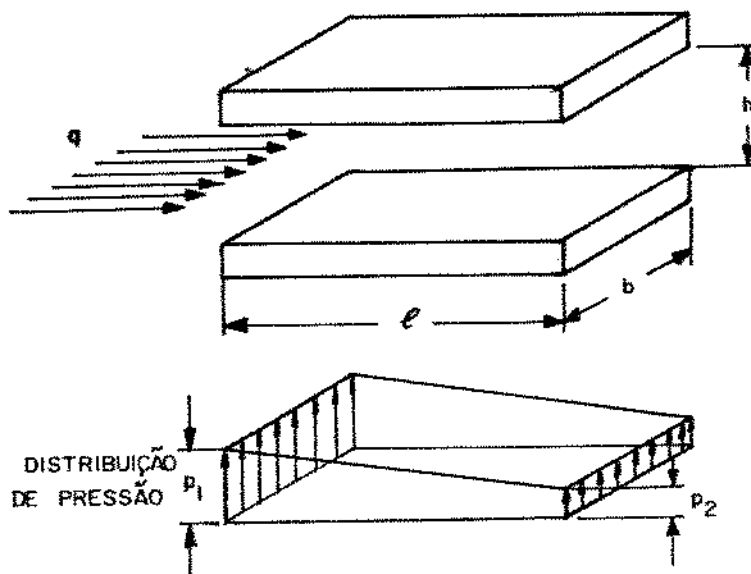
FIGURA 4.1- Notação básica para mancais hidrostáticos [5]

Nesta situação existem duas restrições hidráulicas em série : uma fixa - o restritor propriamente dito - e outra variável - a folga. Quando a folga diminui devido à carga externa, a pressão na bolsa aumenta, devido à maior resistência hidráulica de saída do fluido, equilibrando a carga, fazendo com que a folga retorne ao valor anterior. Com relação à distribuição de pressões, pode-se assumir com suficiente precisão que a pressão na bolsa atua sobre a área total da mesma e sobre a metade da área da borda. Partindo disto, a carga pode ser determinada como mostra a figura 4.1.

A área assim obtida, que multiplicada pela pressão na bolsa resulta no valor da carga, é chamada *área efetiva* A_{ef} .

Na figura 4.2 estão relacionadas as grandezas geométricas de uma seção do mancal, com a pressão na bolsa e a vazão de fluido. A expressão da vazão é obtida a partir da lei de Hagen-Poiseuille, supondo-se escoamento laminar entre placas paralelas. Assim:

$$q = \frac{\Delta p \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot \ell \cdot \eta} \quad (4.1)$$



- q = vazão
- Δp = diferença de pressão = $p_1 - p_2$
- b = comprimento da borda
- h = espessura do filme
- ℓ = largura da borda
- η = viscosidade dinâmica

FIGURA 4.2- Relação de vazão através de duas placas paralelas [5]

A vazão q é proporcional à diferença de pressão Δp agindo através da borda. Assumindo a pressão atmosférica igual a zero, esta diferença de pressão pode ser dada pela pressão na cavidade, p_h . Além da relação com a geometria do mancal e da pressão, a vazão do fluido depende inversamente da viscosidade dinâmica.

4.1- TIPOS CONSTRUTIVOS DE MANCAIS HIDROSTÁTICOS

Existem dois tipos básicos de mancais hidrostáticos [5]:

- mancais com um único filme de óleo, e
- mancais com filme duplo de óleo, ou com colchões opostos

A figura 4.3 mostra esses dois tipos básicos. Na mesma figura, logo abaixo de cada construção esquemática, estão representadas as respectivas curvas espessura h do filme $\times$ carga aplicada F . Opitz [5] considerou dois sistemas de alimentação: vazão constante e restritor capilar, nesta análise.

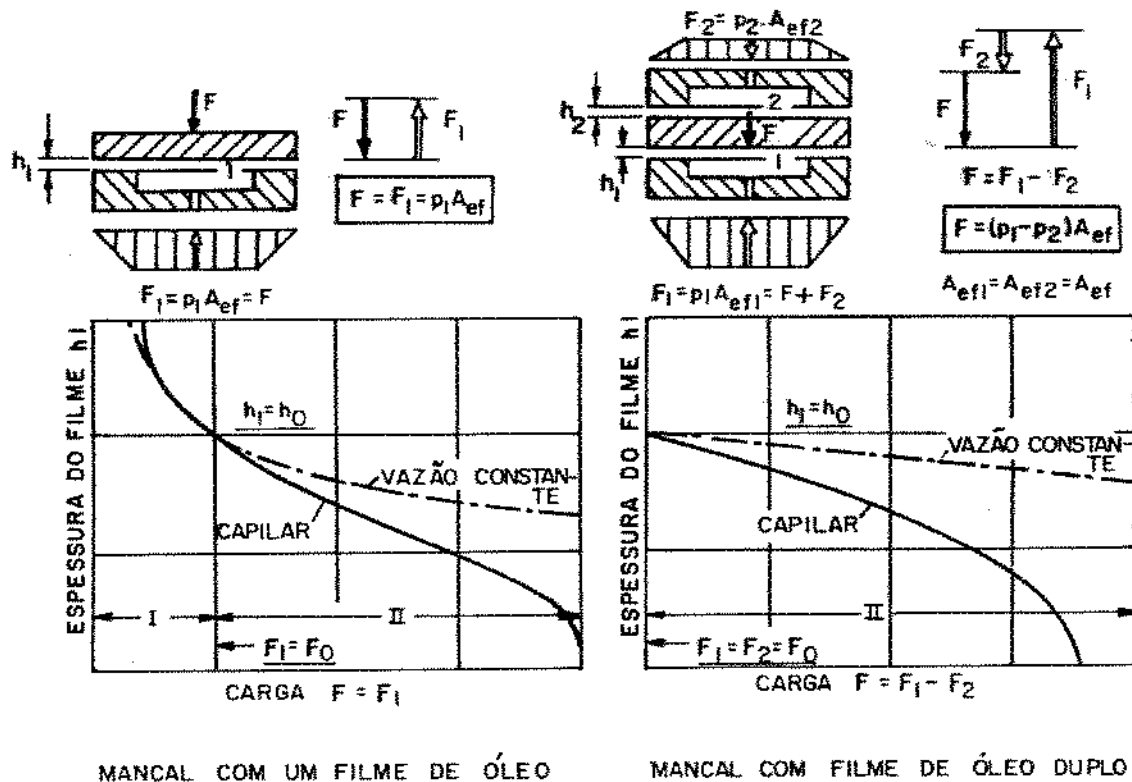


FIGURA 4.3- Variação da espessura do filme em função da carga, em mancais com um e dois filmes de óleo, usando sistemas de alimentação diferentes [5]

No caso de um único filme de óleo, a carga pode ser expressa por:

$$F = F_1 = p_1 A_{ef} \quad (4.2)$$

onde F inclui o peso do elemento sustentado. Há um maior deslocamento com a carga na região I, de pequenas cargas. A rigidez aumenta, entretanto, com o aumento da carga, no sistema com alimentação por vazão constante, o mesmo não ocorrendo no sistema com capilar, cuja rigidez continua diminuindo com o aumento da carga.

Analisando o gráfico à direita, nota-se que a região de baixa rigidez é eliminada. Este mancal é geralmente utilizado devido à sua elevada rigidez. Na construção com colchões opostos, a bolsa 1 deve suportar tanto a carga F quanto a carga proveniente da bolsa 2. Assim:

$$F_1 = F + F_2 \quad (4.3)$$

A carga F é dada, então, pela diferença entre as cargas superior e inferior, ou seja:

$$F = F_1 - F_2 = (p_1 - p_2) A_{ef} \quad (4.4)$$

quando as áreas efetivas são iguais.

Não existindo carga externa, F_1 e F_2 são iguais, todas as variáveis tem o índice zero indicando o que denomina-se "condições de projeto". Pode-se escrever que:

$$F_1 = F_2 = F_0, \quad p_1 = p_2 = p_0, \quad h_1 = h_2 = h_0 \quad \text{e} \\ q_1 = q_2 = q_0 \quad (4.5)$$

A folga e a pressão são fixados pelo projeto. Na condição em que os valores F_0 e h_0 forem iguais aos do mancal com um único filme de óleo, obtém-se o gráfico à direita da figura 4.3.

Comparando-se os dois diagramas, nota-se que a região de baixa rigidez não existe no mancal com filme duplo.

Quando é aplicada uma carga neste mancal, a pressão na bol

sa 1 aumenta e na bolsa 2 diminui. Devido a esta diminuição da pressão na bolsa oposta, a pressão na bolsa 1 não aumentará proporcionalmente à carga aplicada F . Esta é a razão porque o mancal com duplo colchão apresenta rigidez superior ao mancal com um único colchão na região II, inclusive.

Um meio de se eliminar a região de baixa rigidez nos mancais com um único filme de óleo é a utilização de pré-carga. Sugere-se, por exemplo, uma pré-carga no valor de F_0 . Isto poderia ser solucionado facilmente se a parte sustentada da máquina tivesse um peso igual a F_0 , o que poucas vezes ocorre, havendo então a necessidade de pré-carga mecânica.

Opitz [5] conclui, entretanto, que um mancal pré-carregado exige uma bolsa com maior capacidade, porque embora a vazão seja a mesma, a pressão no rebaixo é mais elevada.

4.1.1- MANCAL HIDROSTÁTICO DE COLCHÕES OPOSTOS

Tanto em mancais radiais quanto em axiais, existe a situação básica de colchões opostos. Assim sendo, aqui será estudado um pouco mais detalhadamente o comportamento desse tipo construtivo básico.

Ao ser aplicada uma carga, quando anteriormente as folgas eram $h_1 = h_2 = h_0$, o elemento intermediário desloca-se, e as folgas tornam-se (figura 4.3):

$$h_1 = h_0 - \Delta h \quad (4.6)$$

$$h_2 = h_0 + \Delta h$$

Com a variação nas folgas, a resistência hidráulica R_{h1} da bolsa 1 aumenta e a resistência R_{h2} da bolsa 2 diminui, como pode ser visto na figura 4.4.

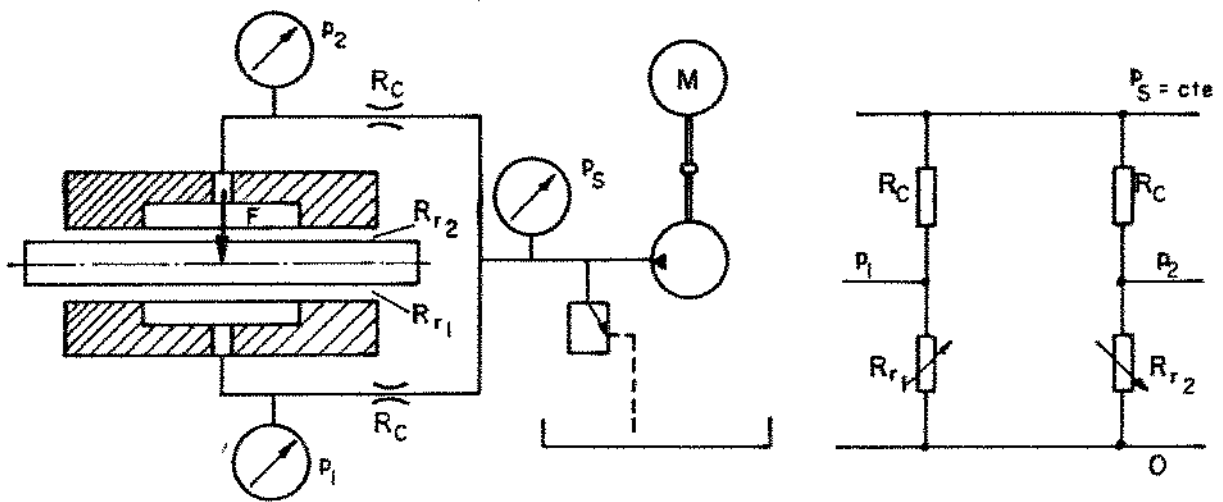


FIGURA 4.4- Mancal hidrostático com bolsas opostas e restritores capilares [11]

Da figura citada, nas condições de projeto ($h_1 = h_2 = h_0$), analogamente à lei de Ohm, tem-se que a vazão através da bolsa e do capilar é dada por:

$$U = R \cdot I$$

$$q_h = I = \frac{U}{R} = \frac{p_\Delta}{R_c + R_{h0}} \quad (4.7)$$

onde

U = tensão elétrica correspondente ao diferencial de pressão

R = resistência elétrica correspondente à resistência hidráulica

I = corrente elétrica correspondente à vazão q_h

p_Δ = pressão de bombeamento

R_c = resistência hidráulica do restritor capilar

R_{h0} = resistência hidráulica do rebaixo na condição de projeto

A relação abaixo considerando-se somente a bolsa ,
é válida para uma pressão atmosférica nula, ou seja, com pressões
relativas e não absolutas.

$$q_h = p_{ho} / R_{ho} \quad (4.8)$$

Igualando-se (4.7) e (4.8) obtêm-se:

$$\frac{p_\delta}{R_c + R_{ho}} = \frac{p_{ho}}{R_{ho}}$$
$$\frac{p_\delta}{p_{ho}} = 1 + \frac{R_c}{R_{ho}} \quad (4.9)$$

Se chamarmos de ϵ a relação entre as resistências
hidráulicas de entrada e saída da bolsa, tem-se:

$$p_\delta = p_{ho} (1 + \epsilon) \quad (4.10)$$

A partir da equação 4.1, para vazão entre duas pla-
ças paralelas, pode-se equacionar a vazão para um colchão, na condi-
ção de projeto (p_o , h_o), como:

$$q_{ho} = \frac{(p_{ho} - p_{at}) \cdot b_a \cdot h_o^3}{12 \cdot \pi \cdot \ell_u} \quad (4.11)$$

onde

q_{ho} = vazão por bolsa na condição de projeto

p_{at} = pressão atmosférica, considerada zero

p_{ho} = pressão na bolsa, na condição de projeto

b_a = comprimento de escoamento, por bolsa, perpen-
dicular ao sentido do fluxo

ℓ_u = largura de escoamento, por bolsa, no sentido de escoamento

h_0 = folga de projeto

η = viscosidade dinâmica do fluído

Nas condições de projeto, tem-se que a resistência hidráulica na saída da bolsa é dada por:

$$R_{h0} = \frac{p_{h0}}{q_0} = \frac{12 \cdot \eta \cdot \ell_u}{b_a} \cdot \frac{1}{h_0^3} \quad (4.12)$$

Quando a folga assume um valor qualquer,

$$R_h = 12 \cdot \eta \cdot \frac{\ell_u}{b_a} \cdot \frac{1}{h^3} \quad (4.13)$$

donde

$$\frac{R_h}{R_{h0}} = \left(\frac{h_0}{h} \right)^3 \quad (4.14)$$

Dai, tem-se que, para uma condição genérica, a relação entre as resistências de entrada e saída do colchão, vale

$$\frac{R_c}{R_h} = \frac{R_c}{R_{h0}} \cdot \frac{h^3}{h_0^3} = \epsilon \left(\frac{h}{h_0} \right)^3 \quad (4.15)$$

e a pressão na bolsa

$$p_h = \frac{p_\Delta}{1 + \epsilon \frac{h^3}{h_0^3}} \quad (4.16)$$

No caso de bolsas opostas, como na figura 4.4 , as pressões são:

$$p_1 = \frac{p_\Delta}{1 + \epsilon \left(\frac{h_1}{h_0} \right)^3} \quad e \quad (4.17)$$

$$p_2 = \frac{p_\Delta}{1 + \epsilon \left(\frac{h_2}{h_0} \right)^3} \quad (4.18)$$

Como $h_1 < h_0$ e $h_2 > h_0$, a pressão na bolsa 1 aumenta enquanto que na bolsa 2 diminui.

V- SISTEMAS DE ALIMENTAÇÃO

Em mancais hidrostáticos, como se verá adiante, a máxima rigidez que se obtém é função do tipo de restritor usado, ou melhor, do sistema de alimentação do fluido. O projeto do sistema hidráulico é o último item a ser processado no projeto do mancal, mas há a necessidade de uma escolha prévia do sistema a ser utilizado, pois isto irá definir o método de cálculo e as equações a serem utilizados. A espessura do filme de óleo, por exemplo, é ditada pelas características de pressão e de vazão da bomba [19].

Como pode ser visto na figura 5.1, um mancal hidrostático com uma bolsa somente não admite cargas fora do centro, pois isto iria aumentar a folga em um lado e diminuir a pressão na bolsa, o que provocaria o contato entre as superfícies do mancal na extremidade carregada. Para se obter um momento de reação à carga excêntrica, são então necessários dois colchões, no mínimo. De acordo com a figura 5.1 conclui-se que as pressões nos colchões devem ser diferentes, e portanto, independentes.

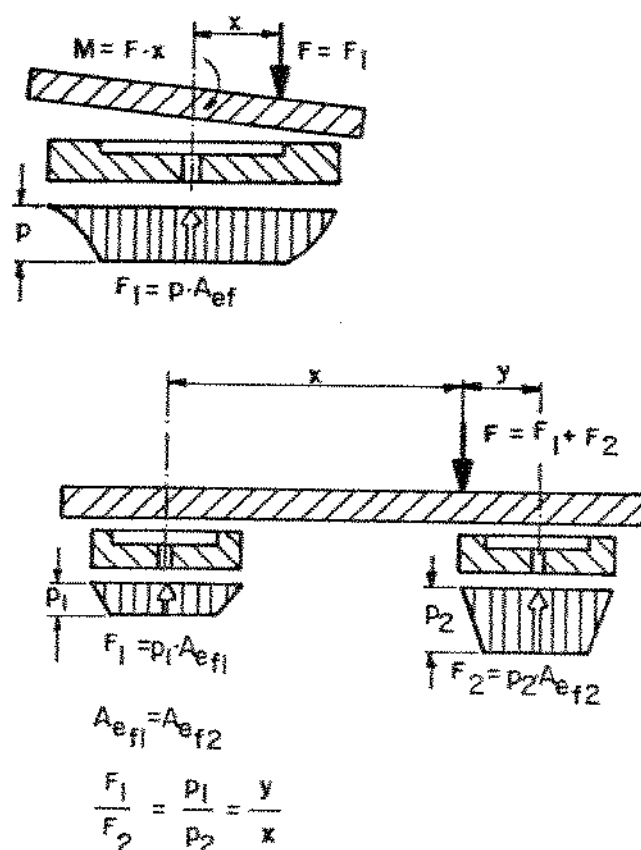


FIGURA 5.1- Efeito da carga excêntrica em mancais hidrostáticos [5]

A independência das pressões nas bolsas pode ser conseguida de duas maneiras distintas:

- 1- Usando-se uma bomba para cada bolsa do mancal, ou
- 2- Usando-se uma bomba central e restritores, um em cada bolsa, para evitar uma compensação de pressão.

O primeiro sistema, também chamado de *sistema com vazão constante*, é o que apresenta maior capacidade de carga, uma vez que a pressão total da bomba é utilizada para suportar a carga. É um sistema que torna-se antieconômico quando o número de bolsas é grande, daí o motivo pelo qual só será mais detalhadamente analisado o sistema de alimentação com bomba central. A figura 5.2 mostra os dois tipos de alimentação.

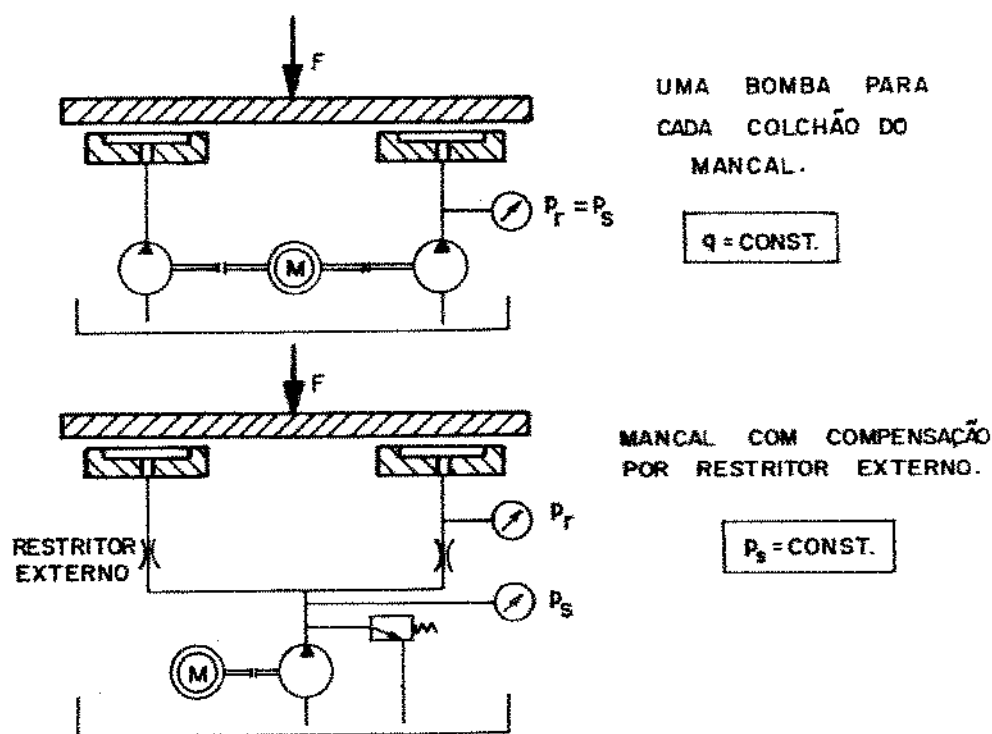


FIGURA 5.2- Sistemas de alimentação de mancais hidrostáticos [5]

5.1- SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO COM PRESSÃO CONSTANTE OU COM UMA BOMBA CENTRAL

Este sistema está esquematizado na parte inferior da figura 5.2. A pressão de funcionamento p_d é regulada por meio de uma válvula, e cada colchão tem a sua resistência hidráulica individual. A grande desvantagem deste sistema reside na perda considerável de

carga, imposta pelos restritores, além do que a capacidade de carga é inferior à do sistema anteriormente citado.

Neste sistema surge como ponto crítico o *restritor*. São usados principalmente quatro tipos de restritores [5,20]:

- 1- restritor constante capilar, com fluxo laminar ou viscoso;
- 2- restritor constante de orifício, com fluxo turbulento;
- 3- restritor de vazão constante; e
- 4- restritor sensível à carga, com fluxo variável laminar, como restritores de carretel ou de membrana.

5.1.1- RESTRITOR CAPILAR

No restritor capilar, as características do escoamento laminar são dependentes da viscosidade, assim como o é, o escoamento pelas bordas do mancal. O capilar tem vantagens sobre os controles por orifício e por vazão constante, porque a característica carga-deflexão é independente das variações de viscosidade que podem surgir devido a mudanças de temperatura.

Devido às suas dimensões, um capilar não tem a mesma facilidade de obstrução que apresenta o orifício pois, para mesmas aplicações, o diâmetro interno do capilar é sempre maior que o do correspondente orifício. Um capilar deve ser suficientemente longo, de maneira que sejam eliminados os efeitos de extremidade, o que se consegue com uma relação comprimento/diâmetro maior que 100. Normalmente a relação comprimento/diâmetro l/d deve ser maior que 100, segundo Stansfield [17], ou maior que 20, segundo Rippel [19], embora tenham sido empregados capilares até com uma razão l/d em torno de 10 [2].

A independência entre a variação da viscosidade - quer com a temperatura, quer com a pressão - e a espessura do filme de óleo evidencia-se quando comparam-se as equações das vazões de entrada e saída do mancal. Assim, a equação para a vazão de entrada na bolsa, através do capilar, é dada pela equação de Hagen-Poiseuille:

$$q_c = \frac{(p_s - p_h) \cdot \pi \cdot d_c^4}{128 \cdot \eta \cdot l_c} \quad (5.1)$$

ou

$$q_c = \frac{k_c}{\eta} (p_s - p_h) \quad (5.1a)$$

onde

$$k_c = \pi \cdot d_c^4 / 128 \cdot \ell_c, \text{ de Rippe1 [19]} \quad (5.2)$$

e a equação para a vazão de saída no colchão, como se verá adiante em 6.2.2.3, é dada por:

$$q_h = \frac{p_h \cdot \bar{B} \cdot h^3}{\eta} \quad (5.3)$$

onde $\bar{B}$ é o fator de forma de vazão.

Ao igualarem-se as equações (5.1) e (5.3), os termos da viscosidade cancelam-se, comprovando o que se afirmou.

5.1.1.1- DIMENSIONAMENTO DO CAPILAR

A vazão laminar através de um tubo, desprezando-se os efeitos de entrada e saída e a variação da viscosidade devido à temperatura e pressão, pode ser dada por (5.1),

$$q_c = \frac{\pi \cdot d_c^4 \cdot \Delta p}{128 \cdot \eta \cdot \ell_c} = k_c \cdot \frac{\Delta p}{\eta}$$

k_c é uma constante do capilar, cujo valor pode ser calculado (equação 5.2) ou obtido do gráfico da figura 5.3. Da equação vista, a vazão através do capilar é diretamente proporcional à queda de pressão através dele. Em um mancal hidrostático com compensação capilar, para uma dada pressão de alimentação, a vazão através do mancal diminuirá com o aumento da carga, uma vez que p_h é proporcional à carga aplicada.

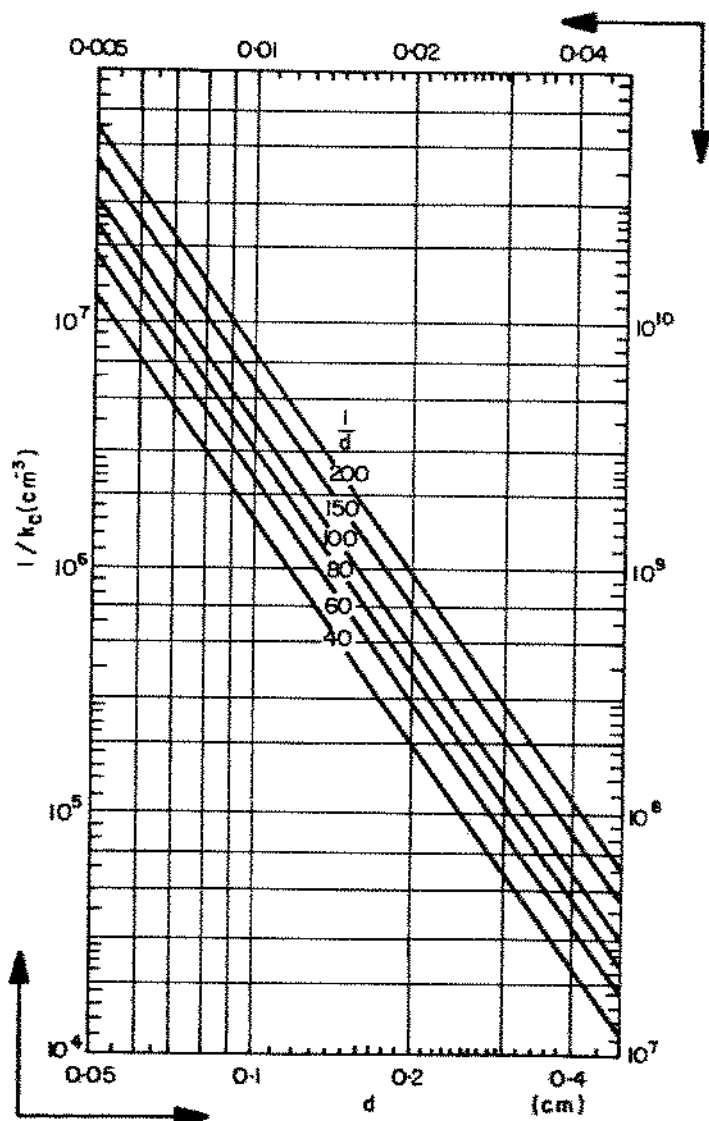


FIGURA 5.3- Constante do capilar k_c [7]

Utilizando-se analogia elétrica [5,11] pode-se definir, a semelhança de resistência elétrica, uma resistência hidráulica, através da lei de Ohm. Desta forma, a diferença de pressões Δp é semelhante à diferença de potencial e a vazão de fluido é semelhante à corrente (ver equação 4.7).

Assim,

$$R_c = \Delta p / q_c \quad (5.4)$$

ou

$$R_c = \frac{128 \cdot \eta \cdot \ell_c}{\pi \cdot d_c^4} = \eta / k_c \quad (5.4a)$$

Observe-se que esta equação é válida considerando-se um fluxo laminar e perdas de cargas desprezíveis nas extremidades, quando comparadas às que ocorrem ao longo do capilar. Para que estas suposições sejam corretas, devem ser preenchidas as seguintes condições:

- a) O número de Reynolds para o escoamento laminar deve ser menor que 2000:

$$R_e = \frac{\rho \cdot d_c \cdot v}{\eta} \leq 2000 \quad (5.5)$$

onde

$$d_c = \frac{4 \times \text{área da seção transversal para o fluxo}}{\text{comprimento do perímetro molhado da seção transversal}}$$

$$v = \frac{\text{vazão}}{\text{área da seção transversal}} = \text{velocidade média}$$

ρ = densidade do fluído

Rowe e Donoghue [21] recomendam que seja aumentado o diâmetro do capilar, caso $R_e > 1000$, e Stansfield [22] sugere $R_e < 2300$.

$$b) \ell_c / d_c > 0,5 R_e \quad (5.6)$$

Recomenda-se [19] que, em caso contrário, a resistência deve ser diretamente calibrada, através de medida direta da queda de pressão com a vazão de projeto e na temperatura esperada do fluído. Recomenda-se também $\ell_c / d_c > 100$.

Não deve ser usado diâmetro menor que 0,635 mm devido à tendência ao entupimento.

Existem cinco métodos de se manufaturar restritores capilares [7,43]:

- 1- Tubos hipodêrmicos (comercializados)
- 2- Capilares de vidro (comercializados)

- 3- Furação convencional
- 4- Furação por eletroerosão
- 5- Capilares bipartidos

Os dois tipos feitos por furação são empregados quando $\ell_c / d_c \approx 10$.

As faces devem ser lapidadas para se controlar os efeitos de extremidade, que são desprezíveis quando $\ell_c / d_c > 100$.

Verificou-se que a relação d_i / d_e dos tubos hipodérmicos é muito grande, ou seja, as paredes desses tubos geralmente são muito finas, o que gera complicações adicionais de mudança de secção quando há necessidade de curvar-se os mesmos. Tal inconveniente não existe em tubos de aço inox sem costura, extrudados, e muito menos nos tubos capilares de cobre, sem costura, trefilados.

5.1.2- RESTRITOR DE ORIFÍCIO

Considera-se um orifício, aquele tubo em que a razão comprimento/diâmetro $\ell/d \ll 1$. Nos orifícios o regime de escoamento é turbulento, e a vazão, ao contrário do que ocorre com os capilares, é praticamente independente da viscosidade. Devido a isto, a variação da resistência hidráulica com a temperatura é muito pequena, quase não alterando a vazão. Para o caso de fluxo de fluido incompressível através de orifício, tem-se a vazão dada por:

$$q = C_d \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\frac{2}{\rho} \right)^{1/2} \cdot \Delta p^{1/2} \quad (5.7)$$

ou

$$q = k_o \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (5.7a)$$

onde

$$k_o = C_d \cdot \frac{\pi d_o^2}{4 \cdot \rho^{1/2}} \quad (5.8)$$

Assim, para um dado tamanho e um dado fluido, k_o é constante.

Nota-se que a vazão no orifício é proporcional à raiz quadrada da diferença de pressão causada por ele [22]. O número de Reynolds para orifícios é dado pela expressão:

$$R_e = \frac{(2\rho\Delta p)^{1/2} \cdot d_o}{\eta} \quad (5.9)$$

Para $R_e \geq 15$, que é o caso normal, C_d vale cerca de 0,6 para razões d_o/D menores que 1/10. Para um número de Reynolds menor que 15, o coeficiente de descarga é aproximadamente:

$$C_d = 0,20 \cdot \sqrt[3]{R_e} \quad (5.10)$$

O diâmetro do orifício na entrada deve ser no mínimo 10 vezes o diâmetro do furo propriamente dito. Devem ser evitados diâmetros menores que 0,508 mm.

Como a resistência hidráulica da bolsa varia com a viscosidade, o que não ocorre com o orifício, a folga h diminui com o aumento de temperatura, pois se a vazão pelo orifício permanece constante, o óleo escoar mais facilmente através das bordas devido à sua menor viscosidade. Outra desvantagem dos orifícios é que devido às suas reduzidas dimensões, são de difícil execução e de fácil obstrução, não sendo portanto muito utilizados na construção de mancais hidrostáticos.

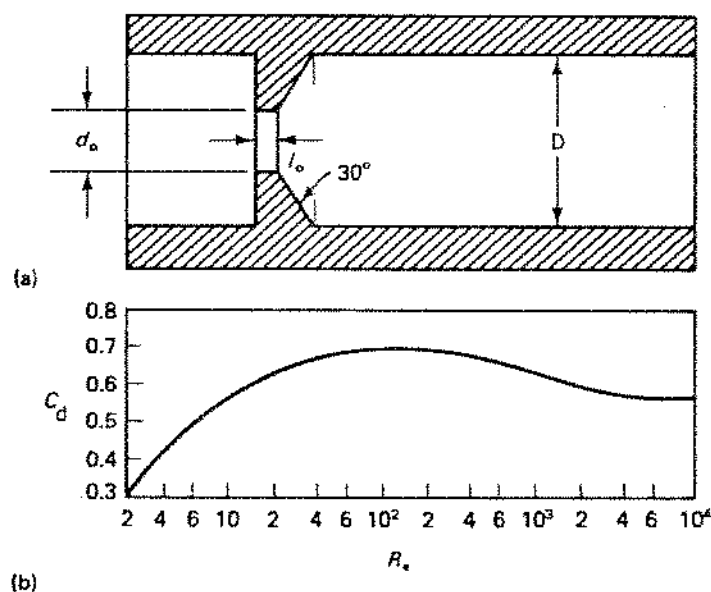


FIGURA 5.4- Orifício e variação do coeficiente de descarga C_d em função do número de Reynolds [7]

5.1.3- RESTRITOR DE VAZÃO CONSTANTE

É constituído de válvulas de vazão constante individuais para cada colchão. Ainda assim, à semelhança do sistema de vazão constante com uma bomba para cada bolsa, é um sistema dispendioso, pois necessita de uma válvula por bolsa. As vantagens deste sistema são praticamente as mesmas do sistema de vazão constante.

5.1.4- RESTRITOR DE RESISTÊNCIA HIDRÁULICA VARIÁVEL, SENSÍVEL À CARGA

Existem dois grupos de restritores em que a resistência hidráulica varia com a carga [7]: válvulas de carretel e válvulas de diafragma. Há também o chamado controle inerente.

5.1.4.1- VÁLVULAS DE CARRETEL

Este grupo pertence ao grupo de mancais dependentes da temperatura, embora o grau de dependência possa ser reduzido. A resposta dinâmica não é tão rápida quanto a das válvulas de diafragma, e torna-se muito caro solucionar este problema. Um exemplo destas válvulas é a inventada por Royle [23], mostrada esquematicamente na figura 5.5. A válvula garante que a pressão p_h na bolsa permaneça igual à metade da pressão p_v na válvula, provocando então um aumento diretamente proporcional da vazão em relação à pressão da bolsa, o que constitui-se na condição necessária à rigidez infinita do mancal.

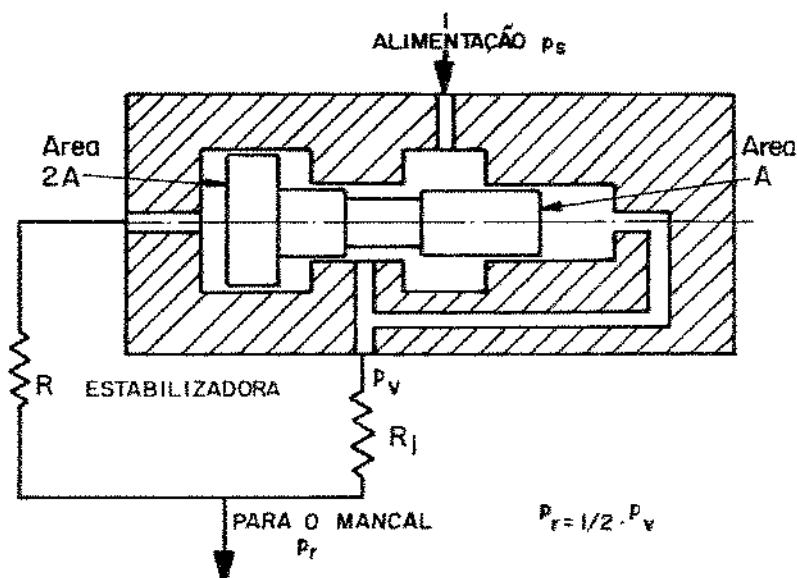


FIGURA 5.5- Válvula de Royle para rigidez infinita [7]

O mancal, vale aqui frisar, tem rigidez infinita enquanto $p_h \geq 0,5 \cdot p_\Delta$. Sob grandes cargas o sistema atua como um capilar. Na válvula de Royle, a resistência R_1 é calibrada no valor da resistência do mancal quando a folga $h = h_0$. Morsi [24] também desenvolveu um tipo de restritor de carretel, mostrado na figura 5.6.

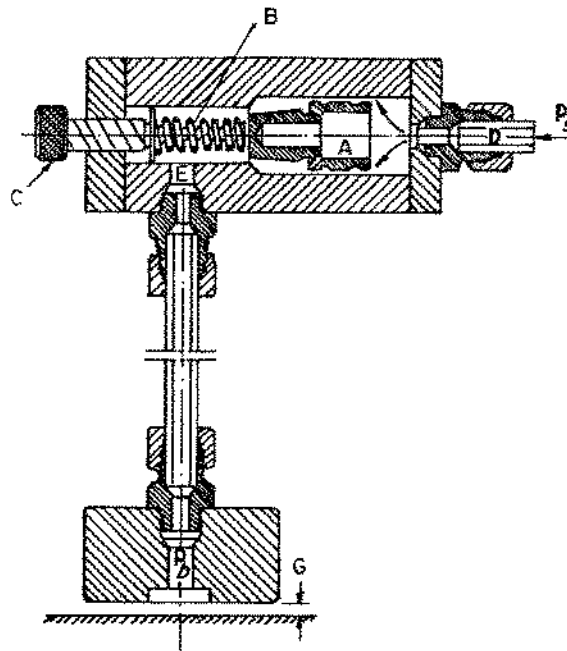


FIGURA 5.6- Restritor com carretel cônico [24]

5.1.4.2- VÁLVULA OU RESTRITOR DE DIAFRAGMA

Podem ser considerados basicamente dois tipos de restritores de diafragma: a válvula desenvolvida por Moshin [21] e a desenvolvida por De Gast [20] / Rowe [7].

5.1.4.2.1- VÁLVULA DE MOSHIN [21]

Uma das formas que esta válvula pode assumir é mostrada na figura 5.7. O princípio de operação baseia-se no fato que quando aumenta a carga no mancal, a pressão p_h na bolsa aumenta, assim como a força exercida no diafragma pelo óleo. Com o aumento da força na lâmina, esta se deforma, aumentando a passagem para o óleo e consequentemente a vazão. Uma cuidadosa escolha da rigidez da membrana, de modo que a deflexão seja proporcional ao aumento da vazão, propiciará rigidez infinita ao mancal, em uma grande faixa de sua capacidade total. A função da mola não é propriamente auxiliar o diafragma, mas sim provê-lo de uma pré -

carga ajustável ao valor da pressão normal de uso [7].

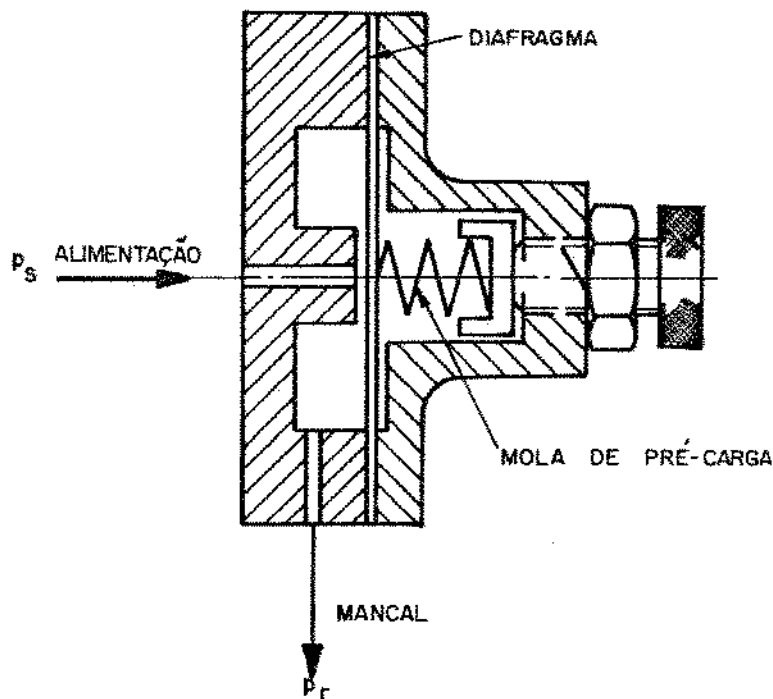


FIGURA 5.7- Válvula de Moshin para rigidez infinita [7]

A relação entre a vazão q_h e a pressão p_h na bolsa, que explicam a necessidade de ambas variarem proporcionalmente, resultando na constância de folga h com a carga, é dada pela equação modificada da vazão de óleo (equação 4.11):

$$h^3 = \frac{q_h}{p_h} \cdot \eta \cdot 12 \cdot \frac{\ell_u}{b_a} \quad (5.11)$$

ou

$$h^3 = \frac{q_h}{p_h} \cdot \frac{\eta}{\bar{B}} \quad (5.11a)$$

Apesar da grande rigidez conferida ao mancal pelo restritor de membrana, seu uso é restrito somente a casos especiais devido às seguintes limitações [7]:

- i- sua construção exige grandes cuidados;
- ii- sua regulação requer um banco de ensaios especial; e

- iii- o perigo de obstrução é grande; sua utilização requer custos elevados com filtragem de óleo e com a montagem.

Uma limitação deste tipo de válvula é que não pode ser usada diretamente em mancais com colchões opostos.

5.1.4.2.2- VÁLVULA DE ROWE [7,20]

Esquemáticamente esta válvula é mostrada na figura 5.8. É basicamente uma válvula de Moshin dupla. De Gast [20] analisou este projeto e Rowe patenteou uma, de forma semelhante.

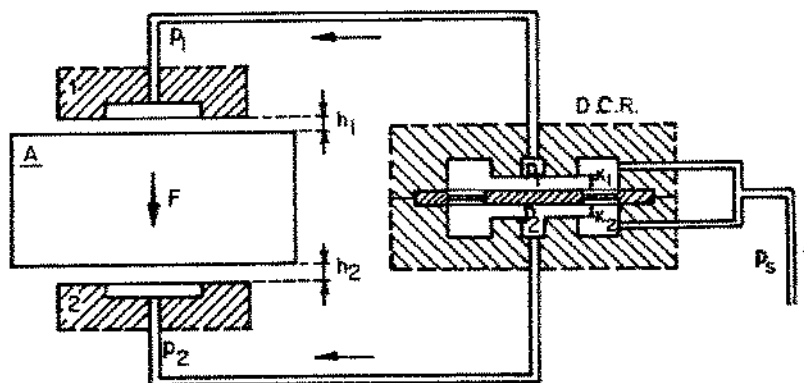


FIGURA 5.8- Arranjo esquemático da válvula de Rowe [20]. Se uma carga F é aplicada, a diferença de pressão entre os dois colchões opostos 1 e 2 provoca o movimento da membrana de modo que, no lado de alta pressão (2) a resistência externa diminui e no lado de baixa pressão (1) a resistência externa aumenta. Isto resulta em um aumento na rigidez do mancal, e, se todas as dimensões forem escolhidas apropriadamente, pode se conseguir rigidez infinita

O óleo escoar em ambos os lados do diafragma, de canais circulares para furos centrais, e daí para as bolsas. O funcionamento é similar ao anteriormente descrito em 5.1.4.2.1. O mancal tende a assumir uma posição central, independentemente das folgas de fabricação, que corresponde à posição central descarregada da membrana. Experimentalmente verificou-se que o restritor de Rowe apresenta as seguintes vantagens em relação ao capilar:

- resposta mais rápida;
- maiores tolerâncias permissíveis do mancal;
- maior capacidade de carga; e

- não há influência de flutuações na vazão sobre o mancal, pois a construção é simétrica.

5.2- INFLUÊNCIA DO SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO NA RIGIDEZ DO MANCAL

Rippel [19] faz uma breve análise de fatores que influenciam na escolha de um sistema de controle da vazão, independente do desempenho do mancal propriamente dito. A tabela V.1 apresenta uma comparação de características de sistemas de alimentação, tomando-se o valor 1 para a melhor característica.

TABELA V.1- Características de sistemas de alimentação [19]

CONSIDERAÇÃO	CAPILAR	ORIFÍCIO	V.CONTR.VAZÃO
Custo inicial	2	1	3
Custo de fabricação e instalação	2	3	1
Espaço necessário	2	1	3
Vida útil	1	2	3
Confiabilidade	1	2	3
Disponibilidade comercial	2	3	1
Tendência ao entupimento	1	2	3
Manutenção	2	1	3
Ajustabilidade	3	2	1

A espessura do filme de óleo, vazão, potências de bombeamento e de atrito, e rigidez podem ser expressos como funções da razão entre as pressões de alimentação e no rebaixo, se as características do elemento de compensação - restritor - são conhecidas [19]. Esta razão, chamada de *número característico do mancal* é:

$$B = p_h / p_s \quad (5.12)$$

A *rigidez* de um mancal é definida como a variação da carga aplicada dividida pela correspondente variação da folga. Como foi visto no item 5.1.4.2.1, a expressão que resulta na folga h é:

$$h^3 = \frac{q_h \cdot \eta}{p_h \cdot \bar{B}} = \text{const.} \cdot \frac{q_h}{p_h} \cdot \eta \quad (5.13)$$

Desta relação deduz-se que, para a folga não variar, a vazão deve ser proporcional à pressão, o que resulta na rigidez infinita do mancal. Esta situação ideal é mostrada no gráfico da figura 5.9.

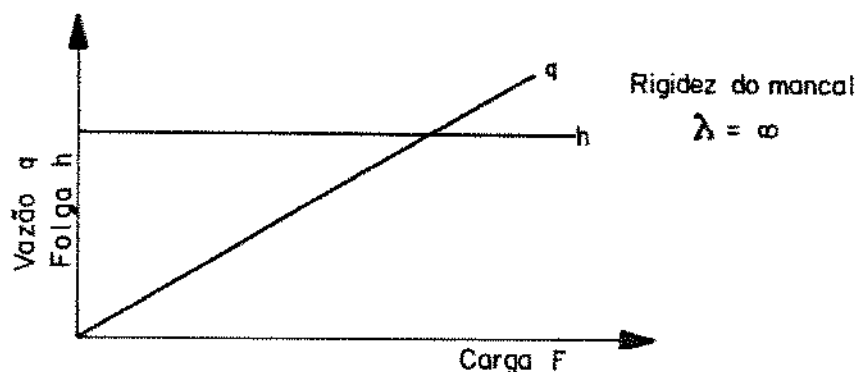


FIGURA 5.9- Vazão em função da carga, para folga constante [11]

Para um sistema de alimentação com vazão constante, ou seja, uma bomba por bolsa, a folga varia com a carga segundo a relação:

$$h = \sqrt[3]{\frac{q_k \cdot A_{ef} \cdot 12 \cdot \eta \cdot \ell_u}{b_a \cdot F}} = \sqrt[3]{\frac{q_k \cdot \eta}{p_k \cdot \bar{B}}} \quad (5.14)$$

$$h = \text{const.} \cdot \sqrt[3]{1/F}$$

$$\bar{B} = \frac{b_a}{12 \cdot \ell_u} \quad (5.14a)$$

O valor da rigidez é obtido por diferenciação, ou seja:

$$\lambda = \frac{dF}{dh}$$

e como $F = h^{-3} \times \text{constante}$, tem-se

$$\lambda_m = 3 \sqrt[3]{\frac{b_a}{q_k \cdot A_{ef} \cdot 12 \cdot \eta \cdot \ell_u}} \cdot F \cdot \sqrt[3]{F} \quad (5.15)$$

$$\lambda_m = \text{const.} \cdot F \cdot \sqrt[3]{F}$$

A capacidade de carga por bolsa F , por sua vez, é dada por:

$$F = A \cdot p_h \cdot \bar{A} \quad (5.16)$$

Das equações anteriores tem-se que a pressão na bolsa ou cavidade é:

$$p_h = \frac{p_\delta - p_h}{h^3 \cdot \bar{B} \cdot k_c} \quad (5.17)$$

Com o valor da pressão p_h determinado, a carga pode ser expressa como:

$$F = \frac{A \cdot p_\delta \cdot \bar{A}}{1 + (h^3 \cdot \bar{B} \cdot k_c)} \quad (5.16a)$$

Para determinar-se a rigidez de um sistema com restritor capilar, introduzem-se incrementos ΔF e $-\Delta h$ na equação acima, resultando em:

$$F + \Delta F = \frac{A \cdot p_\delta \cdot \bar{A}}{1 + [(h - \Delta h)^3 \cdot \bar{B} \cdot k_c]}$$

Subtraindo-se uma equação da outra, e rearranjando tem-se que:

$$\lambda = \frac{\Delta F}{\Delta h} = \frac{3F}{h} \left(\frac{1}{1 + \frac{1}{h^3 \cdot \bar{B} \cdot k_c}} \right) \quad (5.17)$$

A equação geral da rigidez λ , válida para qualquer tipo de restritor, relaciona a rigidez do mancal com as características de fluxo do restritor. A forma desta equação é:

$$\lambda = \frac{3F}{h} \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{p_h}{q} \cdot \frac{dq}{dp_h} \right)} \quad (5.18)$$

ou

$$\lambda = \frac{F}{h \cdot \tau} \quad (5.18a)$$

onde

$$\tau = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{p_h}{q} \cdot \frac{dq}{dp_h} \right) \quad (5.18b)$$

Existem três condições possíveis:

Mancal estável $\frac{p_h}{q} \cdot \frac{dq}{dp_h} < 1$

Condição de rigidez infinita $\frac{p_h}{q} \cdot \frac{dq}{dp_h} = 1$

Mancal estaticamente instável (rigidez negativa) $\frac{p_h}{q} \cdot \frac{dq}{dp_h} > 1$

A rigidez negativa significa que a um pequeno aumento da carga, o mancal se moverá na direção da carga, aumentando-a e provocando assim o colapso do mancal [7].

As funções $h = f(F)$ e $\lambda = f(F)$ para mancais com restritores capilares estão representados no gráfico da figura 5.10.

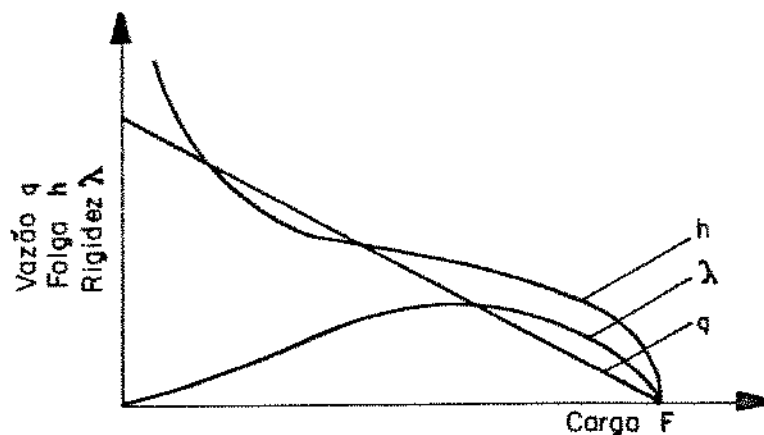


FIGURA 5.10- Folga, rigidez e vazão em função da carga para mancais com restritores capilares [11]

Rowe e O'Donoghue [7] tabelaram a chamada *rigidez adimensional* $\bar{\lambda}_0$, que é relacionada à rigidez do mancal pela expressão

$$\lambda = \bar{\lambda}_0 \cdot \left(\frac{A_{ef} \cdot p_{\Delta}}{h_0} \right) \quad (5.19)$$

Na figura 5.11 são mostradas, qualitativamente, as características dos diversos tipos de controle. Verifica-se então, a partir destes gráficos, como a rigidez do mancal, e a sua capacidade de carga, podem ser influenciados pela escolha do sistema de alimentação.

O sistema ideal seria o que resultasse na linha pontilhada. O restritor de membrana apresenta a característica ideal em uma faixa ampla, mas apresenta as limitações anteriormente citadas no item 5.1.4.2.1. Destes sistemas, o restritor de membrana só pode ser aproveitado quando a precisão e a rigidez dos demais componentes estiverem condizentes; enquanto que o sistema com vazão constante tem aplicação limitada pelo custo e justifica-se apenas em máquinas de grande porte.

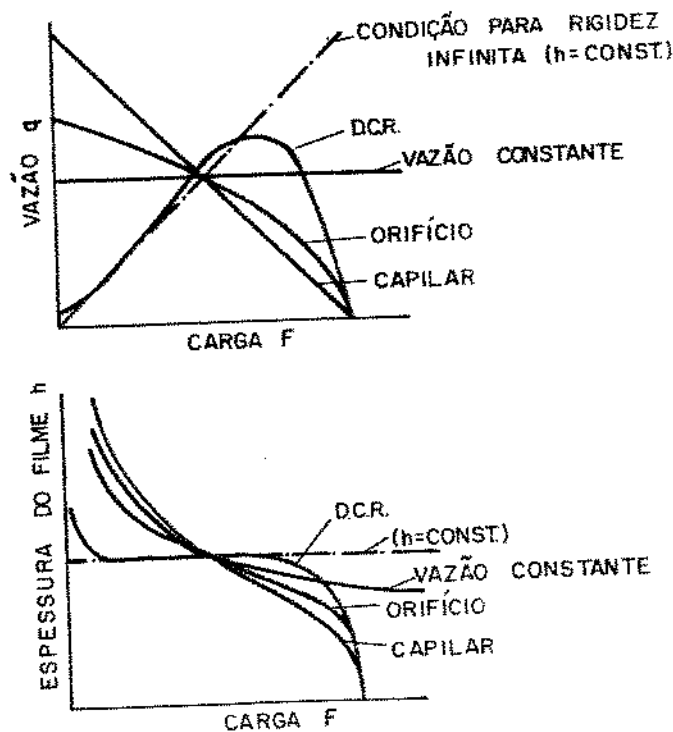


FIGURA 5.11- Vazão e espessura do filme em função da carga, para diferentes sistemas de alimentação [5]

Rippel [19] faz uma análise de desempenho bastante completa

de alguns sistemas de controle de vazão. Opitz [5] faz uma análise idêntica, só que baseado em apenas dois gráficos, representados na figura 5.11, determinados a partir das características de vazão de cada sistema de alimentação.

O mancal com restritor de orifício apresenta uma rigidez levemente superior à do mancal com capilar, como pode ser visto nos gráficos da figura 5.11. Os restritores capilares, por sua vez, assim como a resistência hidráulica de saída da bolsa, por serem de natureza laminar, dependem da mesma maneira da viscosidade, o que implica numa independência da rigidez com relação a temperatura de funcionamento, o mesmo não ocorrendo nos restritores de orifício. O restritor capilar é preferido em detrimento ao de orifício devido às considerações já feitas e, com uma construção adequada, pode resultar em mancais relativamente rígidos.

5.3- SISTEMAS DE SEGURANÇA PARA MANCAIS HIDROSTÁTICOS [5,7,8,15]

Na figura 5.12 está mostrado esquematicamente um circuito hidráulico de alimentação de um mancal, com uma bomba e restritores individuais para cada bolsa. A bomba transporta o óleo, com pressão regulada pela válvula de descarga, até o mancal, através da linha de distribuição e dos restritores. O óleo sai do mancal à pressão atmosférica e retorna ao tanque. Este retorno pode ser livre, se a tubulação assim o permitir, ou forçado, necessitando de bomba de exaustão, instalada no ponto 5. Há o perigo de contaminação do óleo, uma vez que o circuito não é fechado. Deste modo, é necessária uma filtragem do óleo, e uma correspondente queda de pressão ocorre. Assim, é desfavorável colocar-se o filtro no ponto 1 e prefere-se o ponto 2 para a colocação do mesmo. A queda de pressão deve ser controlada para que sejam evitados problemas de operação causados por entupimentos de filtros. Pode-se contornar isso utilizando-se um filtro principal monitorado eletricamente (3 a 5 μ m) na posição 2. Antes de cada mancal, por outro lado, utilizam-se filtros sinterizados e servo-válvulas para retirar a sujeira e partículas provenientes do atrito. Além desses, pode-se prever um filtro na entrada do reservatório.

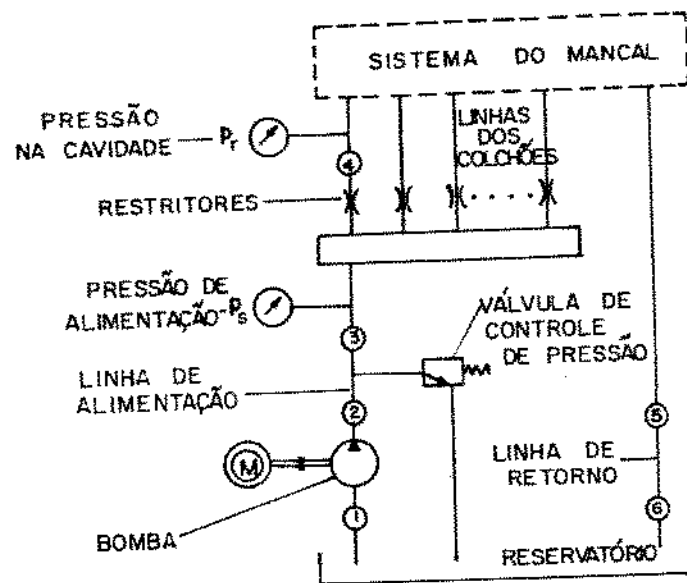


FIGURA 5.12- Diagrama esquemático do circuito hidrostático [5]

Quando há uma falha na alimentação do mancal, por quebra da bomba ou outros fatores, deve ser providenciada a parada imediata do elemento deslizante, no caso, a árvore. Pode-se, com tal finalidade, prever um elemento controlador de pressão no ponto 3, que desligará o motor a uma queda de pressão sensível. Em certos casos, neste ponto pode-se instalar um acumulador, como se verá adiante, que fornecerá óleo ao circuito até a parada do eixo.

Devem ser tomados cuidados para que a temperatura não exceda o seu valor admissível, pois isso poderá acarretar problemas dimensionais. Se a potência de saída for pequena, um reservatório bem projetado será suficiente para a dissipação do calor gerado; de outra forma, se a potência for elevada, trocadores de calor devem ser instalados. O trocador de calor pode estar no ponto 6, quando existe uma bomba de exaustão no ponto 5, ou no ponto 1, quando a geração de calor for muito elevada.

Um outro fator muito importante no projeto do sistema de alimentação é o arranjo dos restritores externos. Em relação ao comportamento dinâmico do sistema de mancais hidrostáticos, é favorável colocá-los tão próximos quanto possível das bolsas. Tubulações flexíveis entre os restritores e os colchões devem ser evitadas em todos os casos. Pela mesma razão devem ser desligados os sensores de pressão, antes do funcionamento, segundo Opitz [5]. As vedações não devem ser do tipo de contato mecânico, mas do tipo labirinto, ou en

tão, usar-se-á vedação com ar comprimido. Observe-se a figura 5.13.

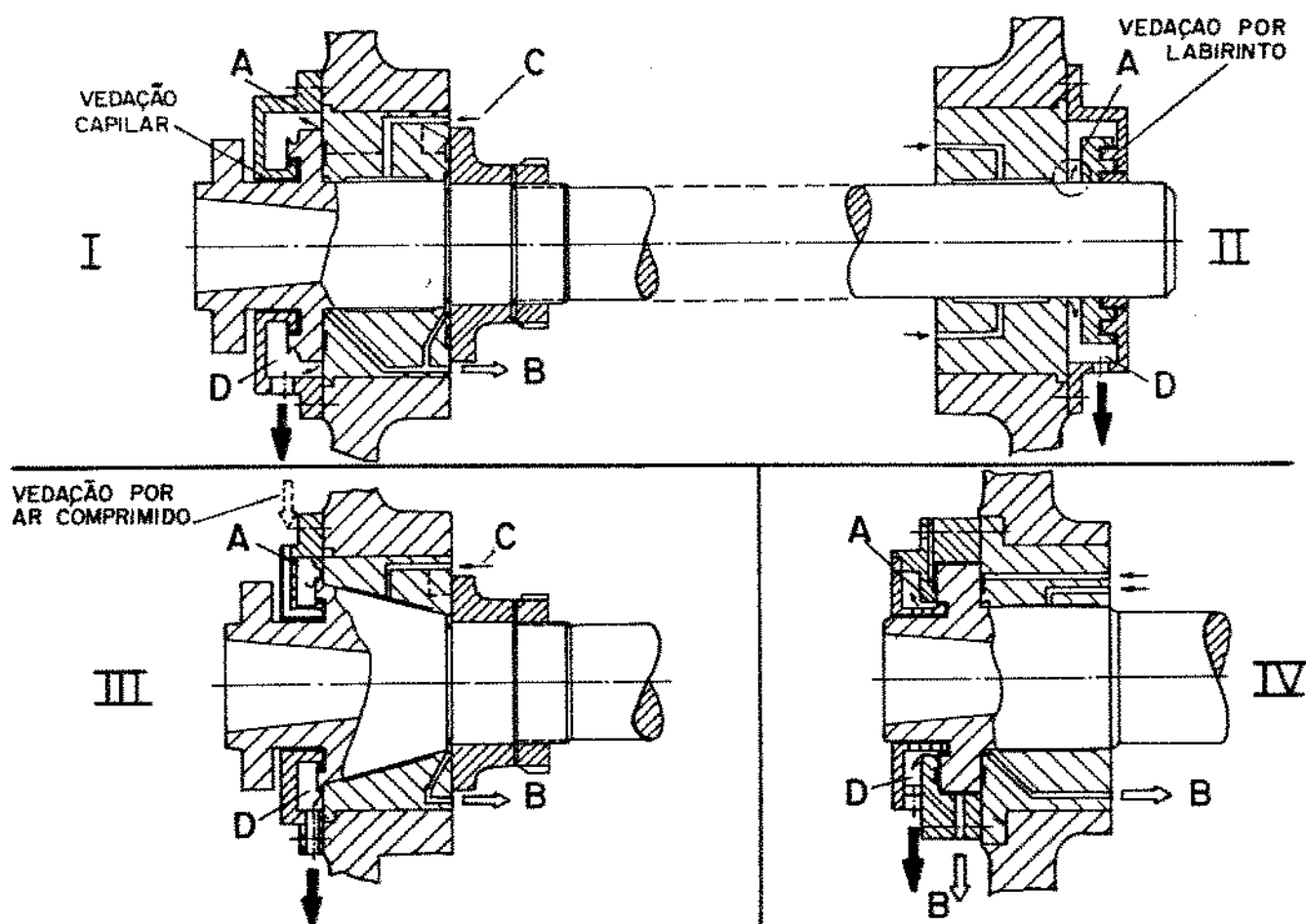


FIGURA 5.13- Diferentes arranjos de mancais hidrostáticos para árvores de máquinas-ferramenta [5]

O sistema de segurança constitui-se, pois, dos diversos componentes que têm a função de eliminar automaticamente qualquer perturbação que surja, colocando em risco o funcionamento normal do mancal [7].

As condições necessárias ao funcionamento seguro de mancais radiais hidrostáticos são:

- 1- O acionamento da árvore deverá ocorrer somente após o acionamento da bomba; isto indica a necessidade de um monitoramento elétrico. Devem ser previstos, como já foi dito, limitadores de pressão, temperatura e corrente elé

trica;

- 2- Fácil acesso aos elementos, para o caso de se realizar a manutenção;
- 3- Sistema detector de falhas, tão completo quanto possível;
- 4- Previsão de sistema de alimentação suplementar de fluido, momentânea, para o caso de eventual interrupção de energia elétrica, até a parada da máquina, como um acumulador colocado na linha de pressão ou uma bomba acionada pelo eixo-árvore;
- 5- O sistema de segurança deve ter confiabilidade maior que o sistema protegido; e
- 6- Previsão de carga máxima suportável, sem danos no mancal.

Effenberger [11] recomenda, ao se projetar um sistema de segurança, que se verifique a máxima energia de rotação que possui a árvore, inclusive peça ou ferramenta, quando ocorre a falha no sistema hidráulico, uma vez que o tempo necessário para a sua parada é proporcional à esta energia.

Quando ocorre somente atrito fluído, a equação que fornece a variação da rotação com o tempo é dada por:

$$n = n_0 \cdot e \left[- \frac{N_a}{\theta \cdot \omega^2} t \right] \quad (5.20)$$

onde

n = rotação no instante t

n_0 = rotação da árvore no instante em que ocorre a falha

N_a = potência de atrito

ω = velocidade angular na qual foi calculada a potência de atrito

θ = momento de inércia de massa

t = tempo decorrido da falha à parada

Para um sistema hidráulico com uma bomba comum e restrito -

res, e árvores com pequena energia de rotação, Effenberger, assim como Opitz [5], considera suficiente o sistema da figura 5.14 : o óleo succionado passa por um filtro, pelos capilares e finalmente pela bolsa. O sistema de segurança é constituído de um acumulador de pressão, que garante o fornecimento de óleo aos mancais, quando ocorre uma falha do sistema de alimentação, e um bloqueio elétrico para que não seja acionado o motor principal antes que o motor da bomba.

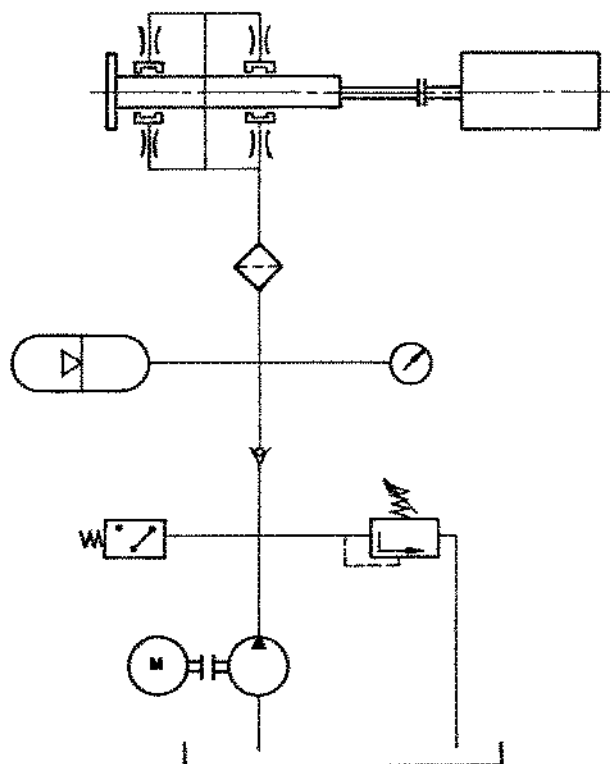


FIGURA 5.14- Sistema hidráulico para mancais hidrostáticos [11]

Deve-se prever um retardo, da ordem de 3 a 4 segundos, da partida do motor principal em relação à bomba. Há também um sensor de pressão que desliga o motor principal, tão logo a pressão no circuito caia de um certo valor. Recomenda-se ainda um resfriamento forçado.

Quando a energia de rotação é elevada, o acumulador precisa possuir uma capacidade maior. Recomenda-se, adicionalmente, um sistema hidráulico complementar, comandado pelo eixo-árvore. Com a falta de energia elétrica, ou falha do sistema hidráulico, é acionado um acoplamento que liga a árvore, ainda em movimento, a uma bomba de reserva, que também funciona como freio. Quando rotações elevadas são usadas, pode-se prever um acumulador, para que, nas rotações mais baixas, quando a vazão da bomba tornar-se insuficiente, não ocorrer uma interrupção no fornecimento de óleo, prematuramente à parada do eixo.

VI- MÉTODOS DE CÁLCULO ADOTADOS PARA MANCAIS HIDROSTÁTICOS

6.1- GENERALIDADES

Os métodos de cálculo adotados neste trabalho foram desenvolvidos por Rowe e O'Donoghue, baseados em Rippel [19] e Optiz [5]. As razões desta escolha são duas:

- a) Foi demonstrado por Longuinho Leal [11] que os métodos propostos por pesquisadores alemães, por Stansfield [17] ou por Rowe e O'Donoghue [7,25], para o cálculo de mancais radiais hidrostáticos, se aproximam igualmente de resultados experimentais, em certa faixa, confirmando o que foi verificado por Rowe e O'Donoghue [2]. Pretende-se pois, trabalhar nesta faixa, onde os resultados obtidos independem do método de cálculo escolhido.
- b) Rowe e O'Donoghue apresentam também um método de cálculo de mancal conjugado radial-axial, segundo o princípio de Yates, que pretende-se utilizar neste trabalho.

Além desses métodos, Rowe e O'Donoghue desenvolveram um método exato [26] para mancais hidrostáticos radiais, em que se utilizam gráficos gerados por cálculo matemático mais refinado, com a utilização de computador.

Também é apresentado um método de verificação da influência da deflexão da árvore na folga mínima dos mancais.

6.2- MANCAL RADIAL HIDROSTÁTICO

A independência dos resultados com o método de cálculo de mancais hidrostáticos radiais utilizado, citado no item 6.1 a), pode ser melhor observada na figura 6.1, que mostra a variação da excentricidade em função do carregamento, para um mancal radial de 4 bolsas e pressão de alimentação de 30 kgf/cm^2 .

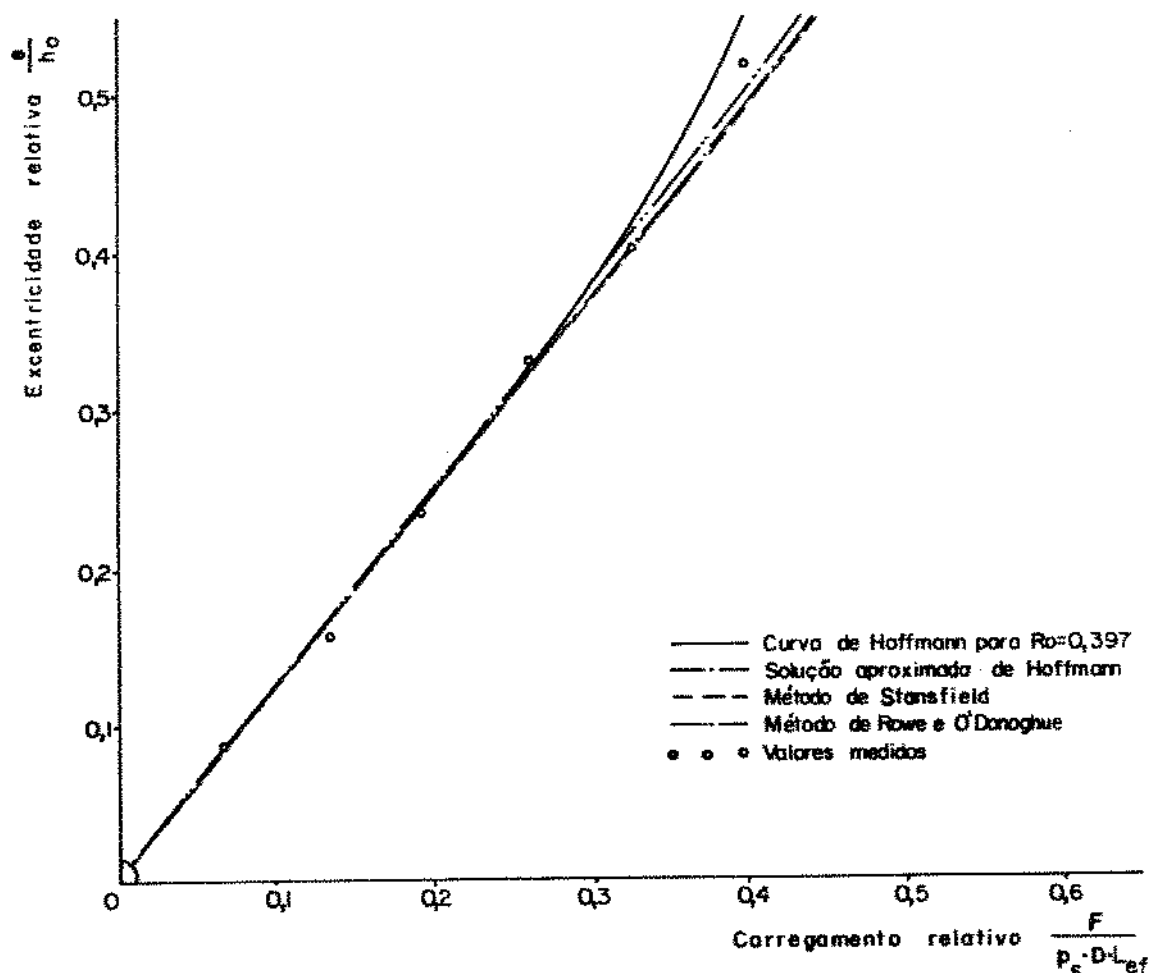


FIGURA 6.1- Excentricidades medidas e calculadas por diferentes métodos de cálculo, para $p_s = 30 \text{ kgf/cm}^2$ [11]

O método de cálculo escolhido é o geral, que pode ser aplicado levando-se em consideração os fatores abaixo [7]:

- 1) A vazão e a rigidez podem ser consideradas precisas no caso de mancais com bordas estreitas, com uma relação $a/L < 0,1$;
- 2) Deve-se utilizar um sistema hidráulico cuja bomba tenha 120% da capacidade calculada, para prever a ocorrência -

cia de erros de fabricação;

- 3) A minimização da potência é feita baseando-se na igualdade proposta entre as potências de bombeamento e de atrito;
- 4) O fluxo é considerado laminar.

6.2.1- INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA

Os mancais radiais apresentam uma das duas configurações básicas mostradas na figura 6.2, quais sejam:

- bolsas independentes (com rasgos axiais), e
- bolsas sem rasgos axiais de separação ou interdependentes.

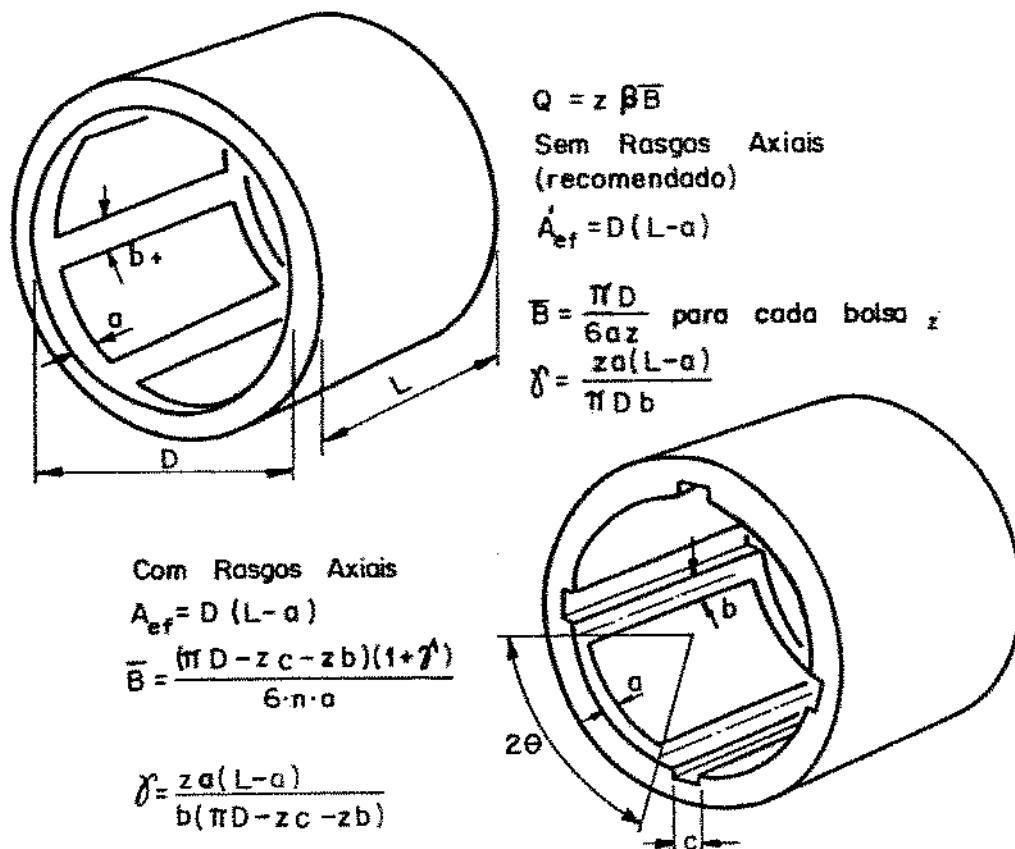


FIGURA 6.2- Mancais com bordas estreitas [7]:

A_{ef} - área efetiva ou área projetada

$\bar{B}$ - fator de forma da vazão

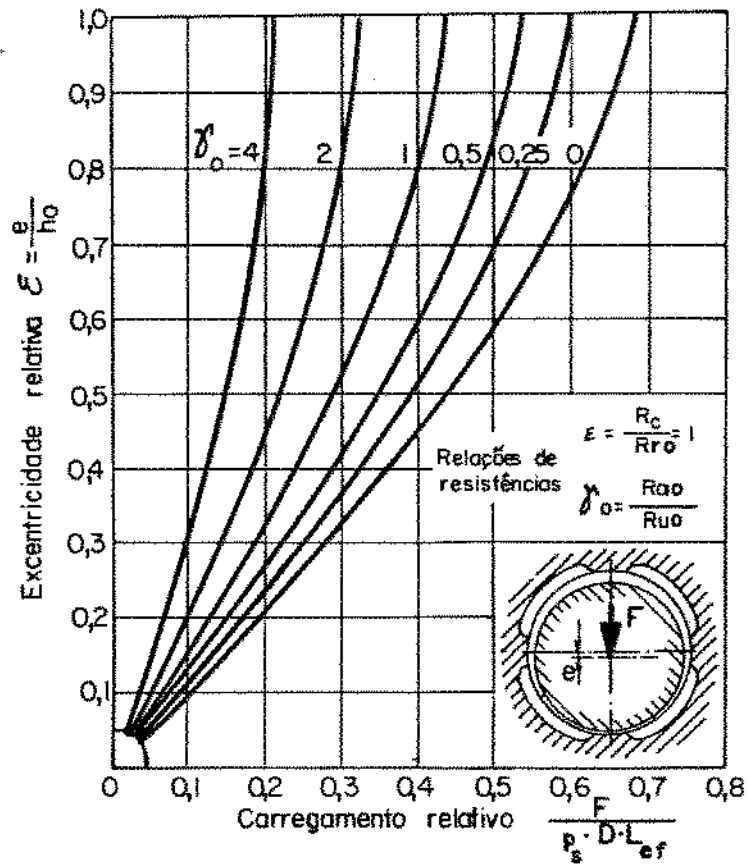
γ - fator da vazão circunferencial ou relação de resistências

z - número de bolsas

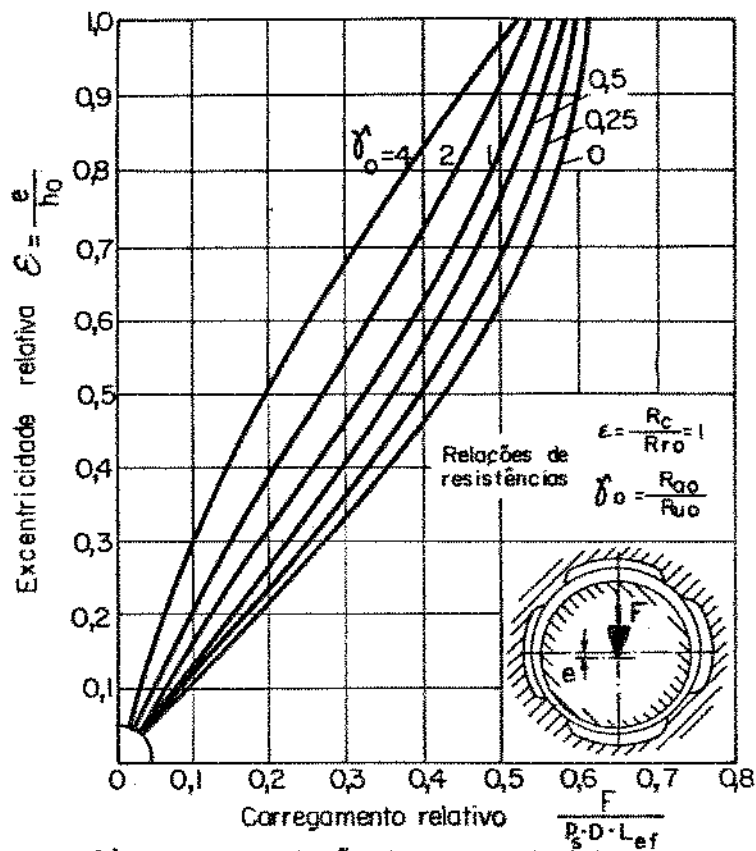
Nos mancais sem rasgos axiais de separação das bolsas, há uma vazão de fluído no sentido das bolsas de maior pressão para as de menor pressão, efeito este em parte compensado pela maior área efetiva das bolsas. No caso de mancais com bolsas independentes isso não ocorre, mas se os rasgos não estiverem completamente preenchidos com óleo, pode ocorrer uma sucção de ar para dentro dos rebaixos, provocando perda de rigidez em se tratando de cargas intermitentes ou alternativas. Entre outros, Ghigliazza e Michellini [27] chegaram à conclusão que os mancais radiais sem os rasgos axiais são vantajosos: além da maior simplicidade de confecção, não apresentam grande desvantagem no tocante à capacidade de carga.

Na figura 6.3 pode-se perceber mais claramente a influência da direção de carregamento na excentricidade relativa resultante do mancal.

O número de bolsas também influi no deslocamento resultante, como será discutido adiante no item 6.2.2.4.



a) -Carga na direção do centro da borda.



b) -Carga na direção do centro da bolsa

FIGURA 6.3- Deslocamento em função da direção do carregamento, para mancais radiais de 4 bolsas [11]

Vários pesquisadores já efetuaram trabalhos no campo da definição de uma geometria ótima para os mancais hidrostáticos, e os resultados a que chegaram, nem sempre são concordantes, com pequenas variações em alguns pontos, como se verá a seguir.

Em um desses estudos [27] feitos sobre a geometria ótima de mancais radiais, definiram-se os seguintes coeficientes de forma, relacionados com a figura 6.4:

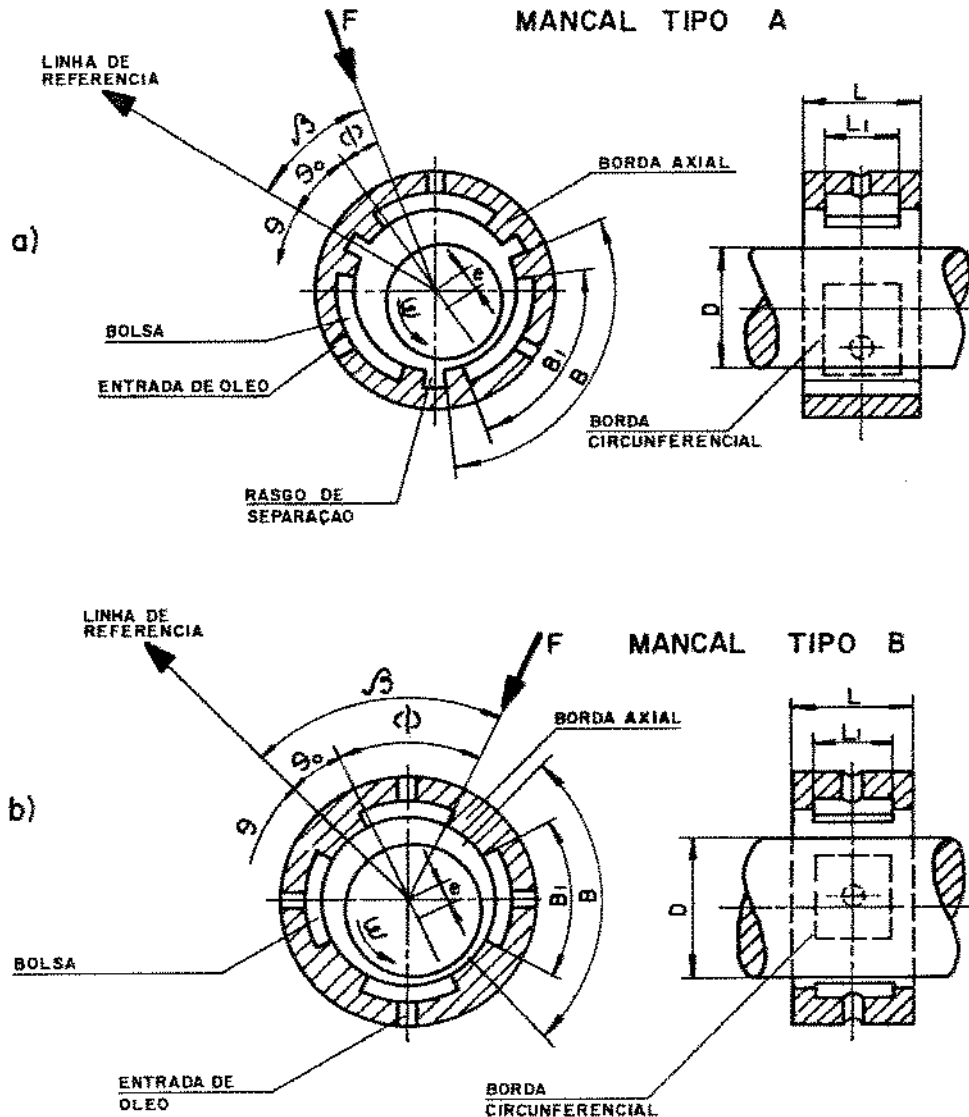


FIGURA 6.4- Mancais radial hidrostático: nomenclatura [27]
a) com rasgos axiais b) sem rasgos axiais

$$a_0 = L/D$$

$$a_1 = \frac{L - 2a}{L} = 1 - \frac{2a}{L}$$

$$a_2 = \frac{B \cdot z}{\pi \cdot D}$$

$$a_3 = \frac{B - b}{B} = 1 - \frac{b}{B}$$

$$a_4 = \frac{h_r}{c_0}$$

onde

D = diâmetro do mancal

L = comprimento do mancal

$B = \pi \cdot D / z$ = comprimento circunferencial unitário de cada bolsa

$B_1 = B - b$ = comprimento circunferencial de cada rebaixo

z = número de bolsas

a = largura da borda circunferencial

b = largura da borda axial

h_r = profundidade do rebaixo

c_0 = folga radial na situação concêntrica

O coeficiente a_2 , que mede a parcela do comprimento circunferencial ocupada pelo rasgo axial nos mancais com bolsas independentes, é dado pela expressão:

$$a_2 = 0,82 + (6 - z)/50$$

e para mancais sem rasgos axiais $a_2 = 1$, sempre.

6.2.1.1- COMPRIMENTO DO MANCAL L

É a segunda dimensão a ser determinada quando da caracterização geométrica do mancal, após o diâmetro. Recomenda-se, na medida do possível, o uso de mancais "quadrados", ou seja, cuja relação diâmetro/comprimento é unitária [11]. Normalmente se procura manter a constante $a_0 = L/D$ no intervalo de 0,7 a 1,0, pois deve-se levar em consideração que as demais dimensões estruturais podem já ter sido estabelecidas anteriormente, não dispondo-se sempre do espaço que se desejaria para um mancal "quadrado", em-

bora existam aplicações com relação a_0 variando na faixa de 0,5 a 1,5. É aconselhável, em qualquer circunstância, uma verificação para que não haja contato entre o eixo e o mancal, ao ser aplicada a carga máxima (ver item 6.4).

6.2.1.2- LARGURA DA BORDA CIRCUNFERENCIAL a

Este valor deve ser arbitrado, e segundo Rowe e O'Donoghue [7], a razão entre as larguras da borda circunferencial e do mancal, a/L deve ser menor que 0,1, o que implica em um fator $a_1 > 0,8$.

Stansfield[17] recomenda este valor como sendo

$$a = \pi.D / 8.z \quad (6.1)$$

6.2.1.3- LARGURA EFETIVA DO MANCAL L_{ef}

$$L_{ef} = L - a \quad (6.2)$$

6.2.1.4- COMPRIMENTO DE ESCOAMENTO NA DIREÇÃO AXIAL b_a

$$b_a = 2 \pi.D / z \quad (6.3)$$

6.2.1.5- COMPRIMENTO DE ESCOAMENTO NA DIREÇÃO CIRCUNFERENCIAL b_c

$$b_c = 2 \cdot L_{ef} \quad (6.4)$$

6.2.1.6- LARGURA DA BORDA AXIAL b

$$b = \frac{2 \cdot a \cdot L_{ef}}{b_a \cdot \gamma} = \frac{z \cdot L_{ef} \cdot a}{\pi \cdot D \cdot \gamma} \quad (6.5)$$

onde

$\gamma = R_o = R_{ao} / R_{uo}$ = relação entre as resistências nas condições de projeto = fator de vazão circunferencial

R_{ao} = resistência ao escoamento na direção axial

R_{uo} = resistência ao escoamento na direção circunferencial

OBS: o segundo índice, o , significa condição concêntrica, ou de projeto.

Stansfield [17] sugere que $b = 2a$. Rowe e O'Donoghue [25] sugerem que b varie entre $L/4$ e $L/6$, com um valor em torno de $b = 1.0/3.z$, o que daria algo em torno de $1 - 1,5 a$. Ou seja, a razão $a_3 = 1 - b/B$ pode variar de 0,5 a 0,9 como recomendado por Ghigliazza e Michellini [8].

6.2.1.7- FOLGA RADIAL DE PROJETO c_o

A *folga radial de projeto* é a distância entre o eixo e a superfície das bordas das bolsas, quando o eixo e o mancal estão concêntricos. Um dos principais fatores a serem levados em conta na escolha da folga é a rigidez do mancal. Existe um valor ótimo da folga c_o , para o qual a potência perdida total será mínima, como se verá no item 6.2.4.1.

Deve-se enfatizar, entretanto, que não é este valor ótimo, dado por uma expressão, o valor a ser utilizado no projeto. A folga c_o é antes de mais nada uma função da precisão de usinagem das superfícies opostas e da rigidez necessária da película de óleo, sendo o primeiro fator, preponderante. Esta folga deve ser escolhida de modo que possa ser obtida dentro de tolerâncias estreitas com custo não muito elevado [11].

Recomenda-se então, que ao se projetar um mancal hidrostático, considere-se a tolerância com que a folga possa ser obtida. O trabalho simplifica-se se for considerado um valor inicial médio com certa tolerância, e for verificado o desempenho do mancal nos extremos do campo de tolerâncias, obtendo-se com isso, um *campo provável* das características finais do mancal.

Valores estimativos são recomendados por vários pesquisadores. Assim, Stansfield [17] recomenda o uso de $c_o = 0,0005 D$ para diâmetros entre 25 e 152 milímetros. Optiz [5] sugere que não seja utilizada uma espessura do filme de óleo menor que 3

vezes a ondulação das superfícies (algo em torno de 20 a 152 μm) . Rowe e O'Donoghue recomendam que a folga adotada seja no mínimo 5 vezes o maior desvio tolerável, entre todos os desvios da folga de projeto.

O acabamento superficial das bordas, deve ser tal que a rugosidade seja menor que 1/40 da espessura mínima do filme de óleo [27].

Ainda relacionada à folga radial é dada a profundidade das bolsas, h_h . Michellini e Ghigliazza [27] definiram o coeficiente de forma a_h , como sendo a relação entre a profundidade das bolsas e a folga radial concêntrica, e recomendam que seu valor ótimo deve estar entre 50 e 100. Stansfield [17] recomenda um valor aproximado de 20, e Rowe e O'Donoghue [2] , recomendam que o valor de a_h esteja entre 20 e 100.

6.2.1.8- INFLUÊNCIA DE DIVERSAS GRANDEZAS SOBRE O DESEMPENHO DO MANCAL

A influência das diversas grandezas geométricas sobre as características de desempenho do mancal pode ser vista na tabela VI.1, para um mancal radial hidrostático com restritores capilares.

TABELA VI.1- Influência de diversas grandezas sobre o desempenho de um mancal radial hidrostático, com restritores capilares [11]

CARACTERÍSTICAS		VAZÃO		POTÊNCIA DE BOMBAMENTO		POTÊNCIA DE ATRITO		RIGIDEZ DO MANCAL	
MEDIDAS E VALORES		q		N_b		N_a		λ	
Pressão da bomba	p_δ	+	p_δ	+	p_δ^2	—		+	p_δ
Viscosidade	η	-	$1/\eta$	-	$1/\eta$	+	η	—	
Folga	h_o	+	h_o^3	+	h_o^3	-	$1/h_o$	-	$1/h_o$
Diâmetro	D	+	D	+	D	+	D^3	+	D
Comprimento	L	—		—		+ pequena		+	L
Largura da Borda	ℓ	-	$1/\ell$	-	$1/\ell$	+	ℓ	-	pequena

CONVENÇÃO

Com aumento das medidas e valores as características variam segundo a convenção

+ aumenta o não modifica - diminui
— independe.

6.2.2- MÉTODO DE CÁLCULO GERAL PARA MANCAIS HIDROSTÁTICOS RADIAIS

6.2.2.1- RELAÇÕES ENTRE RESISTÊNCIAS HIDRÁULICAS

6.2.2.1.1- FATOR DE VAZÃO CIRCUNFERENCIAL

γ

Além do óleo que esco_a axialmente das bolsas para o exterior do mancal, há um fluxo circunferencial entre bolsas vizinhas, no caso de mancais com bolsas sem rasgos axiais de separação. No caso de colchões independentes, este fluxo é dirigido às ranhuras axiais. A quantificação deste fluxo circunferencial permitido é dada pelo *fator de vazão circunferencial γ* , ou *relação de resistências*:

$$\gamma = \frac{R_{ao}}{R_{uo}} = \frac{\text{resistência ao fluxo axial}}{\text{resistência ao fluxo circunferencial}}$$
$$\gamma = \frac{z \cdot (L - a) \cdot a}{\pi \cdot D \cdot b} \quad (6.6)$$

Os efeitos da vazão circunferencial são mínimos para pequenos valores da variável γ . Na maioria dos casos, γ está compreendido entre 0,5 e 2,0.

6.2.2.1.2- RELAÇÃO ENTRE RESISTÊNCIAS ϵ

Define-se a relação ϵ (ver equações 4.9 e 4.10) entre a resistência hidráulica na entrada da bolsa R_c (resistência hidráulica do capilar, ver equação 5.4a) e a resistência hidráulica na saída da bolsa R_{ho} , nas condições de projeto (ver equação 4.12), como:

$$\epsilon = \frac{R_c}{R_{ho}} \quad (6.7)$$

6.2.2.2- PARÂMETRO DE PROJETO (RELAÇÃO ENTRE PRESSÕES) β

É o número característico do mancal, citado por Rippel [17], dado no item 4.2. É a relação entre as pressões de projeto na cavidade p_{ho} e de alimentação p_s . Dependendo do fator de vazão circunferencial γ , existe um valor do parâmetro de projeto β , que propicia a máxima rigidez ao mancal. O valor ótimo do parâmetro β está sempre em torno de 0,5. Este é o valor mais recomendável, a menos que se queira reduzir a vazão sem alterar o mancal. Isto é possível de ser conseguido, sem efeitos sérios no desempenho do mancal, através do aumento da resistência hidráulica do restritor e portanto reduzindo o parâmetro de projeto β , possivelmente até o valor $\beta = 0,2$.

$$\beta = p_{ho} / p_s \quad (6.8)$$

Tem-se ainda que:

$$\beta = \frac{1}{(1 + \epsilon)} \quad (6.9)$$

6.2.2.3- VAZÃO q

A vazão de óleo através da folga do mancal pode ser estimada a partir da equação de Hagen-Poiseuille. Como já foi visto no capítulo IV, equação 4.11, para um colchão:

$$q_h = \frac{\Delta p \cdot b_a \cdot c^3}{12 \cdot \eta \cdot \ell_u} = \frac{(p_h - p_{at}) \cdot b_a \cdot c^3}{12 \cdot \eta \cdot \ell_u} = \frac{(\beta \cdot p_s - p_{at}) \cdot b_a \cdot c^3}{12 \cdot \eta \cdot \ell_u} \quad (6.10)$$

Quando se considera a pressão atmosférica nula, a equação acima torna-se:

$$q_h = \frac{p_s \cdot c^3}{\eta} \cdot \frac{\beta \cdot b_a}{12 \cdot \ell_u} \quad (6.10a)$$

ℓ_u é a largura de escoamento, no sentido do mesmo, que neste caso é a largura da borda circunferencial a

Substituindo-se a segunda parte da expressão para a condição concêntrica, tem-se:

$$q_{ho} = \frac{p_{\Delta} \cdot c_o^3}{\eta} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{6 \cdot z \cdot a} \right) \cdot \beta = \frac{p_{\Delta} \cdot c_o^3 \cdot \bar{B} \cdot \beta}{\eta} \quad (6.10b)$$

onde

z = número de colchões ou bolsas

$\beta = p_h / p_{\Delta}$ na condição de projeto

$\bar{B}$ = fator de forma da vazão = $\frac{\pi \cdot D}{6 \cdot a \cdot z}$

A vazão total $\bar{Q}$ é obtida multiplicando-se a vazão por rebaixo pelo número de bolsas, assim:

$$q_o = z \cdot q_{ho} = \frac{p_{\Delta} \cdot c_o^3}{\eta} \cdot \bar{B} \cdot \beta \cdot z \quad (6.11)$$

chamando-se de *fator adimensional de vazão* $\bar{Q}$ a expressão

$$\bar{Q} = \bar{B} \cdot \beta \cdot z = \frac{\pi \cdot D}{6 \cdot a} \cdot \beta \quad (6.12)$$

obtem-se

$$q_o = \frac{p_{\Delta} \cdot c_o^3}{\eta} \cdot \bar{Q} \quad (6.11a)$$

Tal consideração pode ser feita quando a pressão no rebaixo é relacionada com a pressão de alimentação através do *parâmetro de projeto*. Assim:

$$p_{ho} = \beta \cdot p_{\Delta}$$

O *fator de forma da vazão* $\bar{B}$ depende da geometria do mancal e da largura das bordas. Para mancais com bordas estreitas (vide figura 6.2):

$$\bar{B} = \frac{\pi \cdot D}{6 \cdot a \cdot z} \quad \text{sem rasgos axiais} \quad (6.13a)$$

$$\bar{B} = \frac{\pi \cdot D - z \cdot c - z \cdot b}{6 \cdot a \cdot z} \quad \text{com rasgos axiais} \quad (6.13b)$$

Quando o eixo está carregado, o cálculo deve levar em consideração a espessura não uniforme do filme nas bordas axiais, devido à excentricidade do eixo, ver figura 6.5.

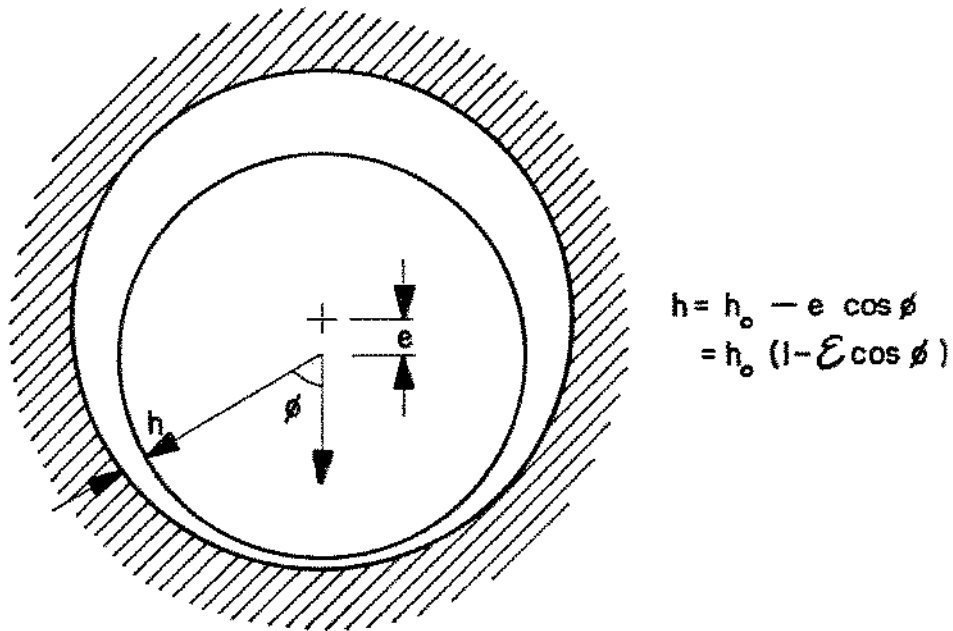


FIGURA 6.5- Espessura do filme de óleo em um mancal radial [28]

A vazão em um mancal carregado é calculada com uma somatória do tipo:

$$q = 2 \cdot x \cdot \int_0^{\pi \cdot D} \frac{c^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot dx$$

e apresentada na forma mostrada na figura 6.6

$$q_0 = \frac{p_\Delta \cdot c_0^3}{\eta} \cdot \bar{Q}$$

que é igual à equação 6.11a.

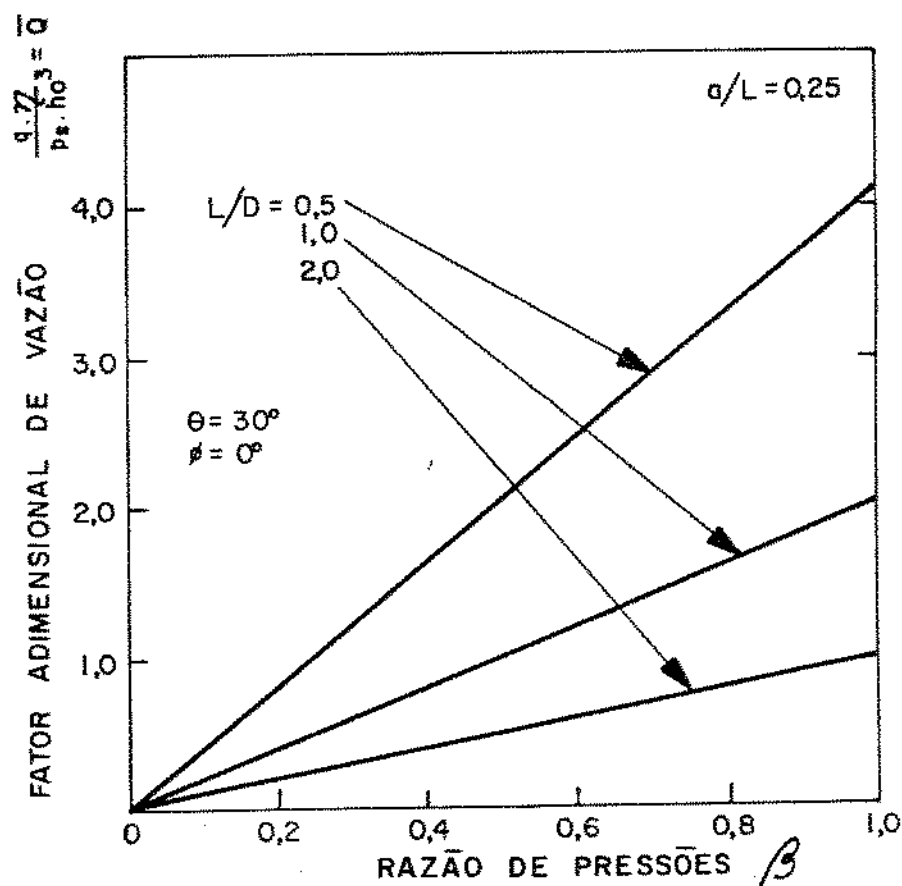


FIGURA 6.6- Mancal radial hidrostático [28]
Vazão adimensional $\bar{Q}$ em função da razão de pressões β

As variações da vazão decorrentes das deflexões do mancal são relativamente pequenas, podendo - se para efeito de projeto, como primeira aproximação, calculá-la considerando-se o eixo concêntrico com o mancal. Os valores do fator $\bar{Q}$ calculados com estas expressões dão aproximações razoáveis, embora superestimadas, para mancais com bordas largas, também. Em ambos os casos, uma bomba com capacidade 20% superior à calculada deverá ser prevista, devido aos erros decorrentes de fabricação e levando-se em consideração os efeitos térmicos. O volume de óleo no reservatório deverá ser igual a aproximadamente $(2 \text{ a } 3) \times$ vazão por minuto. O volume de óleo no reservatório deverá ser tal que exista óleo suficiente para manter o filme, mesmo sem retorno do óleo ao reservatório, até a parada do eixo, tão logo detectada a falha (ver item 5.3), e que possa ter sua temperatura estabilizada rapidamente, um pouco acima da temperatura ambiente.

6.2.2.4- RIGIDEZ λ

Como foi visto no item 5.2, a rigidez de um mancal radial $\bar{\lambda}$ é dada pela expressão (5.19), que segue:

$$\lambda = \frac{\bar{\lambda}_0 \cdot A_{ef} \cdot p_\Delta}{c} \quad (6.14)$$

e, na condição de projeto, com folga c_0 :

$$\lambda_0 = \frac{\bar{\lambda}_0 \cdot A_{ef} \cdot p_\Delta}{c_0} \quad (6.14a)$$

Rowe e O'Donoghue [7] tabelaram os valores da rigidez adimensional $\bar{\lambda}_0$, como pode ser visto na tabela VI.2.

TABELA VI.2- Rigidez adimensional $\bar{\lambda}_0$ para mancais radiais sem rasgos axiais, com z colchões [7]

z	CAPILAR	ORIFÍCIO	VAZÃO CONSTANTE	VALVULA DE DIAFRAGMA
3	$\frac{1,08 \beta(1-\beta)}{1 + 1,5\gamma(1-\beta)}$	$\frac{2,16 \beta(1-\beta)}{2-\beta + 3\gamma(1-\beta)}$	$\frac{1,08 \beta}{1+1,5\gamma}$	$\frac{1,08 \beta(1-\beta)}{1+1,5\gamma(1-\beta) - \frac{6 \beta(1-\beta)}{\bar{\lambda}d}}$
4	$\frac{3,82 \beta(1-\beta)}{1 + \gamma(1-\beta)}$	$\frac{7,65 \beta(1-\beta)}{2-\beta + 2\gamma(1-\beta)}$	$\frac{3,82 \beta}{1+\gamma}$	$\frac{3,82 \beta(1-\beta)}{1+\gamma(1-\beta) - \frac{6 \beta(1-\beta)}{\bar{\lambda}d}}$
5	$\frac{4,12 \beta(1-\beta)}{1+0,69\gamma(1-\beta)}$	$\frac{8,25 \beta(1-\beta)}{2-\beta+1,38\gamma(1-\beta)}$	$\frac{4,25 \beta}{1+0,69\gamma}$	$\frac{4,25 \beta(1-\beta)}{1+0,69\gamma(1-\beta) - \frac{6 \beta(1-\beta)}{\bar{\lambda}d}}$
6	$\frac{4,30 \beta(1-\beta)}{1+0,5\gamma(1-\beta)}$	$\frac{8,60 \beta(1-\beta)}{2-\beta + \gamma(1-\beta)}$	$\frac{4,30 \beta}{1+0,5\gamma}$	$\frac{4,30 \beta(1-\beta)}{1+0,5\gamma(1-\beta) - \frac{6 \beta(1-\beta)}{\bar{\lambda}d}}$

O valor do fator de vazão circunferencial γ pode ser dado pela expressão (6.6) modificada, ou seja:

$$\gamma = \frac{z \cdot (L - a) \cdot a}{\pi \cdot D \cdot b}$$

Para pequenos valores de γ , os efeitos do escoamento circunferencial são desprezíveis. Normalmente $0,5 < \gamma < 2,0$ (item 6.2.2.1.1).

As curvas rigidez/deflexão para mancais radiais são semelhantes às curvas para mancais com filme duplo de óleo. Com grandes excentricidades os mancais radiais apresentam características direcionais, dependendo o seu comportamento da direção em que a carga é aplicada. O carregamento pode ser na direção de uma borda axial, sobre a linha de centro de uma cavidade, ou ainda em alguma posição angular intermediária.

Os valores de rigidez adimensional apresentados na tabela VI.2 são calculados para deslocamentos do eixo na direção do centro das cavidades. Nas outras duas condições citadas, a rigidez será menor. Essa tendência é acentuada nos mancais com três colchões. Tal tipo de mancal só deve ser usado se a carga for sempre aplicada na direção do centro de uma cavidade, uma vez que a capacidade de carga de um mancal é máxima nessa situação. Pode-se notar na figura 6.3 para um mancal de quatro colchões, a diferença existente entre os deslocamentos resultantes, quando a direção de carregamento é modificada. Se o número de colchões é aumentado, essa influência é menos sensível, em proporção direta.

Para um mancal de 4 colchões e parâmetro de projeto $\beta = 0,5$, a diferença para um caso típico seria de cerca de 5 a 10%, podendo chegar a 35% [7] quando β for baixo e a razão de vazão circunferencial γ for elevada. A variação para um mancal com 6 colchões reduz-se para menos de 2% [28].

Pode-se ainda obter uma equação geral [28] para a rigidez de um mancal com qualquer número de colchões, com restritor capilar, orifício, vazão constante ou válvula de diafragma, dada por:

$$\lambda = \frac{p_s \cdot L \cdot D}{c_o} \cdot \frac{3 \cdot z^2}{2\pi} \cdot \sin^2(\pi/z) \cdot \frac{\left(1 - \frac{a}{L}\right)^\beta}{z + 1 + 2\gamma \cdot \sin^2(\pi/z)} \quad (6.15)$$

onde para restritor:

capilar
$$Z = \frac{\beta}{1-\beta}$$

orifício
$$Z = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\beta}{1-\beta} \right)$$

vazão constante
$$Z = 0$$

válvula de diafragma
$$Z = \frac{\beta}{1-\beta} - \frac{6\beta}{\bar{\lambda}_d}$$

6.2.2.5- CARGA F

A carga $\bar{F}$ é dada pela expressão:

$$F = p_\Delta \cdot L \cdot D \cdot \bar{F} \quad (6.16)$$

sendo $\bar{F}$ o *parâmetro adimensional de carga ou carga específica*.

Esta expressão resulta da solução da equação de Reynolds, no campo de pressões, integrada sobre a superfície do mancal [28].

6.2.2.6- CAPACIDADE DE CARGA MÁXIMA $F_{m\bar{a}x}$

a) *Em funcionamento, com o mancal pressurizado*, é possível calcular-se uma carga máxima teórica que, se alcançada, provoca o colapso do filme de óleo. Entretanto este valor não é muito seguro para o projeto, e foi visto que podem ocorrer imprecisões nos resultados com grandes carregamentos, próximos de tal valor máximo, devido às elevadas deflexões ocorridas. A inclinação do eixo deve também ser considerada, uma vez que dependendo do seu valor pode ocorrer um contato físico nas extremidades das bordas do mancal.

Um critério seguro e conveniente [7] é o uso da capacidade máxima obtida a partir da rigidez do mancal na *condição de projeto*, empregando-se restritores capilares e uma razão β de pressões igual a 0,5, ou seja:

Assume-se

$$\bar{F}_m = \bar{F}_{m\bar{a}x} = \frac{1}{3} \cdot \bar{\lambda}_0 \quad (6.17)$$

onde $\bar{F}_m$ é a capacidade de carga adimensional. A carga máxima real é dada pela expressão:

$$F_{m\bar{a}x} = p_s \cdot A_{ef} \cdot \bar{F}_m \quad (6.18)$$

onde

$A_{ef} = D(L - a)$ é a área efetiva do mancal

$\bar{\lambda}_0$ é a rigidez adimensional para compensação capilar $\beta = 0,5$, supondo-se que o valor real do coeficiente de pressão seja menor que 0,5. Este valor encontrado para a capacidade de carga máxima F_m pode ser usado para os demais sistemas de alimentação.

Um critério mais seguro é o que limita a excentricidade máxima relativa em $\epsilon_{m\bar{a}x} = 0,6$, pois prevê a inclinação do eixo em relação à linha de centro do mancal. Além disso, sabe-se que a capacidade máxima de carga ocorre a uma excentricidade relativa menor que 1,0 e que a rigidez diminui com excentricidades maiores que 0,6, para mancais com geometria otimizada [29].

b) Com o sistema despressurizado, em repouso, Stansfield [17] faz uma consideração sobre a capacidade de carga em repouso, ou seja, sem pressurização externa, baseado no limite de pressão superficial admissível dos diversos materiais normalmente utilizados em mancais, valores dados na tabela VI.3, a seguir:

TABELA VI.3- Pressões superficiais admissíveis para alguns materiais [17]

MATERIAIS	PRESSÃO ADMISSÍVEL (N/m ²)
Aço mole/bronze fundido	2 x 10 ⁶
Aço mole/bronze	3,5 x 10 ⁶
Aço mole/metálico branco	4 x 10 ⁶
Aço médio/bronze	5,5 x 10 ⁶
Aço duro/bronze	10 x 10 ⁶
Aço duro/aço	15 x 10 ⁶

6.2.3- EFEITOS DA VELOCIDADE DO EIXO

6.2.3.1- CONSIDERAÇÕES SOBRE O ESCOAMENTO LAMINAR

A condição de escoamento laminar é básica em toda esta teoria até aqui desenvolvida, como foi ressaltado no início deste capítulo. Reynolds relacionou a turbulência de um escoamento com a velocidade do mesmo, através de um número adimensional. Existem três tipos de escoamento: laminar, de transição e turbulento, sendo que as perdas por atrito são crescentes do primeiro para o último destes tipos de escoamento. Rowe e Donoghue [7], assim como Stansfield [17] definem uma *velocidade de transição*, abaixo da qual o escoamento é laminar. A estimativa desta velocidade é dada pelo critério de Taylor [4].

$$n_t = 41,1 \cdot \sqrt{\frac{D}{2 \cdot c} \cdot \frac{\eta}{\rho} \cdot \frac{1}{\pi \cdot D \cdot c}} \quad (6.19)$$

com n_t (s^{-1}), D (m), c (m), η ($N \cdot s \cdot m^{-2}$) e ρ (kg/m^3)

n_t é a *rotação de transição* do eixo. É bom observar-se que em um mancal otimizado prevalece o regime laminar.

6.2.3.2- EFEITOS HIDRODINÂMICOS

O efeito da velocidade é sempre aumentar a capacidade de carga do mancal. À medida que a velocidade aumenta, a sustentação passa de hidrostática para hidrodinâmica. Em um mancal hidrodinâmico carregado levemente, ocorrem deflexões em direção perpendicular à direção de aplicação da carga. Elaborou-se um *fator de velocidade* ω que é elevado para mancais hidrodinâmicos e nulo para mancais puramente hidrostáticos, dado por:

$$\omega = \frac{24 \cdot n \cdot a (L - a) \cdot \pi \cdot \eta}{c^2 \cdot p_s} \quad (6.20)$$

Conclui-se [7] que a capacidade de carga dobra aproximadamente quando $\omega = 20$, para um mancal com restritores capilares, e funcionando a uma razão de excentricidade $e/c_0 = 0,6$.

6.2.4- ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA E OTIMIZAÇÃO DO PROJETO

6.2.4.1- OTIMIZAÇÃO DO PROJETO PARA MÍNIMA POTÊNCIA PERDIDA

a) Potência de bombeamento N_{Δ} :

A energia fornecida ao óleo pela bomba é dissipada devido às perdas por atrito viscoso nos restritores, válvulas e bordas do mancal. Esta energia fornecida pela bomba é o produto da pressão de alimentação pela vazão, assim:

$$N_{\Delta} = \frac{q}{\eta_{\Delta}} \cdot p_{\Delta} = \frac{p_{\Delta}^2 \cdot c_0^3}{\eta \cdot \eta_{\Delta}} \cdot \bar{Q} \quad (6.21)$$

onde η_{Δ} é o rendimento da bomba.

b) Potência de atrito N_a :

Como há movimento relativo entre as superfícies do mancal e do eixo durante a rotação, surge uma tensão de cisalhamento no filme fluído. A energia necessária para mover o eixo é denominada potência de atrito, e deve ser dissipada na forma de calor.

A tensão de cisalhamento que surge entre duas superfícies paralelas pode ser dada pela equação de Newton:

$$\tau = \eta \frac{v}{c} = \eta \frac{dv}{dy} \quad (6.22)$$

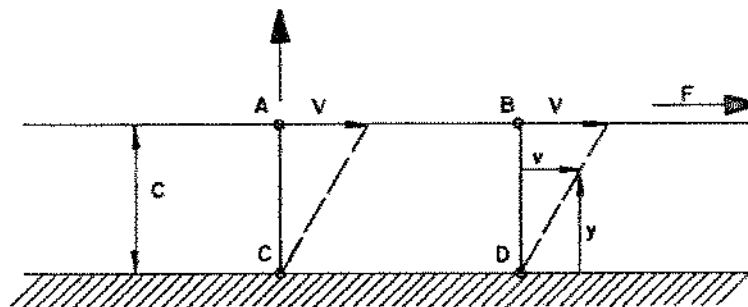


FIGURA 6.7- Velocidade de vazão induzida e força de atrito viscoso

Multiplicando-se a tensão de cisalhamento pela área em que atua, obtêm-se a força necessária para mover a placa, assim:

$$F = \tau \cdot A$$

ou

$$F = \eta \frac{v \cdot A}{c} \quad (6.23)$$

Ou seja, a força de atrito é diretamente proporcional à viscosidade, à velocidade e à área, e inversamente proporcional à espessura do filme de óleo.

A potência necessária para vencer o atrito é dada pelo produto

$$N_a = F \cdot v$$

e

$$N_a = \eta \cdot \frac{v^2}{c} \cdot A = \eta \cdot v^2 \cdot \frac{A}{c} \quad (6.24)$$

A área A , no caso de mancais radiais é constituída de duas parcelas:

- área total do mancal $A = \pi \cdot D \cdot L = A_h + A_L \quad (6.25a)$

- área total das cavidades $A_h = A - A_L = \pi \cdot D \cdot L - A_L \quad (6.25b)$

- área total das bordas $A_L = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot a + z \cdot b \cdot (L - 2a) \quad (6.25c)$

A espessura do filme de óleo também apresenta dois valores:

- c é a espessura do filme nas bordas, ou c_0 na condição do projeto;

- h_h é a espessura do filme nos rebaixos, ou h_{h0} nas mesmas condições.

Assim, a expressão anterior torna-se:

$$N_a = \eta \cdot v^2 \left(\frac{A_h}{h_h} + \frac{A_L}{c} \right) \quad (6.26)$$

A espessura do filme de óleo pode ser considerada na situação de concentricidade, $c = c_0$ e a potência de atrito sendo dada por:

$$N_a = \eta \cdot v^2 \cdot \left(\frac{A_h}{h_h} + \frac{A_L}{c_0} \right) \approx \eta \cdot v^2 \cdot \frac{A_L}{c_0} \quad (6.26a)$$

onde v é a velocidade relativa de deslizamento, $v = \pi D \cdot n / \text{const.}$

A espessura do filme de óleo h_h na cavidade é comparativamente grande em relação à folga de projeto c_0 , de maneira que o valor A_h/h_h na expressão acima é pequeno, sendo normalmente desprezado. Em mancais com bordas estreitas, entretanto, a elevação de temperatura no mancal pode ser bem superior à esperada, se o atrito nas bolsas for ignorado [7].

Deve-se atentar para que o número crítico de Reynolds não seja excedido, porque do contrário, com turbulência nas cavidades, as perdas aumentam e a equação anterior não é aplicável. Stansfield [17] sugeriu que, para se estimar a elevação de temperatura, a profundidade do colchão seja tomada igual a 4 vezes a folga radial c_0 , pois supõe que isto já leva em consideração as possíveis perdas por circulação nos rebaixos.

Outra maneira de se considerar essas perdas, é considerar a área de atrito igual a:

$$A'_f = A - \frac{3}{4} A_h \quad (6.27)$$

com

$$A = \pi \cdot D \cdot L \quad (\text{área total})$$

$$A_h = \left(\frac{\pi \cdot D}{z} - b \right) \cdot (L - a) \cdot z$$

resultando na equação 6.26b:

$$N_a = \eta \cdot v^2 \cdot \frac{A'_f}{c_0} \quad (6.26b)$$

c) Relação entre as potências de bombeamento e de atrito:

Define-se a razão de potências K como segue:

$$K = \frac{N_a}{N_\delta} \quad (6.28)$$

A variação de K em função das potências pode ser vista na figura 6.8.

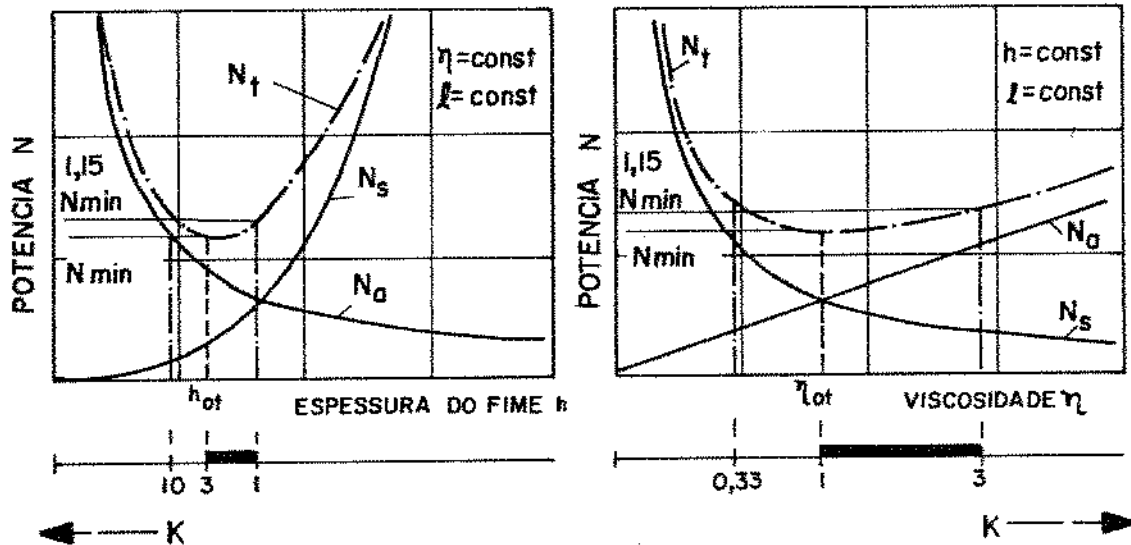


FIGURA 6.8- Potência total perdida ($N_t = N_a + N_\delta$) em função da espessura do filme e da viscosidade do óleo [5]

6.2.4.1.1- MANCAIS COM BAIXA VELOCIDADE

A baixas velocidades um mancal pode ser otimizado de modo que, para uma área total A do mancal, folga c, viscosidade η e carga F, a potência de bombeamento seja mínima. É demonstrável que

$$\frac{N_\delta}{F} = \frac{F \cdot c^3}{A^2 \cdot \eta} \cdot \frac{\bar{B}}{\bar{A}^2} \quad (6.29)$$

A otimização ocorre quando a potência de bombeamento adimensional $\bar{N}_\delta$ é mínima, e

$$\bar{N}_\delta = \frac{\bar{B}}{\bar{A}^2} \quad \text{com} \quad \bar{A} = \frac{A_{ef}}{A} = \frac{D(L-a)}{\pi \cdot D \cdot L} \quad (6.30)$$

6.2.4.1.2- MANCAIS COM ALTA VELOCIDADE

Neste caso é necessária a otimização da . Se as bordas do mancal são reduzidas , a área efetiva do mancal não é grandemente afetada pelo aumento da vazão e portanto é interessante a minimização da potência total N_t para uma dada área total A , em função de uma outra variável:

$$N_t = N_\delta + N_a \quad (6.31)$$

$$N_t = \frac{p_\delta^2 \cdot c^3 \cdot \bar{Q}}{\eta \cdot \eta_\delta} + \eta \cdot \frac{A \cdot v^2}{c} \quad (6.31a)$$

$$N_t = \frac{p_\delta^2 \cdot c^3 \cdot \beta \cdot \bar{B} \cdot z}{\eta \cdot \eta_\delta} + \frac{\eta \cdot v^2 \cdot A}{c} \quad (6.31b)$$

onde η_δ é o rendimento da bomba.

A expressão acima para N_t pode ser minimizada em relação a qualquer variável através da diferenciação e equiparação com zero.

a) *Otimização da folga radial:*

Com valores escolhidos de β , p_δ , $\bar{B}$ e η , a folga ótima ocorre quando a derivada da potência total em relação à espessura do filtro é nula. Assim:

$$\frac{d(N_t)}{d_c} = \frac{3 \cdot p_\delta^2 \cdot \beta \cdot \bar{B} \cdot c_{ot}^2 \cdot z}{\eta} - \eta \cdot \frac{v^2 \cdot A}{c_{ot}^2} = 0 \quad (6.32)$$

ou seja, para c_{otimo} , a potência de atrito é igual ao triplo da potência de bombeamento.

$$N_a = 3N_\delta \quad \text{e} \quad K = 3$$

b) *Otimização da viscosidade do óleo:*

A viscosidade ótima do óleo também pode ser obtida pela diferenciação da potência total em relação à viscosidade, quando são dados valores para β , p_δ , $\bar{B}$ e c .

Assim,

$$\frac{d(N_x)}{d\eta} = \beta \cdot p_\Delta^2 \cdot \bar{B} \cdot c^3 \cdot z \cdot (-\eta_0 x^{-2}) + \frac{v^2 \cdot A}{c} = 0 \quad (6.33)$$

de onde

$$N_a = N_\Delta \quad \text{e} \quad K = 1$$

Continuando este processo para as demais variáveis, conclui-se que os valores ótimos sempre ocorrem no intervalo

$$N_\Delta \leq N_a \leq 3N_\Delta$$

ou

$$1 \leq K \leq 3$$

Os resultados obtidos não devem sugerir que existam duas condições para mínima potência perdida, cada uma correspondente a um valor ótimo do respectivo parâmetro. O valor ótimo da folga ocorre quando $N_a = 3N_\Delta$ ($K = 3$), e o valor ótimo da viscosidade ocorre quando $N_a = N_\Delta$ ($K = 1$). Assim, com o valor ótimo de um, determina-se o outro, e assim sucessivamente. A otimização consecutiva em relação a qualquer um dos seguintes parâmetros: p_Δ , c e η , tende a reduzi-los em relação aos seus valores primitivos. Deve-se, então, estabelecer os mínimos permissíveis para duas grandezas, e otimizar em relação a terceira, na faixa sugerida [7]. De qualquer maneira, os desvios em relação ao valor ótimo serão menores que 15%, como pode ser visto na figura 6.8.

A solução ideal [7] é obtida quando:

- 1) $\bar{B}/\bar{A}^2$ é mínimo com $\bar{A} = A_{ef}/A = (L - a)/l \cdot L$
- 2) a folga for a mínima possível compatível com as tolerâncias, custos, etc.
- 3) a otimização for feita em relação a viscosidade η

Assim:

$$\eta_0 x = \frac{p_\Delta \cdot c_0^2}{v} \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot \bar{B} \cdot z}{A}} \quad (6.34a)$$

onde: $A = A_h + A_L$ (área total do mancal - ver eq. 6.25)

Rowe e O'Donoghue [7] sugerem o uso da área de atrito A_f dada pela equação 6.27 (ver considerações em 6.2.4.1.b):

$$A_f = A - \frac{3}{4} A_L$$

e então

$$\eta_{ot} = \frac{p_\Delta \cdot c_o^2}{\nu} \sqrt{\frac{\beta \cdot \bar{B} \cdot z}{A_f}} \quad (6.34b)$$

Com isso, para uma dada pressão da bomba, pode-se alcançar mínima potência, mínimo aumento de temperatura e máxima rigidez.

6.2.4.2- ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA

Como o óleo é um condutor de calor relativamente pobre, pode-se considerar que toda a energia dissipada no mancal aquece o óleo, que será resfriado em outra parte do circuito hidráulico. O calor pode ser dissipado por resfriamento com água, radiador ou outro meio qualquer. Com essas considerações feitas, pode-se estimar a elevação de temperatura do óleo, ao passar pelo mancal.

Para mancais otimizados, tem-se

potência total $N_t = N_\Delta, \quad 2N_\Delta \quad \text{ou} \quad 4N_\Delta$

potência de bombeamento $N_\Delta = p_\Delta \cdot q / \eta_\Delta$

e a potência total é dissipada sob forma de calor.

Da expressão de calor dissipado, abaixo:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (6.35)$$

onde m = massa

c = calor específico

ΔT = elevação de temperatura

e da relação: $\frac{\text{calor dissipado}}{\text{tempo}} = \text{vazão em massa} \times \text{calor específico} \times$

elevação de temperatura

$$\frac{N_t}{J} = (\rho \cdot q) \cdot c \cdot \Delta T \quad (6.36)$$

J = equivalente mecânico de calor

tem-se

a) Para baixas velocidades ($N_t = N_\delta$)

$$\Delta T = \frac{p_\delta}{J \cdot c \cdot \rho} \quad (6.37)$$

b) Para altas velocidades e otimizado para a viscosidade η_{ot} , ou seja $N_t = 2N_\delta$

$$\Delta T = \frac{2 \cdot p_\delta}{J \cdot c \cdot \rho} \quad (6.38)$$

c) Para altas velocidades e otimizado para a folga c_{ot} ($N_t = 4N_\delta$),

$$\Delta T = \frac{4 \cdot p_\delta}{J \cdot c \cdot \rho} \quad (6.39)$$

Para óleos leves de máquinas pode-se dizer que a elevação de temperatura máxima é cerca de $0,45^\circ\text{C} / 7 \cdot 10^5 \text{Pa}$ de pressão de bombeamento p_δ . Este valor deve ser multiplicado por 2 (se $N_a = N_\delta$) ou por 4 (se $N_a = 3N_\delta$) para mancais de alta velocidade, otimizados.

Os valores de ΔT assim calculados não garantem resultados exatos quando a viscosidade é variável.

Os cálculos de vazão devem ser baseados na viscosidade à temperatura média estimada, dada por

$$T_{med} = T_{res} + \frac{1}{2} \Delta T \quad (6.40)$$

onde T_{res} é a temperatura do óleo no reservatório.

Para mancais com baixa velocidade a elevação mínima de temperatura corresponde ao caso de potência mínima perdida. Um mancal de elevada velocidade não possui uma temperatura mínima, uma vez que a elevação de temperatura reduzirá a vazão através do mesmo e também a vazão através das bordas. Em tais casos o projetista pode achar que as condições de potência mínima perdida resultam em grande elevação de temperatura, e o mancal deve ser projetado com base na elevação máxima da temperatura.

Os seguintes pontos devem ser levados em consideração quando pretende-se reduzir a elevação da temperatura:

- 1) É melhor reduzir a largura da borda do que aumentar a folga. Se forem comparados os casos em que, por exemplo, dobra-se a folga e reduz-se a $1/4$ a largura da borda; no primeiro caso, a vazão é multiplicada por oito enquanto a tensão de cisalhamento é reduzida a $1/2$, assim, a elevação de temperatura devida ao atrito é reduzida a $1/16$; enquanto que no segundo caso a vazão é quadruplicada ao passo que o atrito é reduzido a $1/4$, alcançando a mesma elevação de temperatura do caso anterior, mas com a metade da vazão.
- 2) A redução da viscosidade produz dois efeitos: o atrito viscoso é reduzido e a variação relativa da viscosidade com a temperatura é também reduzida. Assim, a razão inicial de torque de partida/torque de funcionamento é reduzida com a diminuição da viscosidade.
- 3) Há o limite prático para a redução da largura das bordas do colchão. No momento em que a largura da borda é comparativamente pequena em relação à folga do mancal, os efeitos de extremidade tornam imprecisa a vazão estimada. Esses efeitos são desprezíveis se a largura da borda for maior que 100 vezes a folga radial concêntrica.

Assim:

$$a \text{ e } b > 100 \cdot c_0$$

- 4) O parâmetro mais crítico influenciando a vazão é a folga do mancal. Geralmente a maneira mais rápida de se chegar a um projeto satisfatório é, portanto, a otimização da folga. Existem valores mínimos obtíveis em função da precisão de manufatura. A folga mínima deve ser maior que 10 vezes o valor da rugosidade R_a para o mancal e não deve ser menor que 2-3 vezes o erro de circularidade da zona radial mínima das bordas. Deve-se levar em consideração possíveis deformações do eixo, ou do mancal, que tendem a reduzir a folga mínima.
- 5) Se a elevação de temperatura deve ser baixa, a pressão da bomba também deve ser baixa. Com a pressão de bombeamento não excedendo $\approx 70 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, são evitados sérios problemas térmicos em mancais otimizados [7,11].

6.2.4.3- PARÂMETRO OPERACIONAL DE PROJETO S_H [29]

O parâmetro S_H de otimização é um número semelhante ao número de Sommerfeld para mancais hidrodinâmicos.

É empregado na otimização do projeto para a condição de mínima potência perdida.

É definido como:

$$S_H = \frac{\eta \cdot n}{p_\Delta} \cdot \left(\frac{D}{c_D} \right)^2 \quad (6.41)$$

O valor ótimo de S_H ocorre quando a razão de potências ($K = N_a/N_\Delta$) está entre 1 e 3 (ver item 6.2.4.1.1).

Este fator permite a descrição das seguintes características:

- i) valores ótimos de projeto para potência mínima dissipada e máxima tolerância para variações nas condições de funcionamento;
- ii) fator de proporcionalidade entre o aumento de temperatura e a pressão de alimentação, para mancais híbridos;
- iii) proporção entre os efeitos de sustentação hidrodinâmica e hidrostática, para mancais híbridos.

Deve-se notar que se o mancal for otimizado a contribuição hidrodinâmica será pequena e não haverá cavitação.

Como já foi visto, ocorrem duas formas de perda de potência em um mancal hidrostático (6.2.4.1), quais sejam:

- Perdas devido ao bombeamento

$$N_\Delta = \frac{p_\Delta^2 \cdot c_D^3}{8 \cdot \eta} \cdot \bar{Q} \quad (6.21)$$

- Perdas devido ao atrito

$$N_a = \eta \cdot \bar{A}_\delta \cdot D^2 \cdot \frac{(\eta \cdot D \cdot n)^2}{c_D/2} \quad \text{para a condição concêntrica}$$

com

$$\bar{A}_f \cdot D^2 = A_f$$

onde a área efetiva de atrito $\bar{A}_f$ é uma função das áreas das bordas e do colchão. Considera-se que, para uma profundidade da cavidade na ordem de 20 . c , a razão entre as áreas efetiva e real deveria ser 1:4.

Considerando-se um mancal com geometria ótima, com folga mínima e com viscosidade tal que torne as potências $N_\Delta = N_a$, tem-se que:

$$N_a = N_\Delta$$

$$2 \cdot \eta \cdot \bar{A}_f \cdot D^2 \cdot \frac{(\pi \cdot n \cdot D)^2}{c_D} = \frac{p_\Delta^2 \cdot c_D^3}{8 \cdot \eta} \cdot \bar{Q}$$

Se as condições operacionais forem separadas dos fatores geométricos, então obtêm-se o *parâmetro de projeto*:

$$\frac{\eta \cdot n}{p_\Delta} \cdot \left(\frac{D}{c_D} \right)^2 = \frac{1}{4\pi} \cdot \left(\frac{\bar{Q}}{\bar{A}_f} \right)^{1/2} = S_H$$

ou para um caso geral em que $N_a = K \cdot N_\Delta$ (eq. 6.28) e como $\bar{Q} = z \cdot \beta \cdot B$ (eq. 6.12), tem-se

$$S_H = \frac{\eta \cdot n}{p_\Delta} \cdot \left(\frac{D}{c_D} \right)^2 = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{K \cdot \beta \cdot \bar{B} \cdot z}{\bar{A}_f}} \quad (6.41a)$$

onde

$$\bar{A}_f = A_f / D^2$$

com

$$A_f = \text{área de atrito efetiva} \quad (\text{eq. 6.27})$$

$$\bar{A}_f = \text{fator adimensional de área de atrito}$$

Como todos os valores do lado direito da equação (6.41a) (K , β e $\bar{B} / \bar{A}_f$) têm valores recomendados, então para uma dada geometria recomendada, S_H tem um único valor.

Para mancais radiais, a figura 6.9 mostra a característica carga adimensional $\bar{F}$ em função de excentricidade e , para diversos valores do parâmetro S_H .

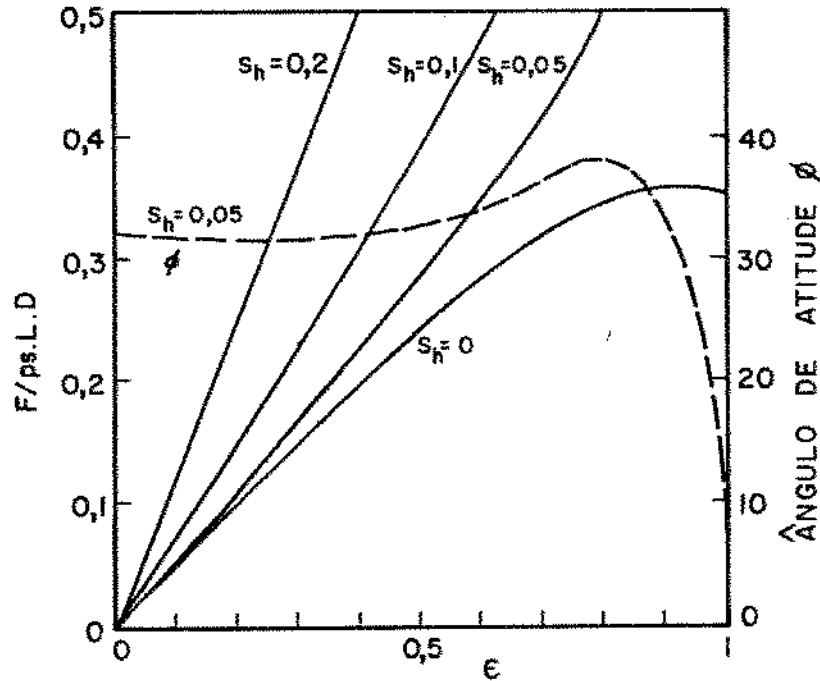


FIGURA 6.9- Carga adimensional x excentricidade (mancal com $L/D = 1$, $\beta = 0,5$ e $a/L = 0,25$) [29]

6.2.5- SEQUÊNCIA DE CÁLCULO NO PROJETO [7]

Baseando-se nas considerações anteriores, sugere-se a seguinte sequência de cálculos:

- 1- Com as especificações de projeto, determinar a máxima carga a ser suportada pelo mancal

$$F \text{ [N]}$$

- 2- Escolher o número de bolsas do mancal

$$z = 4 \text{ na maioria dos casos}$$

$$z = 6 \text{ para mancais de alta precisão}$$

- 3- Escolher a relação de pressões β

$$\beta = 0,5 \text{ preferencialmente}$$

- 4- Escolher o diâmetro D que irá suportar a carga
Estimativa

$$D \approx \sqrt{\frac{F/0,17 \cdot p_\Delta}{e}} \quad F \text{ [N]}$$

com D [m], p_Δ [N/m²]

5- Escolher o comprimento do mancal L

$$L = D \text{ se possível}$$

6- Escolher a folga radial c_0

$$c_0 \approx 5 \text{ a } 10 \text{ vezes a tolerância de fabricação } (c_0 \text{ [m]})$$

7- Escolher a largura da borda axial b

$$b = \frac{\pi \cdot D}{3 \cdot z}$$

8- Escolher a largura da borda circunferencial a

$$a = \frac{\pi \cdot D}{8 \cdot z}$$

9- Calcular o fator de vazão circunferencial γ

$$\gamma = \frac{z \cdot a (L - a)}{\pi \cdot D \cdot b}$$

10- Calcular a rigidez adimensional $\bar{\lambda}_0$

Tabela VI.2

11- Calcular a pressão mínima da bomba $p_{\Delta \text{ min}}$

$$p_{\Delta \text{ min}} = \frac{3 \cdot F}{\bar{\lambda}_0 \cdot D \cdot (L - a)} \quad [\text{N/m}^2]$$

12- Calcular a rigidez concêntrica λ_0

$$\lambda_0 = \frac{p_{\Delta} \cdot D \cdot (L - a)}{c_0} \cdot \bar{\lambda}_0 \quad [\text{N/m}]$$

Se λ_0 for muito baixa, aumentar D e/ou p_{Δ} e repetir a partir de 7 ou de 12, conforme o caso.

13- Calcular a folga radial mínima c_{min}

$$c_{\text{min}} = c_0 - \frac{F}{\lambda_0} \quad [\text{m}]$$

14- Calcular o fator de forma da vazão $\bar{B}$

$$\bar{B} = \frac{\pi \cdot D}{6 \cdot a \cdot z}$$

15- Calcular a velocidade de escorregamento

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad [\text{m/s}]$$

Se $v = 0$ ou muito pequena, ignorar a operação 18, adotando uma viscosidade conveniente, por exemplo

$$\eta = 50 \cdot 10^{-3} \quad \text{Ns/m}^2$$

16- Calcular a área da cavidade para uma bolsa somente

$$A_{hh} = \left(\frac{\pi \cdot D}{z} - b \right) \cdot (L - a) \quad [\text{m}^2]$$

17- Calcular a área de atrito por bolsa

$$A_{fh} = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{z} - \frac{3}{4} \cdot A_{hh}$$

18- Calcular a viscosidade η

$$\eta = \frac{p_{\Delta} \cdot h_0^2}{v} \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot \bar{B}}{A_{fh}}}$$

η [Ns/m²] ou [Pa]

Se η calculada for muito baixa, proceder à redução da largura das bordas ou ao aumento de c_0 e a repetição dos cálculos

19- Calcular a vazão Q_0

$$Q_0 = \frac{p_{\Delta} \cdot c_0^3}{\eta} \cdot z \cdot \beta \cdot \bar{B} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

20 - Calcular a potência de bombeamento

$$N_{\Delta} = p_{\Delta} \cdot Q_0 \quad [\text{Nm/s}] \quad \text{ou} \quad [\text{w}]$$

21- Calcular a área de atrito total A_f

$$A_f = z \cdot A_{fz} \quad [\text{m}^2]$$

22- Calcular a potência de atrito N_a

$$N_a = \eta \cdot A_f \cdot \frac{v^2}{c_0} \quad [\text{w}]$$

23- Calcular a potência total N_t

$$N_t = N_\delta + N_a \quad [\text{w}]$$

24- Calcular a elevação de temperatura

- para $v \neq 0$ $\Delta T = 4 \cdot 10^{-6} p_\delta$

- para $v = 0$ ou

$v \approx 0$ $\Delta T = 2 \cdot 10^{-6} p_\delta$

com:

$p_\delta \quad [\text{Nm}^{-2}]$ e $\Delta T \quad [^\circ\text{C}]$

6.3- MANCAL COMBINADO AXIAL-RADIAL (MANCAL DE YATES)

Para a utilização de mancais hidrostáticos com a finalidade de suportar esforços radiais e axiais simultaneamente, existem quatro possibilidades:

- combinação de mancais independentes, axial e radial (6.10a);
- combinação de dois mancais cônicos (6.10b);
- mancal esférico (6.10c); e
- mancal combinado axial-radial segundo o princípio de Yates (6.10d).

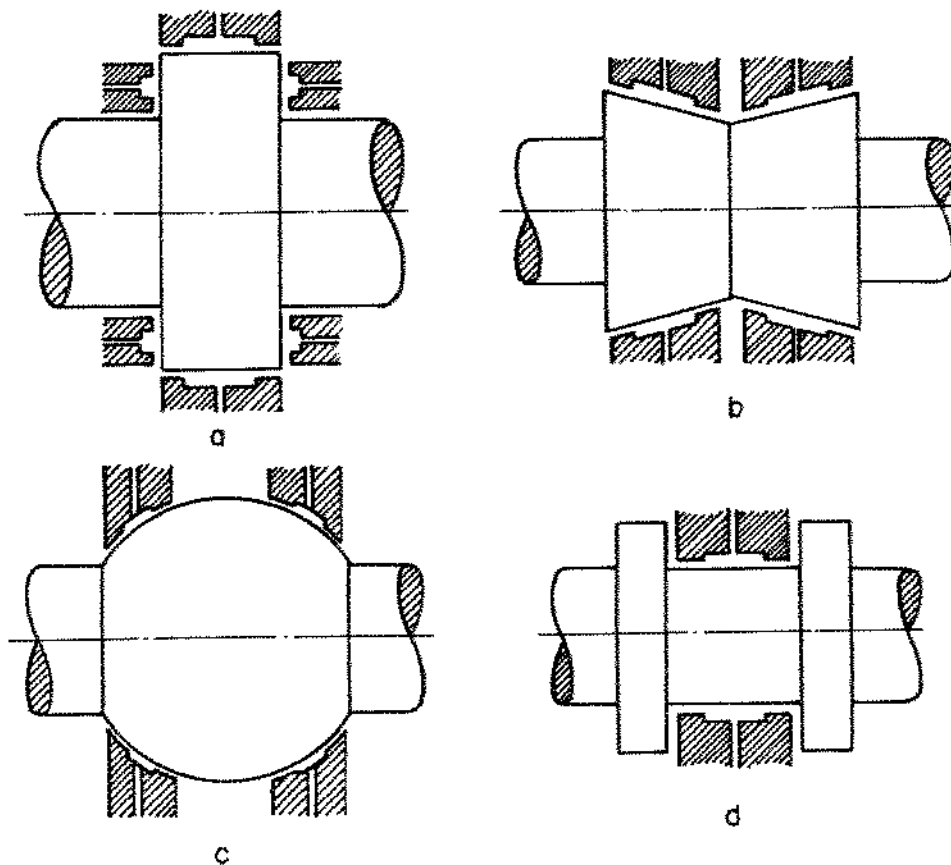


FIGURA 6.10- Diagramas representando as quatro possibilidades básicas de mancais hidrostáticos para suportar esforços radiais e axiais simultaneamente [30]

A razão principal de ter-se escolhido a última possibilidade de neste trabalho, é que existem pouquíssimas publicações a respeito, tornando bastante interessante uma pesquisa em caráter experimental, além das vantagens de maior eficiência, sistema de alimentação simplificado e necessidades de espaço reduzidas [31].

O princípio básico, segundo patente requerida em 1949 por Yates [30], é que a alimentação das faces axiais é feita com o fluxo de saída do mancal radial.

Yates utilizou em Pametrada, em 1949, pela primeira vez esse princípio, numa configuração semelhante à da figura 6.10d, na qual não estavam incorporadas bolsas axiais. A incorporação dessas bolsas - que em alguns casos aumenta a capacidade de carga ao mesmo tempo que diminui o atrito no mancal - foi publicada pela primeira vez em trabalho efetuado em 1963 pela Mechanical Technology, Inc. para a NASA, utilizando-se ar como fluído [32].

Observou-se que as vantagens deste tipo de mancal são:

- 1- A *potência de bombeamento* por carga unitária é muito menor (50%) que em um sistema com alimentações distintas.
- 2- O atrito nas bordas das superfícies axiais é muito menor que em um mancal axial com alimentação separada.
- 3- Para mancais aerostáticos, a capacidade de carga axial é maior do que a correspondente de um mancal axial convencional. Este fato poderá ser verdadeiro no caso de mancais hidrostáticos, mas será alcançado às custas de uma perda de rigidez axial dinâmica e de uma redução no desempenho do mancal radial.
- 4- Os mancais axiais não têm sistema de alimentação, simplificando-se assim o arranjo do mancal; o custo de usinagem das faces externas é reduzido e o espaço necessário é menor. Além disso, as simplificações do sistema aumentam a executabilidade.

Existem duas alternativas quando se utiliza o mancal de Yates, no que se refere ao sentido do fluxo axial; ele pode ser tanto de fora para dentro, quanto de dentro para fora. No primeiro caso, o mancal radial terá diâmetro igual ao diâmetro externo das faces axiais, e no segundo, igual ao diâmetro interno dessas faces.

O arranjo descrito de cilindro flutuante possui mais vantagens para mancais aerostáticos, segundo a MTI [32], mas é também uma boa opção para mancais hidrostáticos quando o espaço é restrito.

6.3.1- PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO

O princípio de operação de um mancal de Yates é mostrado na figura a seguir.

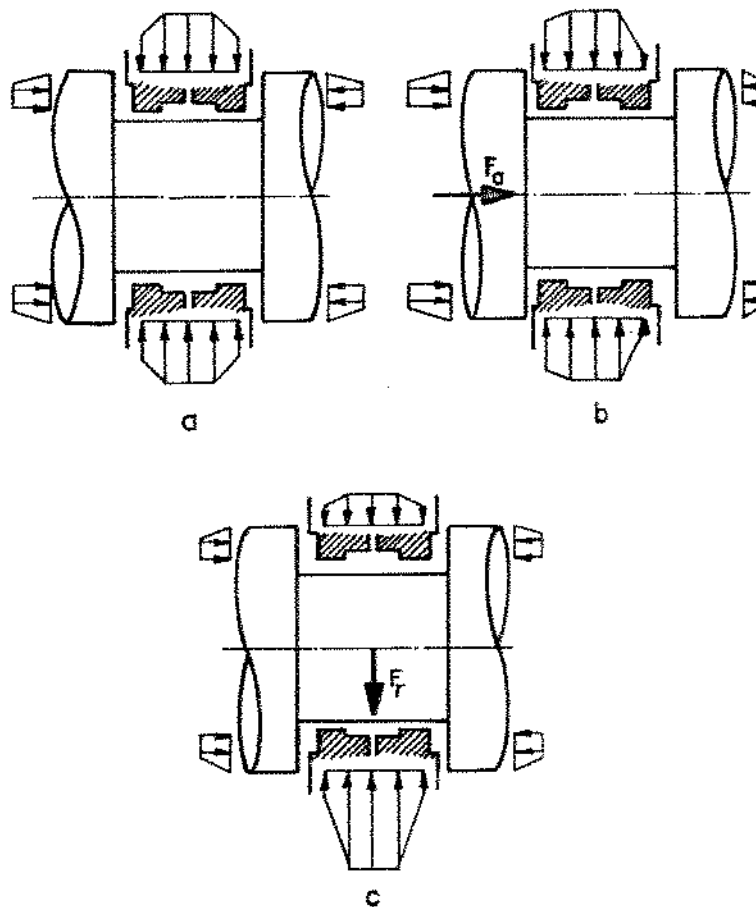


FIGURA 6.11- Mancal de Yates - variação de pressões

- a) descarregado b) suportando carga axial
c) suportando carga radial

As variações nas pressões são indicadas pelo comprimento das setas [30].

A distribuição de pressões sem carregamento é mostrada na figura 6.11a. O mancal radial tem os colchões alimentados por um sistema de controle tipo capilar. Os restritores capilares são os mais adequados para este tipo de aplicação porque o eixo é uma das partes do controle do mancal axial, e, por sua natureza, um restritor de vazão viscoso (ver item 5.1.1), tornando-os compatíveis, portanto.

O fluido escoar axialmente através das bordas, para dentro das cavidades axiais, e então radialmente pelas bordas anulares até a pressão atmosférica.

Quando uma carga axial $\bar{F}$ é aplicada (6.11b), a resistência ao fluxo aumentada no lado solicitado provoca um aumento na pressão, enquanto a resistência diminuída na face oposta faz com que a pressão caia. A diferença entre as pressões em ambas as faces equilibra a força aplicada. As pressões nas bolsas do mancal radial não variam, mas quando é aplicada uma força radial, é o inverso que ocorre (6.11c). Note-se que essa constância é *virtual*.

Estas variações nas pressões dos colchões são mostradas para um mancal em particular, nas figuras 6.12 a), b) e c). Como pode ser visto nestes gráficos, há uma redução na capacidade de carga radial, quando é aplicada uma carga axial, e vice-versa.

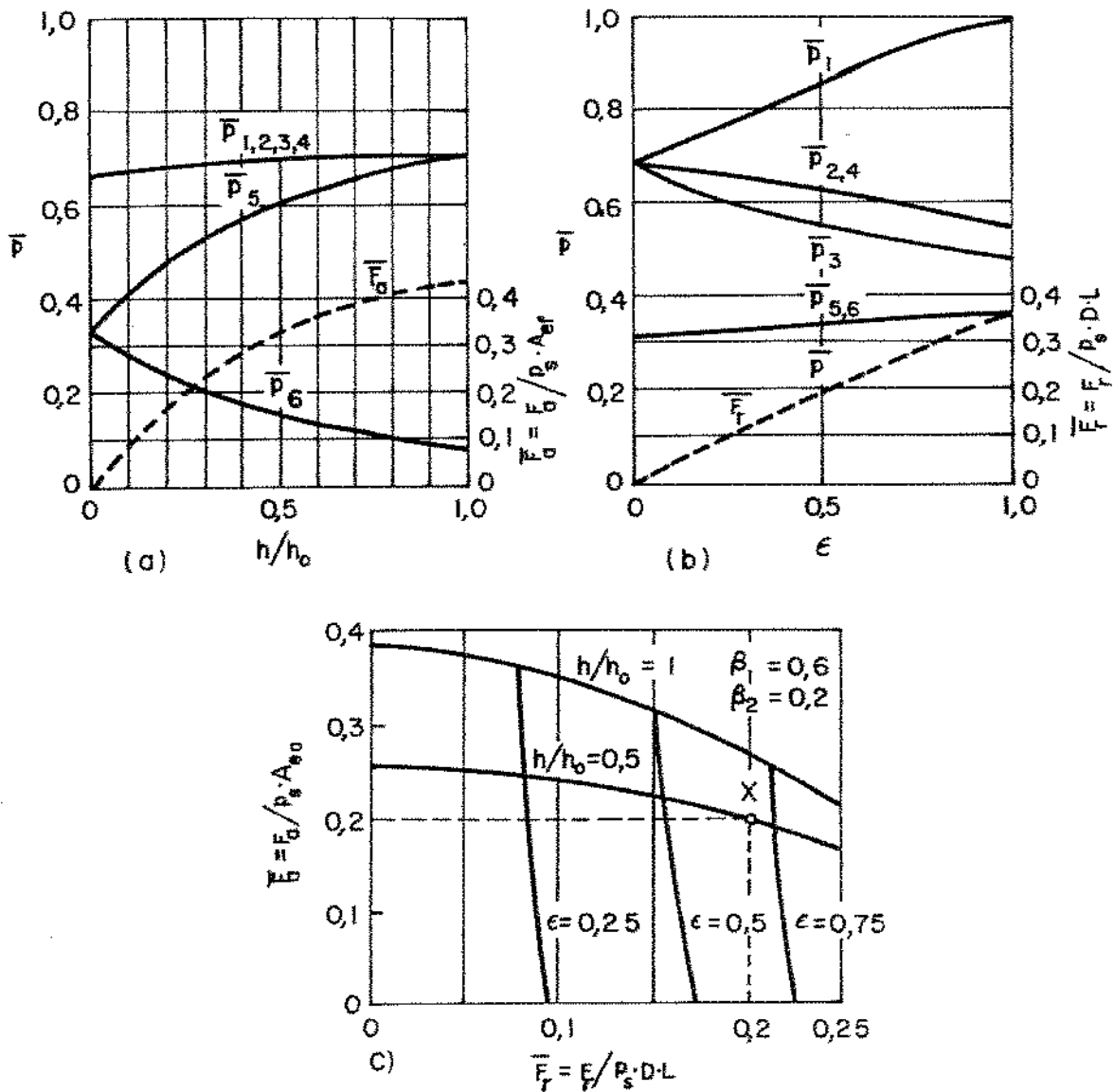


FIGURA 6.12- Características de carga de um mancal de Yates: a) pressões nas bolsas e carga axial com deflexão axial; b) pressões nas bolsas e carga radial com excentricidade radial; c) cargas radial e axial combinadas com excentricidade radial e deflexão axial correspondentes [30]

Wearing et alii [30] registraram um grande número de soluções para este tipo de mancal e desenvolveram o procedimento de cálculo apresentado a seguir, que baseia-se na condição mais desfavorável, de aplicação simultânea das máximas cargas axial e radial, e é portanto, conservativo.

Os efeitos da rotação são benéficos (ver item 6.2.3) e, em condições ótimas eles provocam um aumento da capacidade de carga de aproximadamente 20%.

6.3.2- NOMENCLATURA E SIMBOLOGIA REFERENTES AO MANCAL DE YATES

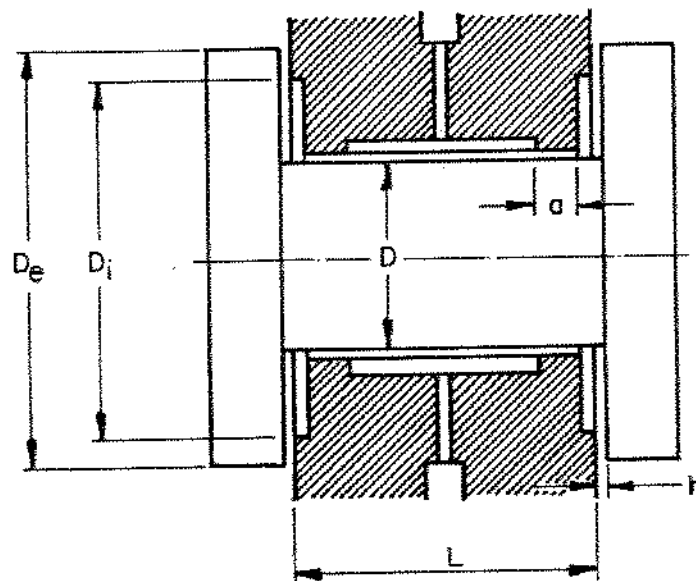


FIGURA 6.13- Mancal de Yates - dimensões [30]

p_a = pressão de alimentação

p_h = pressão na cavidade

o = sufixo indicando condições de projeto (condição concêntrica, sem cargas)

h_o = folga axial

c = folga radial

c_D = folga diametral

D = diâmetro do eixo

L = comprimento do mancal

D_i = diâmetro interno das bordas do mancal axial

D_e = diâmetro externo das bordas do mancal axial

$\bar{D}$ = razão D_e/D_i

a = largura da borda circunferencial

b = largura da borda axial

F_h = carga radial

F_a = carga axial

$\beta_1 = p_1/p_\delta$ = razão de pressões do mancal radial na condição de projeto

$\beta_2 = p_2/p_\delta$ = razão de pressões do mancal axial na condição de projeto

γ = fator de vazão circunferencial para o mancal radial, relação de resistências

q = vazão

$\bar{B}_{oh}$ = fator de vazão para um colchão do mancal radial

$\bar{B}_{oa}$ = fator de vazão para o mancal axial

$\bar{Q}$ = fator adimensional de vazão do mancal

$\bar{F}_h$ = fator adimensional de carga radial

$\bar{F}_a$ = fator adimensional de carga axial

A_{eh} = área efetiva do mancal radial

A_{ea} = área efetiva do mancal axial (uma face somente)

$\bar{A}_a$ = fator adimensional de área para carga axial do mancal (antes de ser subtraída a área central)

N_a = potência de atrito

N_δ = potência de bombeamento

N_Σ = potência total

η = viscosidade dinâmica

n = velocidade de rotação (s^{-1})

$\bar{N}_a$ = potência de atrito adimensional

$A_{\delta r}$ = área efetiva de atrito do mancal radial

$\bar{A}_{\delta 1}$ = área adimensional de atrito do mancal radial

$A_{\delta a}$ = área efetiva de atrito do mancal axial

$\bar{A}_{\delta 2}$ = área adimensional de atrito do mancal axial

z = número de colchões do mancal radial

S_H = parâmetro de otimização $\frac{\eta \cdot n}{p_\delta} (D/c_D)^2$

λ = rigidez

$\bar{\lambda}$ = rigidez adimensional

$\bar{\lambda}_f$ = parâmetro de rigidez do mancal radial empregado no cálculo da rigidez radial adimensional na condição de projeto ($\bar{\lambda}_{or}$)

6.3.3- RELAÇÕES BÁSICAS

A notação, como pode ser observado em 6.3.2, foi conservada igual à dos mancais radiais, item 6.2, na medida do possível.

O parâmetro adimensional de carga é definido por:

$$\bar{F}_r = \frac{F_r}{L \cdot D \cdot p_\delta} \quad (6.38)$$

O parâmetro adimensional de vazão é definido por:

$$\bar{Q} = \frac{q \cdot \eta}{p_\delta \cdot c_D^3} \quad (6.39)$$

Os parâmetros adimensionais de rigidez são definidos por:

$$\bar{\lambda}_r = \frac{\lambda_r \cdot c_D}{2 \cdot p_\delta \cdot A_{er}} \quad (6.40)$$

e

$$\bar{\lambda}_a = \frac{\lambda_a \cdot h_0}{p_s \cdot A_{ea}} \quad (6.41)$$

onde

$$A_{ea} = D \cdot (L - a) \quad (6.40a)$$

e

$$A_{ea} = \frac{F_a}{p_s \cdot \bar{F}_a} \quad (6.41a)$$

A potência de atrito adimensional é definida por:

$$\bar{N}_a = \frac{N_a \cdot c_D}{\eta \cdot n^2 \cdot D^4} \quad (6.42)$$

e pode ser calculada como

$$\bar{N}_a = \eta^3 \left(2 \cdot \frac{L}{D} \cdot \bar{A}_{f1} + 2 \cdot \frac{c_D}{h_0} \cdot \bar{A}_{f2} \right) \quad (6.43)$$

As áreas adimensionais de atrito são relacionadas às dimensões do mancal como segue:

$$\bar{A}_{f1} = \frac{A_{f1}}{\eta \cdot D \cdot L} \quad (6.43a)$$

e

$$\bar{A}_{f2} = \frac{A_{f2}}{\eta \cdot D^2} \quad (6.43b)$$

6.3.4- SEQUÊNCIA DE CÁLCULO NO PROJETO

É recomendada a seguinte sequência de cálculos:

- 1- Especificar a carga radial máxima F_R [N]
- 2- Especificar a carga axial máxima F_a [N]
- 3- Especificar a rotação de operação máxima n [rev/s]
- 4- Especificar a pressão de alimentação p_s [Ns/m²]

OBS: Os fatores que afetam a seleção da pressão de alimentação são:

- i) o custo do sistema de bombeamento aumenta com a pressão. Uma bomba de engrenagens de custo relativamente baixo pode ser usada para pressões até $\sim 30 \cdot 10^5$ Pa.
 - ii) O aumento da temperatura em um mancal otimizado é diretamente proporcional à pressão de alimentação. Uma vez que a viscosidade varia com a temperatura, e também com a pressão, e variações da viscosidade diminuem a capacidade de um mancal otimizado, devem ser evitadas pressões elevadas, se possível.
 - iii) Se o tamanho do mancal é limitado, então a pressão será determinada pelos valores das cargas.
- 5- Escolher o valor da razão de pressão β_2 do colchão axial. Para máxima rigidez axial, β_2 deveria ser 0,5, mas a capacidade de carga radial ficaria reduzida de 50%. A capacidade de carga radial e a rigidez não serão afetadas virtualmente com o uso de um valor baixo de β_2 , como 0,05, mas embora a capacidade de carga axial seja satisfatória, a *rigidez concêntrica* será baixa. Este procedimento é limitado à faixa prática de valores de β_2 ($0,1 \leq \beta_2 \leq 0,33$).
- 6- O valor da razão de pressão β_1 dos colchões radiais é dado por
- $$\beta_1 = \frac{1 + \beta_2}{2} \quad (6.44)$$
- 7- Especificar a razão a/L axial. Como no caso de mancais radiais convencionais, esta razão deveria inicialmente ser tomada igual a 0,25. Em altas velocidades, esta relação poderia resultar num valor de viscosidade muito elevado - quando calculado no passo 33 - caso em que deve ser reduzido.
- 8- O valor do parâmetro de carga radial $\bar{F}_R$ é obtido da figura 6.14a.

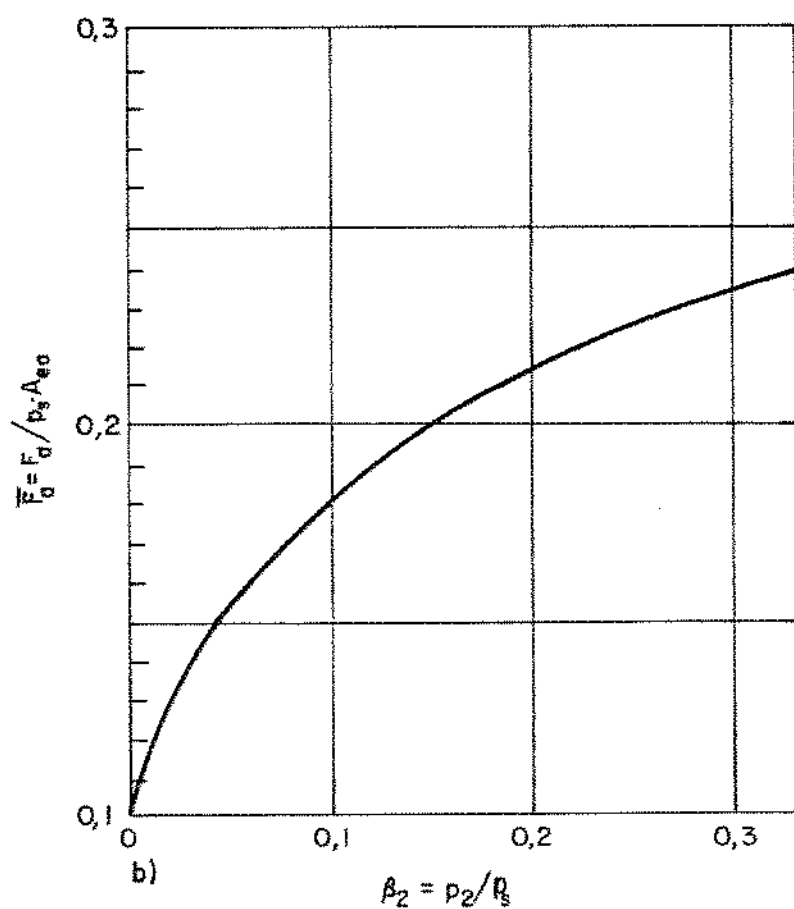
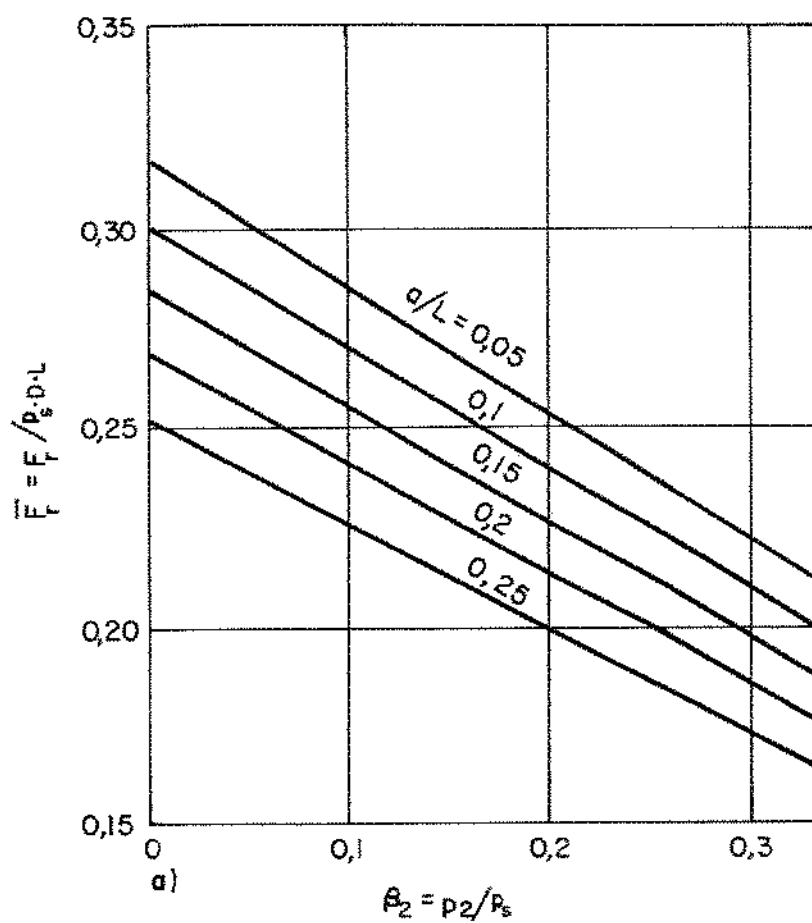


FIGURA 6.14- Mancal de Yates: a) valores do parâmetro de carga radial; b) valores do parâmetro de carga axial [30]

- 9- O valor do diâmetro do eixo $\bar{e}$ é determinado tanto por outras necessidades do projeto (torção, flexão, etc.) quanto pode ser estimado por

$$D = \sqrt{\frac{F_h}{p_s \cdot \bar{F}_h}} \quad [\text{m}]$$

- 10- O comprimento L mínimo do mancal é calculado por

$$L = \frac{F_h}{p_s \cdot D \cdot \bar{F}_h} \quad [\text{m}]$$

Se o valor assim calculado $\bar{e}$ é tal que a razão $L/D < 0,25$, então L deve ser aumentado para essa razão, e os valores da pressão de alimentação p_s e do diâmetro D devem ser revistos. Se o valor do comprimento L é tal que $L/D > 1,5$, então a pressão ou o diâmetro devem ser aumentados para reduzir o comprimento. Idealmente, a razão L/D deveria ser aproximadamente um, para resultar num bom compromisso entre as necessidades de baixa vazão e elevada capacidade de carga, e as dificuldades surgidas das tolerâncias de alinhamento axial reduzindo a excentricidade permitida do eixo.

- 11- O número de colchões deve ser determinado agora. Quando $L/D < 0,75$ o número mínimo de colchões é 6. Acima deste valor, o número mínimo é 4. As vantagens de um grande número de colchões são : capacidade de carga maior, rigidez maior e menores variações das características com a direção da carga aplicada. As desvantagens são o aumento dos custos de fabricação e a maior complexidade do sistema de alimentação.

- 12- O valor da borda entre os colchões (borda axial) é calculado por

$$b = \frac{4 \cdot \eta \cdot D \cdot a}{3 \cdot z \cdot L} \quad [\text{m}] \quad (6.45)$$

onde z é o número de bolsas.

- 13- O coeficiente de vazão da bolsa, $\bar{B}_{oh}$ é calculado por

$$\bar{B}_{oh} = \frac{\eta \cdot D}{6 \cdot z \cdot a} \quad (6.46)$$

- 14- O valor da folga radial c , deve ser escolhido neste passo.

15- Especificar a folga axial h_0 .

16- Calcular o valor do coeficiente axial de vazão, a partir de

$$\bar{B}_{0a} = \frac{z \cdot \bar{B}_{0h}}{2} \cdot \left(\frac{\beta_1}{\beta_2} - 1 \right) \cdot \left(\frac{c}{h_0} \right)^3 \quad (6.47)$$

17- O valor da razão $\bar{D}$ da borda axial, que é a razão entre o diâmetro externo da borda, D_e , e o diâmetro interno da borda do mancal D_i , é obtido da figura 6.15a, entrando-se com um valor conhecido de $\bar{B}_{0a} < 10$. Para valores de $\bar{B}_{0a} > 10$ o valor de $\bar{D}$ pode ser calculado por

$$\bar{D} = 1 + \frac{2 \cdot \pi}{12 \cdot \bar{B}_{0a} - \pi} \quad (6.48)$$

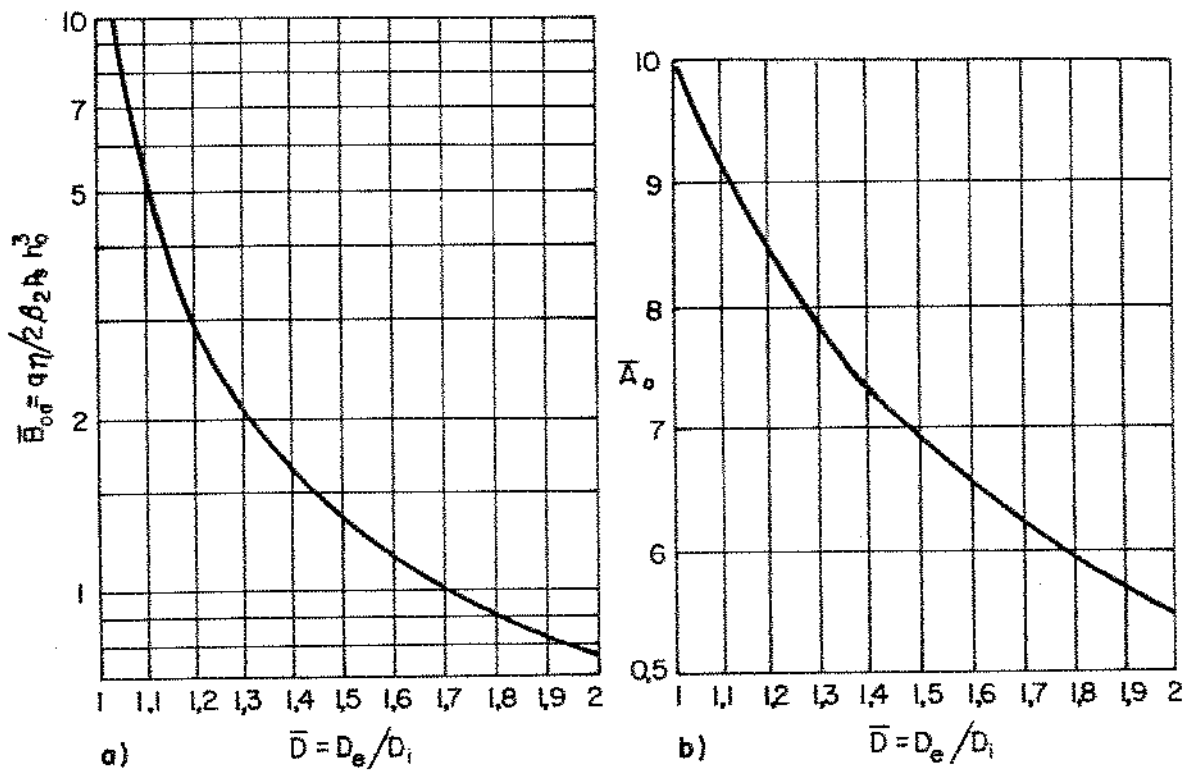


FIGURA 6.15- Mancal de Yates: a) $\bar{B}_a \times D_e/D_i$; b) $\bar{A}_a \times D_e/D_i$ [30]

18- O valor de $\bar{F}_a$, parâmetro de carga axial é obtido da figura 6.14b, a partir do valor de β_2 .

19- A área efetiva de apoio necessária A_{ea} , vem de

$$A_{ea} = \frac{F_a}{p_s \cdot \bar{F}_a} \text{ [m}^2\text{]} \quad (6.41a)$$

20- O valor do parâmetro de carga axial $\bar{A}_a$ é obtido da figura 6.15b. Este valor não é o coeficiente real, e sim o coeficiente de uma bolsa com uma razão diâmetral idêntica mas sem perda da área central, como os colchões anelares do mancal Yates.

21- O diâmetro externo da face axial, D_e , pode agora ser calculado

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{ea}}{\pi \cdot \bar{A}_a} + \frac{D^2}{\bar{A}_a}} \text{ [m]} \quad (6.49)$$

22- O diâmetro interno das bordas é dado por

$$D_i = D_e / \bar{D} \text{ [m]} \quad (6.50)$$

NOTA: Este valor não deve ser menor que o diâmetro do eixo, D . Se isto acontecer, igualá-lo a D e $D_e = D \cdot \bar{D}$. Alternativamente, β_2 (ou p_s) deve ser reduzido.

23- O valor do fator de vazão circunferencial γ , é dado por

$$\gamma = \frac{z \cdot a (L - a)}{\pi \cdot D + b} \quad (6.51)$$

24- O valor do parâmetro de rigidez radial é determinado pelo uso da relação na tabela VI.4. Este valor não leva em consideração a presença dos colchões axiais e é denominado $\bar{\lambda}_f$.

TABELA VI.4- Coeficiente de rigidez adimensional $\bar{\lambda}_f$

Nº BOLSAS	CAPILAR	ORIFÍCIO
3	$\frac{0,27}{1-0,75 \gamma}$	$\frac{0,54}{1,5-1,5 \gamma}$
4	$\frac{0,955}{1-0,5 \gamma}$	$\frac{1,91}{1,5-\gamma}$
5	$\frac{1,03}{1-0,34 \gamma}$	$\frac{2,125}{1,5-0,69 \gamma}$
6	$\frac{1,075}{1-0,25 \gamma}$	$\frac{2,15}{1,5-0,5 \gamma}$

25- O parâmetro $\bar{\lambda}_{o\kappa}$ de rigidez radial, é calculado por

$$\bar{\lambda}_{o\kappa} = \bar{\lambda}_j (1 - \beta_2) \quad (6.52)$$

26- A rigidez radial na posição concêntrica é calculada pelo rearranjo da equação 6.40

$$\lambda_{o\kappa} = \frac{2 \cdot p_s \cdot A_{e\kappa}}{c_D} \cdot \bar{\lambda}_{o\kappa} \text{ [N/m]} \quad (6.40)$$

onde: c_D é a folga diâmetral = $2c$, e

$$A_{e\kappa} = D (L - a) \text{ [m}^2\text{]} \quad (6.40a)$$

27- O valor de $\bar{\lambda}_{o\alpha}$, rigidez axial adimensional, é obtido da figura 6.16.

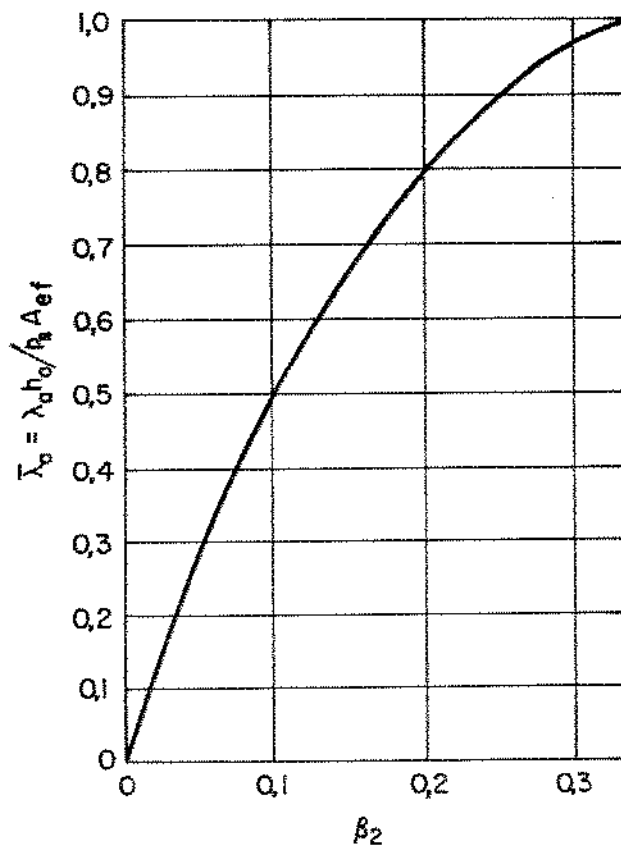


FIGURA 6.16- Mancal de Yates: rigidez axial adimensional [30]

28- A rigidez axial concêntrica $\bar{\lambda}$ é calculada pelo rearranjo da equação 6.41

$$\lambda_{oa} = \frac{p_s \cdot A_{ea}}{h_o} \cdot \bar{\lambda}_{oa} \quad [\text{N/m}] \quad (6.41)$$

29- Os coeficientes de área de atrito axial são calculados de

$$\bar{A}_{\delta 2} = \left(\frac{D_e^4 - D_i^4}{8 \cdot D^4} \right) + \left(\frac{D_i^4 - D^4}{160 \cdot D^4} \right) \quad (6.53)$$

ou podem ser obtidos da figura 6.17.

O coeficiente $\bar{A}_{\delta 1}$ obtêm-se da figura 6.17a.

30- A potência de atrito adimensional é calculada de

$$\bar{N}_a = \pi^3 \left(2 \frac{L}{D} \bar{A}_{\delta 1} + 2 \frac{c_D}{h_o} \cdot \bar{A}_{\delta 2} \right) \quad (6.43)$$

31- O coeficiente de vazão, $\bar{Q}$, é calculado de

$$\bar{Q} = 2 \beta_2 \cdot \bar{B}_{oa}$$

32- O parâmetro de otimização S_H é calculado através da fórmula

$$S_H = \sqrt{\frac{\bar{Q}}{8\bar{N}_a} \cdot \left(\frac{h_o}{c} \right)^3} \quad (6.54)$$

33- A viscosidade ótima vem de

$$\eta = \frac{S_H \cdot p_s}{n} \cdot \left(\frac{c_D}{D} \right)^2 \quad [\text{Ns/m}^2] \quad (6.55)$$

NOTAS: Se o valor da viscosidade η assim calculado for muito baixo, então o primeiro passo é a redução da espessura das bordas, a , e então, se $a < 100 \cdot c$, a folga deve ser aumentada. Os cálculos são então repetidos a par-

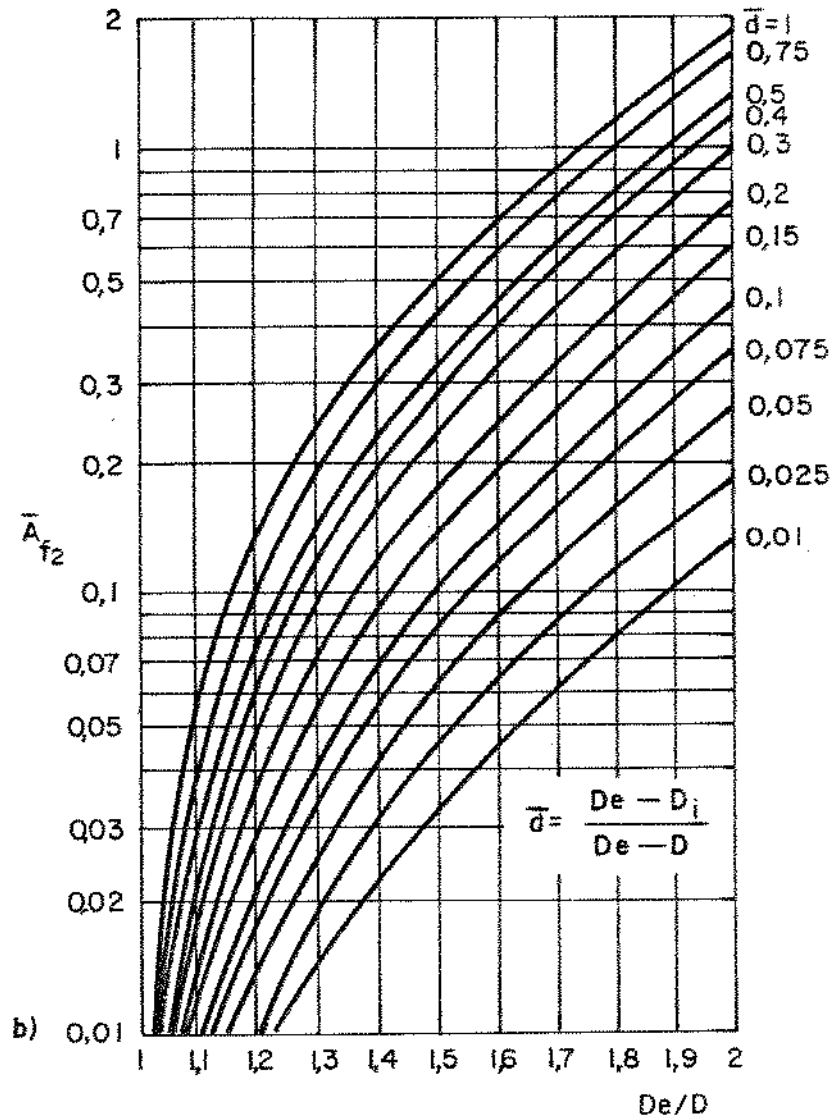
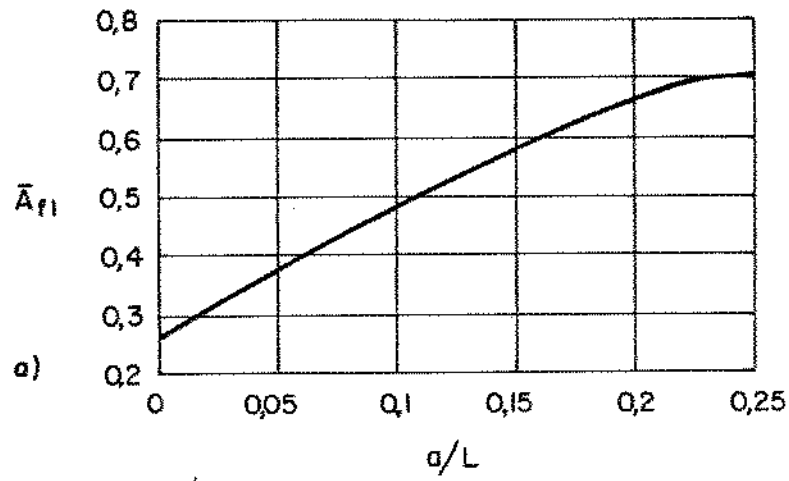


FIGURA 6.17- Mancal de Yates ; coeficientes de área de atrito :
a) mancal radial; b) mancal axial [30]

tir do passo 7. Se o valor da viscosidade for muito elevado, então estabelece-se um valor máximo prático e proseguem-se os cálculos, usando-se tal valor.

34- A vazão $\bar{q}$ é dada por

$$q = \frac{p_{\Delta} \cdot h_0^3}{\eta} \bar{Q} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (6.56)$$

35- A potência consumida $\bar{N}$ é dada por

$$N_{\Delta} = p_{\Delta} \cdot q \quad [\text{w}] \quad (6.57)$$

para o bombeamento.

36- A potência de atrito perdida $\bar{N}_a$ é dada por

$$N_a = \frac{\eta \cdot n^2 \cdot D^4}{c_D} \cdot \bar{N}_a \quad [\text{w}] \quad (6.58)$$

37- A potência perdida total $\bar{N}_t$ é dada por

$$N_t = N_{\Delta} + N_a \quad [\text{w}]$$

38- Calcula-se agora um restritor adequado, usando-se o procedimento dado em 5.1.1.1, para uma vazão igual a q/z .

6.4- MÉTODO DE CÁLCULO DA ÁRVORE (VERIFICAÇÃO DA FOLGA MÍNIMA) [33]

Até aqui, considerou-se que - para o cálculo da rigidez estática de mancais hidrostáticos - atua uma carga no ponto médio do mancal, perpendicularmente ao eixo geométrico do mesmo, provocando um deslocamento paralelo (figura 6.18, a) e b)).

Essa hipótese simplificadora não corresponde à situação que ocorre em árvores de máquinas-ferramenta, onde as mesmas ficam inclinadas em relação ao eixo geométrico, quando carregadas (figura 6.18c).

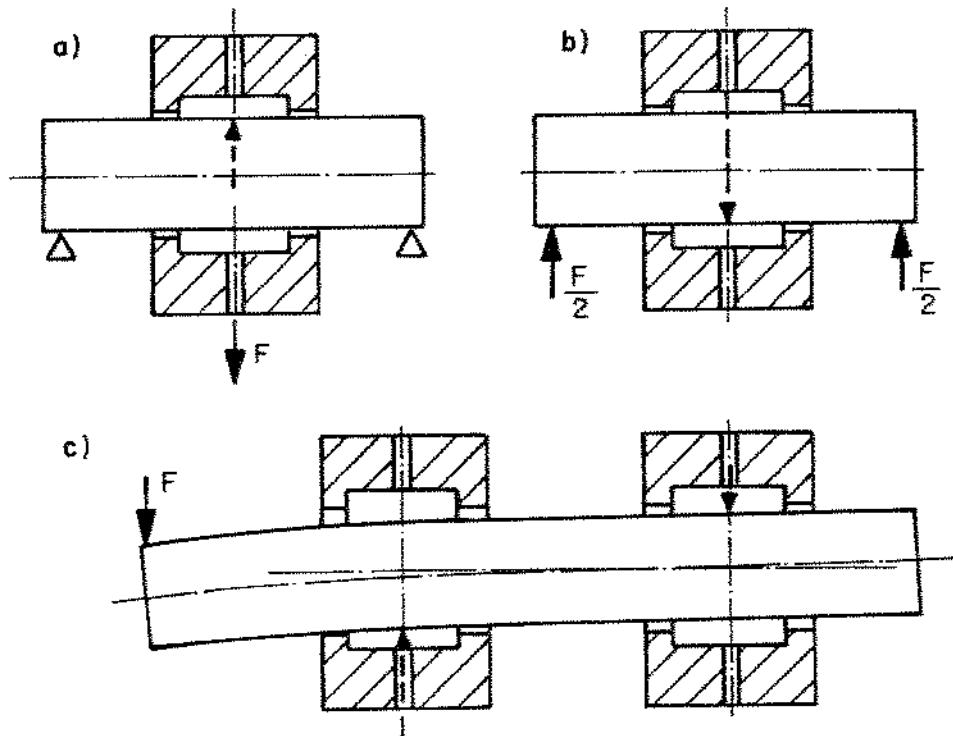


FIGURA 6.18- Casos de deslocamento paralelo (a, b) e de deslocamento oblíquo (c) [33]

Essa inclinação conduz a uma folga mínima, entre o eixo e o mancal, menor do que no caso de deslocamento paralelo, e inclusive leva a uma diminuição de rigidez se comparada com o caso hipotético [33]. Com essa diminuição da rigidez há uma maior aproximação do eixo em relação ao mancal, aumentando a deformação do primeiro.

Na figura 6.19 está mostrada a superposição dos comportamentos de uma deflexão y_e (deformação elástica do eixo) e de uma deflexão y_m (parcela dos mancais) para uma árvore. A sua adição resul

ta na deflexão total do nariz da árvore (ponto de aplicação da força).

É importante notar que no mancal dianteiro a inclinação do eixo também se divide em duas parcelas angulares: θ_1 e θ_2 . θ_1 é a parte de inclinação devida à flexibilidade dos mancais e θ_2 é a parcela devida à deformação do eixo.

Ambos os ângulos terão papel determinante na obtenção do deslocamento da árvore inclinada, no mancal dianteiro.

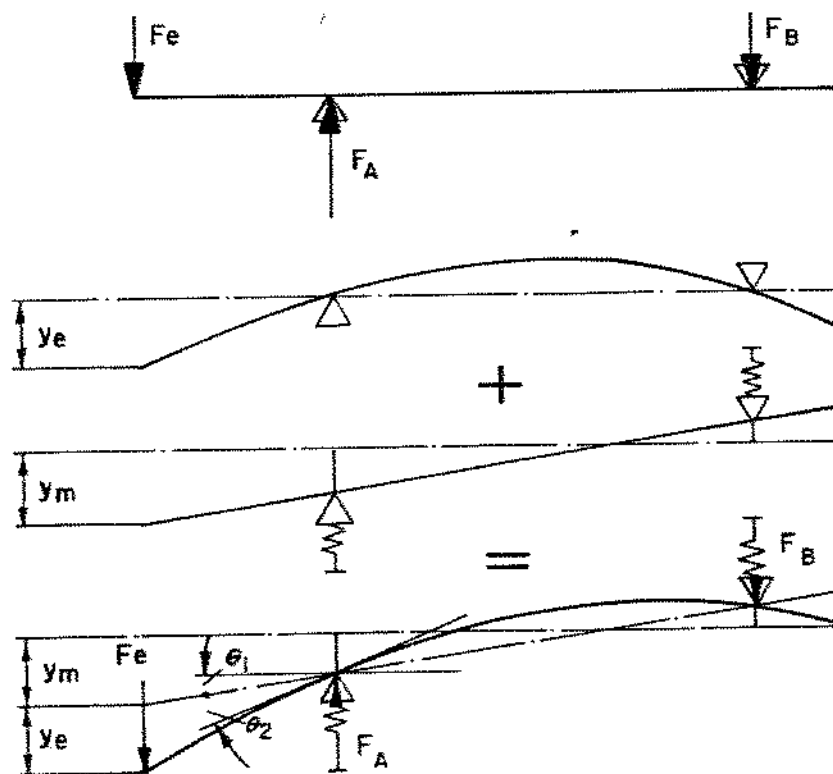


FIGURA 6.19- Superposição das deformações do eixo e dos mancais [33]

Na figura 6.20 estão mostradas as parcelas dos deslocamentos paralelo e oblíquo, mais detalhadamente.

Assim:

e_{y1} - deflexão no plano médio do mancal, no caso de deslocamento paralelo

$$e_{y1} = \frac{F_A}{\lambda_A}$$

$e_{y\delta}$ - deslocamento para uma posição oblíqua θ

$$e_{y\Delta} = e_{y1} + \Delta e_{y\Delta}$$

h_{θ} - comprimento no qual a borda do mancal dianteiro é limitada pelos lados do ângulo $\theta = \theta_1 + \theta_2$

h_{mk} - aproximadamente igual a h_{θ}

e_{y2} - deslocamento do eixo no mancal traseiro (considerado paralelo, sem prejuízo de precisão)

$$e_{y2} = \frac{F_B}{\lambda_B}$$

c_{01} , c_{02} - folgas radiais de projeto (concêntricas) dianteira e traseira

L - comprimento do mancal

D - diâmetro do mancal

a - comprimento do eixo em balanço

b - comprimento do eixo entre os mancais

F_A - esforço solicitante no mancal A

F_B - esforço solicitante no mancal B

F_e - força externa aplicada

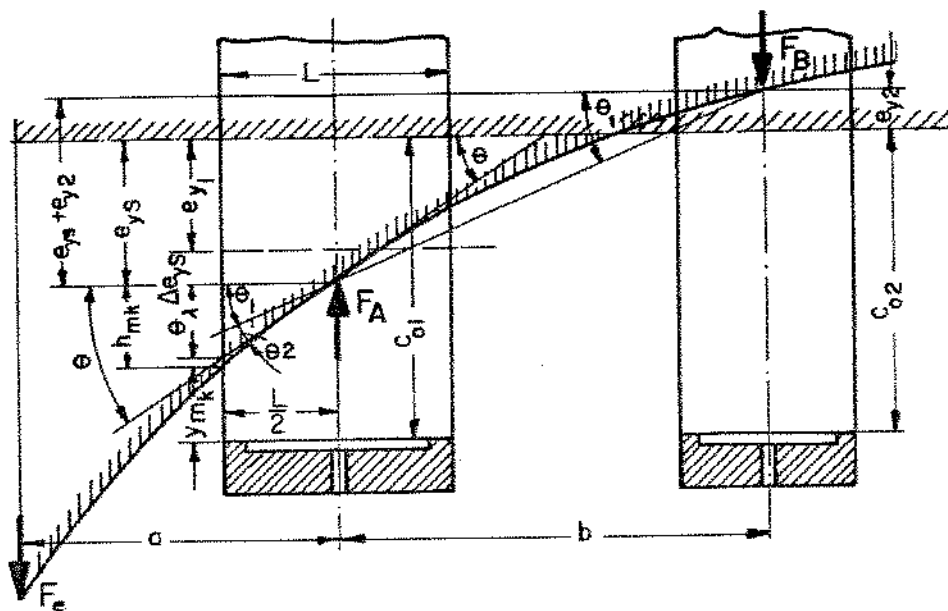


FIGURA 6.20- Deslocamentos nos mancais. Relações geométricas [33]

Com o auxílio das relações geométricas até aqui apresentadas, pode-se deduzir algumas equações básicas para a determinação das pequenas folgas no mancal dianteiro.

A relação para a folga mínima y_{mk} obtém-se da figura 6.20 e é dada por:

$$y_{mk} = c_{o1} - (e_{y1} + \Delta e_{ys} + h_{mk}) \quad (6.59)$$

Relacionando-se y_{mk} com o valor da folga de projeto c_{o1} , obtém-se

$$\frac{y_{mk}}{c_{o1}} = 1 - \left(\frac{e_{y1}}{c_{o1}} + \frac{\Delta e_{ys}}{c_{o1}} + \frac{h_{mk}}{c_{o1}} \right) \quad (6.60)$$

com as inclinações relativas segundo a figura 6.20

$$\theta_{rel} = \frac{h_{\theta}}{c_{o1}} \approx \frac{h_{mk}}{c_{o1}} \quad (6.61)$$

e chamando-se de ε o deslocamento relativo e/c_o , obtém-se da equação 6.60:

$$\frac{y_{mk}}{c_{o1}} = 1 - (\varepsilon_1 + \Delta \varepsilon_s + \theta_{rel}) \quad (6.62)$$

Essa última equação contém todas as parcelas de deslocamento na região de folga mínima do mancal dianteiro.

Assim:

$\varepsilon_1 = e_{y1}/c_{o1}$ é a deflexão relativa devida ao deslocamento paralelo

$\Delta \varepsilon_s = \Delta e_{ys}/c_{o1}$ é a parcela de deslocamento no meio do mancal devido à posição oblíqua do eixo

$\theta_{rel} = h_{mk}/c_{o1}$ é a deflexão adicional entre o meio do mancal e a borda dianteira do mancal, devido à posição oblíqua e à deformação do eixo.

Para uma determinação adequada dos apoios hidrostáticos da árvore, devem então ser conhecidas as modificações correspondentes na folga, que aparecem sob carga, já na fase de anteprojeto. Só dessa maneira é possível se projetar os mancais de modo que não ocorra nenhum contato entre o eixo e o mancal durante o funcionamento.

Nas equações a seguir, consideram-se duas hipóteses simplificadoras:

- a) a reação de momento adicional do mancal axial não é considerada, ou seja, o eixo pode curvar-se livremente e a linha elástica mostra somente uma direção de curvatura.
- b) exceto a força radial atuante no nariz da árvore, não atua nenhuma outra força externa, o que na prática significa um eixo com acionamento livre de forças transversais.

Para as deduções que se seguem, é conveniente substituir a inclinação relativa θ_{rel} pela expressão:

$$\theta_{rel} = \frac{h_{mk}}{c_{01}} = \theta \cdot \frac{L/2}{c_{01}} \quad (6.63)$$

onde a relação

$$\theta = \frac{h_{mk}}{L/2} \quad (6.64)$$

válida para ângulo θ muito pequeno, foi obtida a partir da equação 6.61 e das relações geométricas na figura 6.20.

Substituindo-se a expressão 6.63 na expressão 6.62, obtém-se

$$\frac{y_{mk}}{c_{01}} = 1 - \left(\epsilon_1 + \Delta\epsilon_d + \theta \frac{L/2}{c_{01}} \right) \quad (6.65)$$

A introdução de θ possibilita a expansão das considerações para quaisquer dimensões de mancais hidrostáticos. Isto será mostrado a seguir.

De acordo com a figura 6.20, θ pode ser dividido em duas partes: θ_1 e θ_2 .

Isto é:

$$\theta_1 = \frac{e_{y_1} + e_{y_2}}{b} \quad (6.66)$$

e

$$\theta_2 = \frac{a \cdot b}{3 \cdot E \cdot J_x} \cdot F_e \quad (6.67)$$

Para o caso de eixo tubular, o que é bastante comum em árvores de máquinas-ferramenta, tem-se que o momento de inércia é dado por:

$$J_x = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

e

$$\theta_2 = \frac{64}{3 \cdot \pi \cdot E} \cdot \frac{a \cdot b}{(D^4 - d^4)} \cdot F_e \quad (6.68)$$

A expressão 6.67 é deduzida levando-se em consideração que o momento de inércia da parte em balanço é muito maior que o da parte entre os apoios, sendo essa uma hipótese simplificadora.

Com as equações 6.66 e 6.68 relaciona-se a folga y_{mk} com a folga concêntrica c_{o1} :

$$\frac{y_{mk}}{c_{o1}} = 1 - \left[\varepsilon_1 + \Delta \varepsilon_1 + \left(\frac{e_{y_1} + e_{y_2}}{b} + \frac{64}{3 \cdot \pi \cdot E} \cdot \frac{a \cdot b}{(D^4 - d^4)} \cdot F_e \right) \cdot \frac{L/2}{c_o} \right] \quad (6.69)$$

Além das dimensões dos mancais, a , b , D , d , L e c_o , essa equação contém a carga externa atuante F_e . As grandezas e_{y_1} e e_{y_2} são as deflexões no mancal dianteiro (na posição oblíqua e com de-

formação por flexão), e no mancal traseiro, respectivamente.

A deflexão e_{y_2} no mancal traseiro é calculada para deslocamento paralelo, somente.

Através da equação 6.69 pode ser determinada a menor folga admissível no mancal dianteiro y_{mk} . A equação 6.69 é idêntica à 6.62.

Outra forma, mais adequada, para a expressão 6.62 é dada a seguir

$$\frac{y_{mk}}{c_{o1}} = 1 - \left[\epsilon_1 + \Delta\epsilon_\delta + (\theta_1 + \theta_2) \frac{L/2}{c_{o1}} \right] \quad (6.70)$$

A partir desta expressão, com a inclinação θ_2 não tão particularizada como na expressão 6.68, a verificação deve ser dividida em três partes:

- 1) Determinação de ϵ_1 (deslocamento paralelo do eixo) de acordo com os processos de cálculo apresentados em 6.2 e 6.3.
- 2) Determinação de $\Delta\epsilon_\delta$ (deslocamento oblíquo) de acordo com o processo empírico desenvolvido em [33].
- 3) Determinação da inclinação relativa utilizando-se um método simplificado ou o método de momentos de área [12], para a determinação de θ_2 , e o método apresentado [33] para a obtenção de θ_1 .

A determinação do deslocamento oblíquo $\Delta\epsilon_\delta$, baseia-se em pesquisas experimentais [33] e é válida, portanto, levando-se em consideração as seguintes condições:

- ambos os mancais radiais têm 4 bolsas
- o sistema de alimentação é bomba única e capilares; e
- a carga é dirigida para o centro da cavidade oposta.

A deflexão relativa adicional no plano médio do mancal dianteiro $\Delta\epsilon_\delta$ é obtida do nomograma da figura 6.21, construindo-se

do com base nas pesquisas citadas em [33].

Aqui, há necessidade da definição da *carga específica*, dada pela expressão:

$$\frac{F_A}{p_\delta \cdot D_1 \cdot L_{ef}} = \frac{F_A}{p_\delta \cdot D_1 (L - a)}$$

semelhante ao *parâmetro adimensional de carga* $\bar{F}$ (ver seção 6.2.2.5).

Com o valor da carga específica, por exemplo 2,31, obtêm-se a excentricidade relativa $\epsilon_1 = e_{y1}/c_{o1} = 0,315$, para uma relação de resistências $\gamma = 0,55$ (ver seção 6.2.2.1). Este valor de $\gamma = 0,55$ é devido às dimensões dos mancais empregados nos ensaios [33].

Seguindo-se a linha horizontal à direita chega-se no diagrama determinado experimentalmente. Lá, desce-se até encontrar-se com a abscissa de deflexão (no caso exemplificado, $\theta_1 \approx 30''$). A linha vertical θ cruza com a curva $\epsilon_1 = 0,315$. O valor da ordenada do ponto de cruzamento é

$$\Delta\epsilon_\delta (\gamma = 0,55) = 0,04$$

Entrando-se com esse valor no diagrama direito, que serve para fazer a correção da relação de resistências γ , obtêm-se finalmente, para a deflexão relativa adicional no plano médio do mancal dianteiro, o valor:

$$\Delta\epsilon_\delta (\gamma = 1) = 0,055$$

Nesta metodologia, para a obtenção de $\Delta\epsilon_\delta = \Delta e_{y\delta}/c_{o1}$, como se observou, há necessidade do valor de $\theta = \theta_1 + \theta_2$.

Entretanto, para o cálculo de θ_1 , há necessidade do valor de $\Delta e_{y\delta}$, pois

$$\theta_1 = \frac{e_{y\delta} + e_{y2}}{b}, \quad e$$

$$\theta_{y\delta} = e_{y1} + \Delta e_{y\delta}$$

Escolhe-se então um valor inicial de $\Delta e_{y\delta}$ igual a 10% ou 20% de e_{y1} , como primeira estimativa,

$$e_{y\delta} = (1,2 \text{ ou } 1,1) e_{y1}$$

Esta estimativa deve ser reavaliada no final dos cálculos, e comparada com o valor

$$\frac{\Delta e_{y\delta}}{e_{y1}} = \frac{\Delta \epsilon_{\delta}(\gamma)}{\epsilon_1}$$

e se a diferença for inferior a 5% não há necessidade de um cálculo repetido, principalmente se o valor calculado for menor que o estimado para $\Delta e_{y\delta}$.

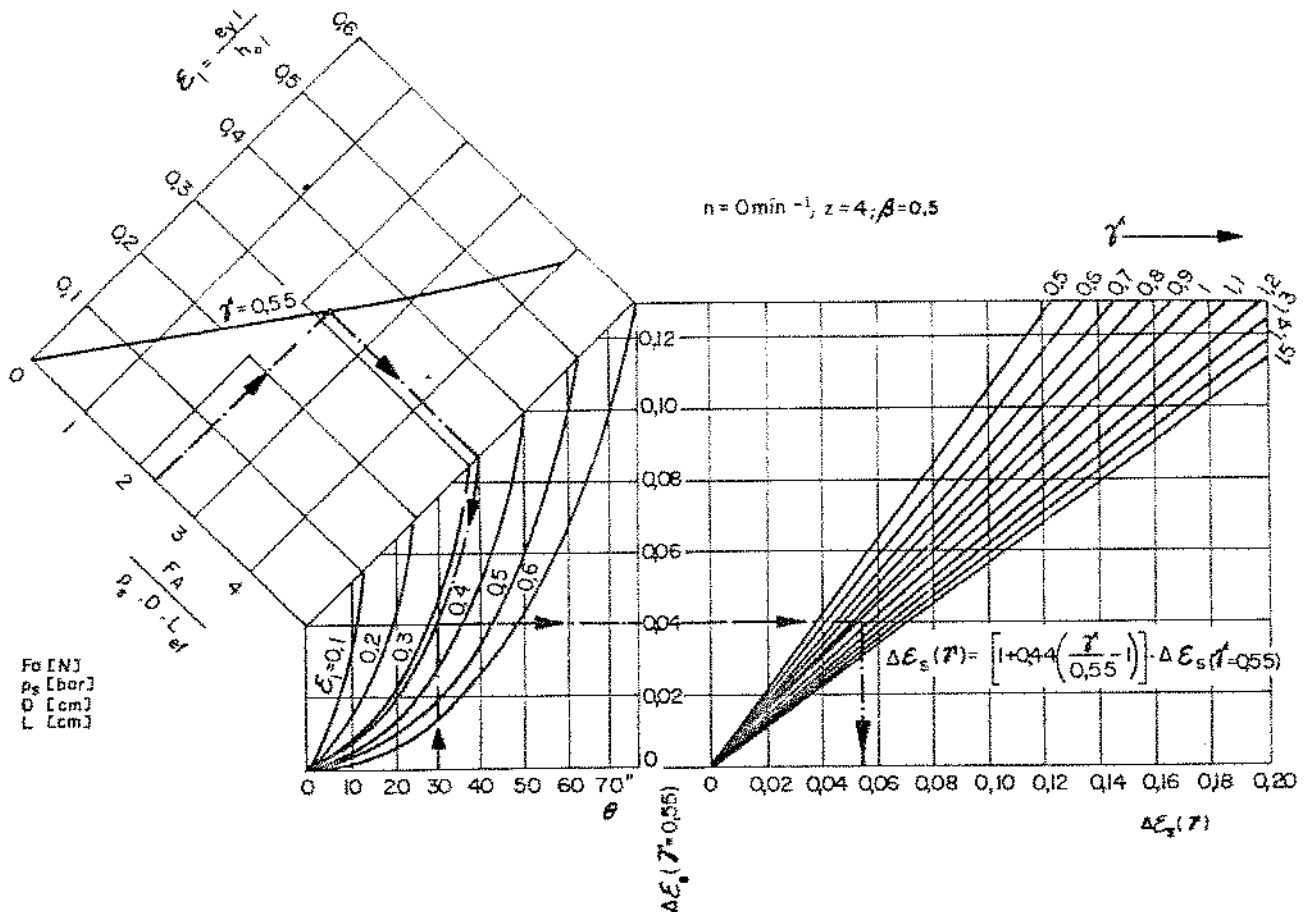


FIGURA 6.21- Nomograma para determinação da deflexão relativa adicional $\Delta \epsilon_{\delta}$ [33]

VII- PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM BANCO DE ENSAIOS

Para a verificação da metodologia de projeto de mancais hidros-táticos combinados, funcionando segundo o princípio de Yates, proje-tou-se e construiu-se um banco de ensaios, na forma de um protótipo de pequenas dimensões, com as características que serão descritas neste capítulo.

A disposição do banco de ensaios é a mostrada nas figuras 7.1a, b e c, com os componentes relacionados na tabela da figura 7.1c.

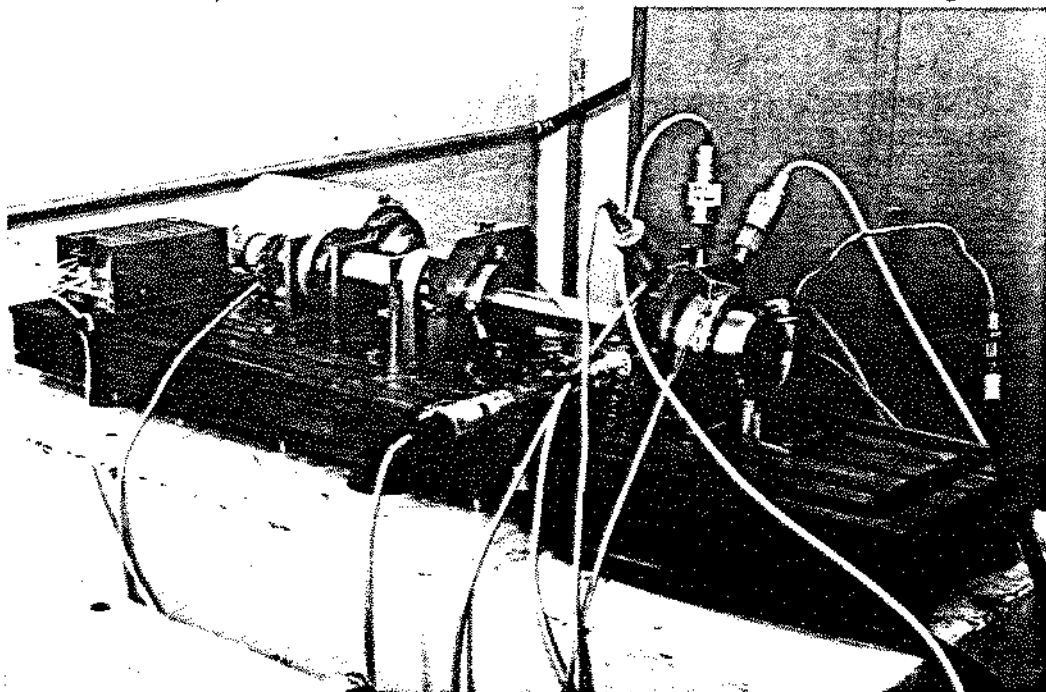


FIGURA 7.1a- Vista do banco de ensaios

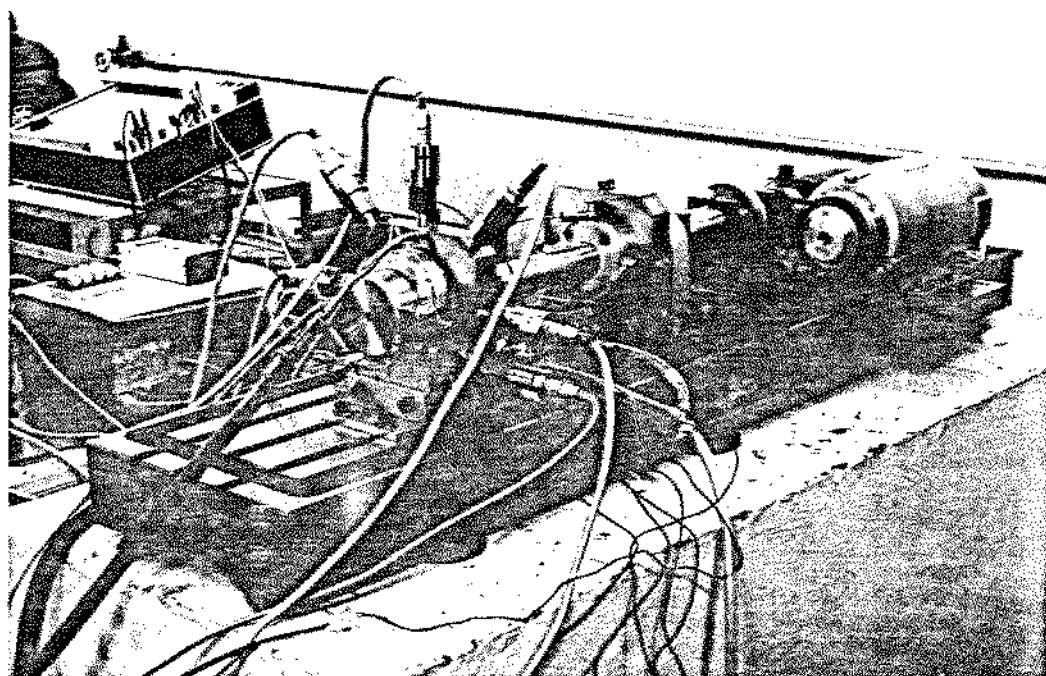
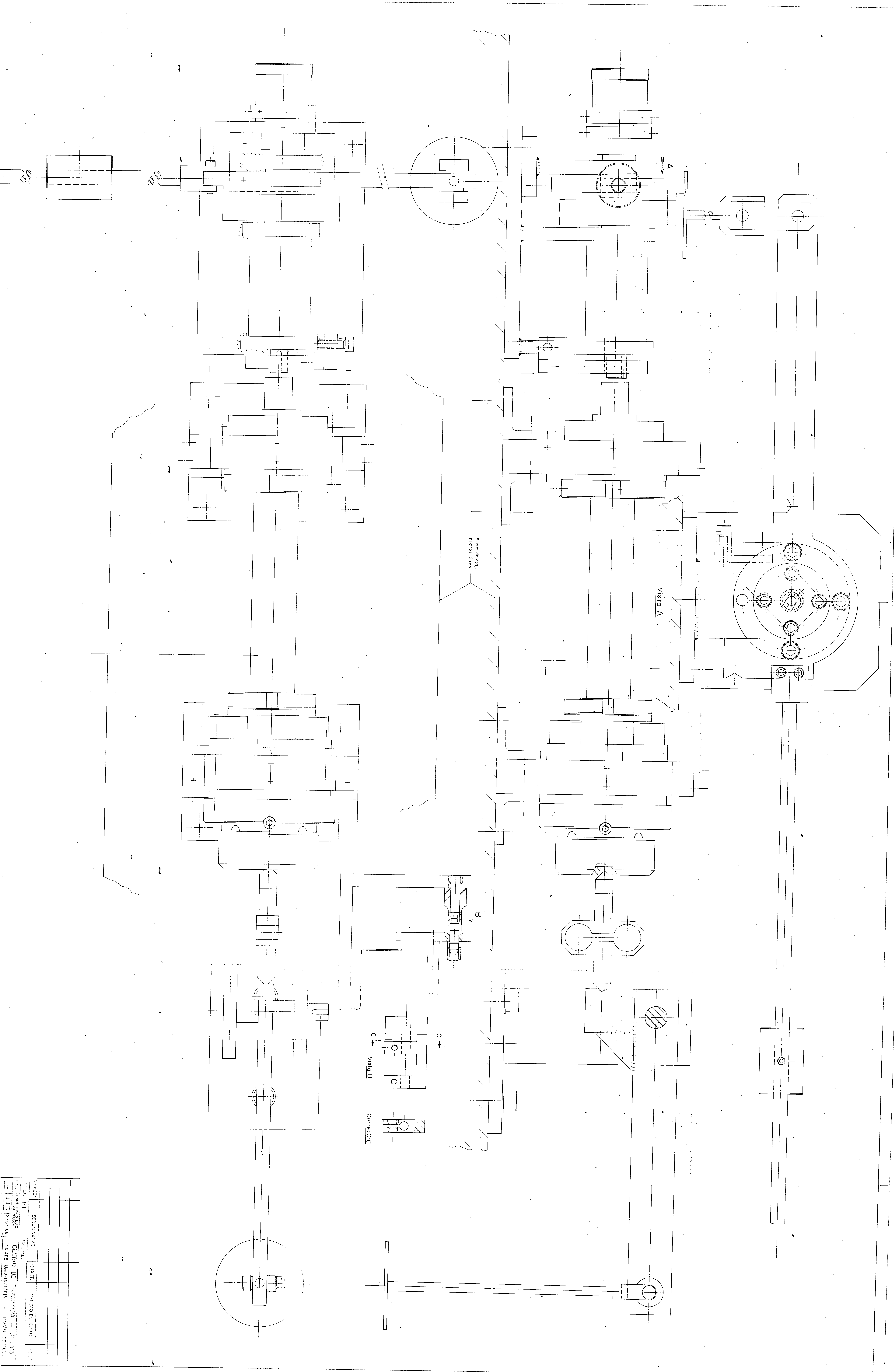


FIGURA 7.1b- Vista do banco de ensaios



FECHA	DESCRIÇÃO	QUANT.	ENTREGUE EM	RECEBIDO EM
11/11/2023	11			
12/11/2023	12			
13/11/2023	13			
14/11/2023	14			
15/11/2023	15			
16/11/2023	16			
17/11/2023	17			
18/11/2023	18			
19/11/2023	19			
20/11/2023	20			
21/11/2023	21			
22/11/2023	22			
23/11/2023	23			
24/11/2023	24			
25/11/2023	25			
26/11/2023	26			
27/11/2023	27			
28/11/2023	28			
29/11/2023	29			
30/11/2023	30			
31/11/2023	31			

Como pode ser visto na figura 7.1c, o eixo (4) é suportado por dois mancais hidrostáticos, sendo o dianteiro (3) um mancal combina do radial-axial, e o traseiro (5), um mancal radial auxiliar.

A alimentação é feita com óleo pressurizado por uma bomba de vazão regulável, através de tubos capilares (8).

A extremidade do eixo é carregada radialmente através do pistão do aplicador de carga (1), havendo a possibilidade de aplicar-se carga radial a 0° , 45° e 90° , e carga axial, simultaneamente ou não, através de uma alavanca.

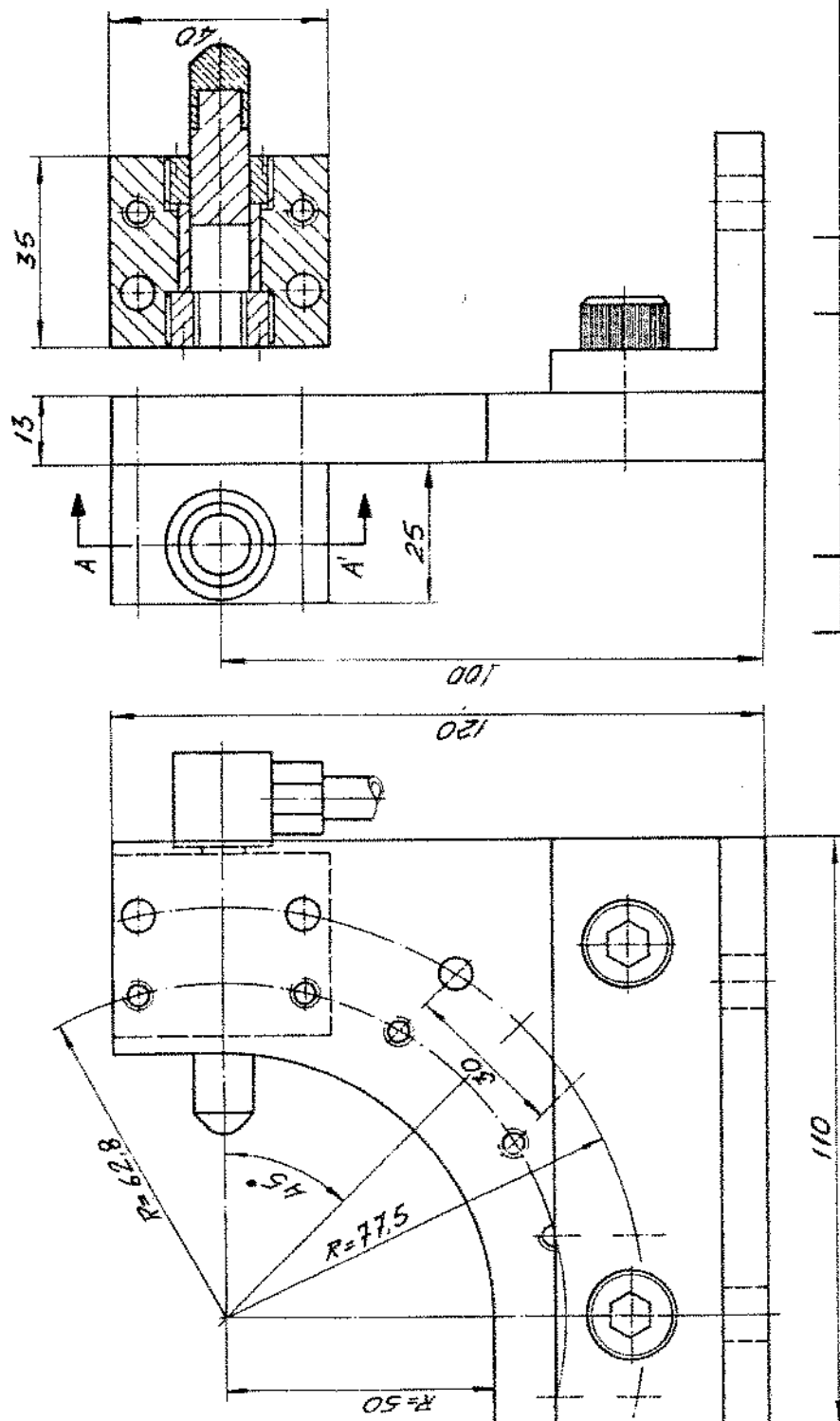
O deslocamento do eixo é medido no plano M1, nas direções radiais horizontal e vertical, através de sensores de deslocamento indutivos sem contato, montados no sistema de captação de deslocamentos (2), onde também é montado um captador para deslocamento axial.

O motor de corrente contínua (7), está ligado ao torquímetro (6), por um sistema de polias escalonadas. O torquímetro por sua vez está ligado ao eixo por meio de um acoplamento elástico de pinos. O conjunto todo está montado sobre uma mesa de ferro fundido, nivelado sobre uma base de concreto.

7.1- SISTEMA DE APLICAÇÃO DE CARGAS

A configuração do aplicador de carga radial está mostrada nas figuras 7.2a e b.

A característica básica do aplicador de carga é a placa angular, que permite três direções de carregamento: horizontal, vertical e a 45° . Isto possibilita a aplicação de carga tanto na região central das cavidades quanto na região das bordas axiais, entre duas cavidades. Esse dispositivo foi projetado para aplicação de carga axial, também. Existe, contudo, um sistema de alavanca que aplica a carga axial, nos casos em que se queira estudar os efeitos de carregamento simultâneo radial-axial.



Nº PEÇA	DENOMINAÇÃO	QUANT.	DIMENSÃO EM BRUTO	PESO
MATERIAL:				
ESCALA: 1:1	PROJ. ENGº SERGIO LUIZ ZAPPALON	CENTRO DE TECNOLOGIA - UNICAMP		
DES. CARLOS D.B.	20-05-98	CIDADE UNIVERSITÁRIA - BARÃO GERALDO		
CP		APLICADOR DE CARGA COM CILINDRO		
110		HIDRAULICO		
HUGOS OK H.M.				Nº

FIGURA 7.2a- Aplicador de carga

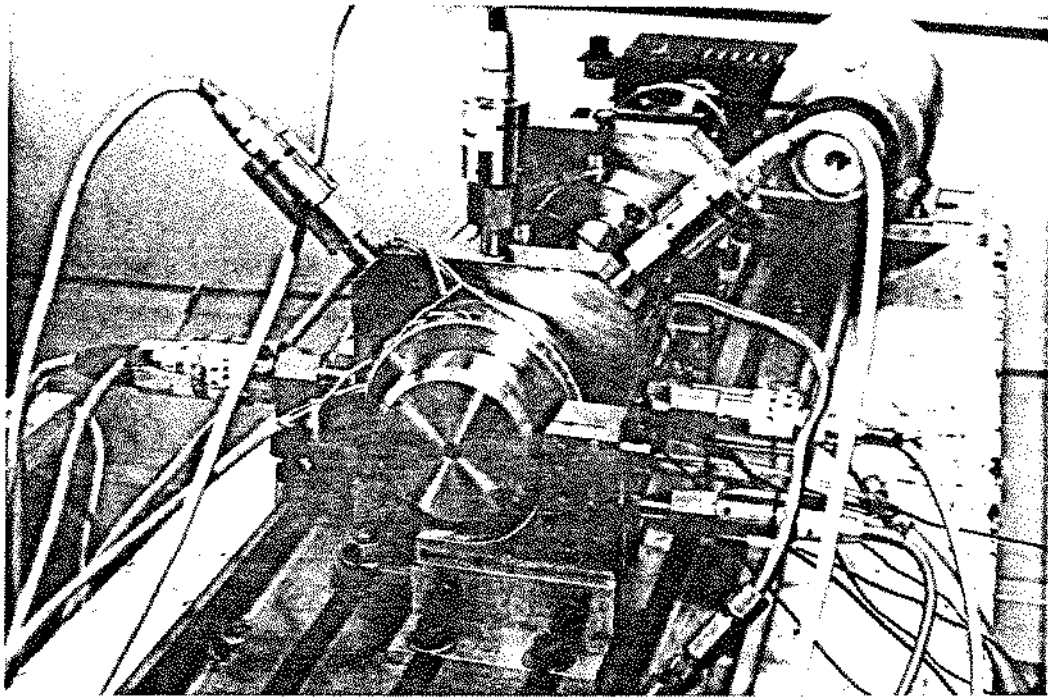


FIGURA 7.2b- Vista do aplicador de carga radial

Como pistão utilizou-se parte de um bico injetor de óleo diesel, o que permitiu uma vedação bastante satisfatória, dada a maior viscosidade do óleo hidráulico empregado. O reduzido atrito que se conseguiu com esta construção, permitiu a obtenção de uma curva pressão aplicada versus força, linear (Anexo A1), com boa repetibilidade.

O pistão atua em um mancal de rolamento, de esferas e pistas profundas, através de uma capa. Como pode ser visto na figura 7.1c, este mancal fixo no eixo permite a aplicação de cargas mesmo na presença de rotação. O óleo de acionamento do pistão é pressurizado por um aparelho de aferir manômetros, e a pressão é controlada por um sensor de pressão.

Para a aplicação de cargas axiais, foram construídos uma alavanca e uma célula de carga, como pode ser visto na figura 7.3a. Nos testes a força é aplicada utilizando-se massas auxiliares, ou então o pistão hidráulico, como mostrado na figura 7.3b.

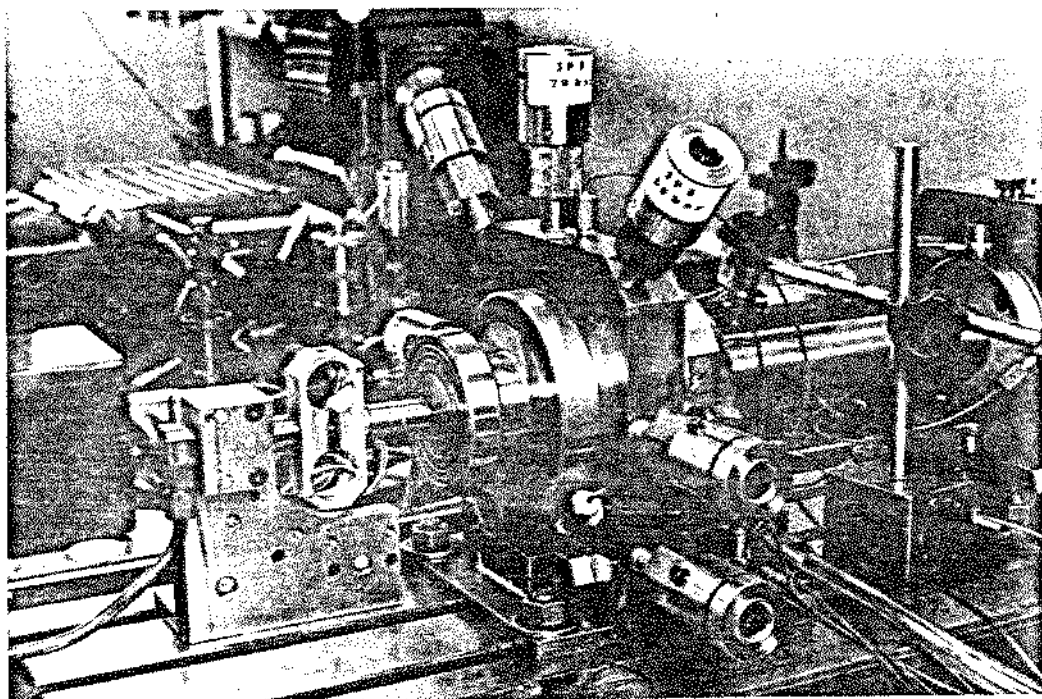


FIGURA 7.3b- Vista do sistema de aplicação de cargas axiais

7.2- SISTEMA DE MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTOS

O sistema de medição de deslocamentos consiste de um suporte, fixado rigidamente na placa base do mancal dianteiro, cuja configuração é mostrada na figura 7.4, e de sensores de deslocamento indutivos sem contato, radialmente dispostos em planos perpendiculares entre si. Quando o eixo não gira, podem ser utilizados os sensores com contato Millitron/Feinpruef.

Os sensores indutivos TR8 são fixados em buchas intermediárias, que deslizam nas guias do suporte, permitindo um ajuste na posição, e conseqüentemente um alinhamento correto com o centro geométrico do mancal dianteiro. O ajuste da folga e do posicionamento simétrico dos sensores é conseguido com uma bucha auxiliar, com dimensões conhecidas e ajustadas às necessidades.

Este sistema possibilita uma precisão elevada de leitura, e permite que se controle tanto o deslocamento quanto o ângulo de atitude do eixo, com o mesmo girando.

O suporte da figura 7.4, prevê a utilização de sensores sem contato também na direção axial. O deslocamento axial pode ser

controlado por um captador indutivo com contato, fixo em uma base magnética. Nesta configuração, não há possibilidade de medições com o eixo girando.

7.3- SISTEMA EIXO-MANCAIS HIDROSTÁTICOS

O sistema eixo-mancais propriamente dito é constituído de um eixo escalonado, com a configuração e dimensões mostradas na figura 7.5, suportado por um mancal dianteiro, hidrostático combinado axial-radial, e por um mancal traseiro auxiliar, hidrostático radial, figuras 7.8 e 7.9, respectivamente.

A alimentação é feita através de uma bomba única e de res_ tritores capilares (ver Capítulo V, seção 5.1).

Os dois mancais estão separados por uma distância de 286 mm e a carga radial é aplicada à uma distância de 70 mm do plano central do mancal dianteiro, denominado plano A.

A deflexão do eixo para uma carga padrão de 100N foi obtida pelo método gráfico de Mohr, atendendo às necessidades do item 6.4 dos procedimentos de cálculo, como segue.

7.3.1- DETERMINAÇÃO DA LINHA ELÁSTICA DO EIXO [9,33]

O eixo apresenta as dimensões nominais dadas na figura 7.5. Os esforços solicitantes estão mostrados na figura 7.6, com as distâncias efetivas medidas, entre os mancais (285,7 mm) e entre o ponto de aplicação da força radial e o plano central do mancal dianteiro (70,3 mm). É utilizada a hipótese simplificadora de cargas pontuais, em ambos os mancais.

O cálculo foi desenvolvido para uma carga padrão de 100 N.

A figura 7.7 apresenta a determinação da linha elástica do eixo.

Para a utilização da mesma, ao aumentar-se a força atuante, deve-se corrigir a escala da linha elástica, na mesma proporção.

Não foram considerados os aumentos de rigidez à flexão devidos à bucha auxiliar e à porca de fixação da mesma, que se constituem na segunda superfície do mancal axial (posterior) e à

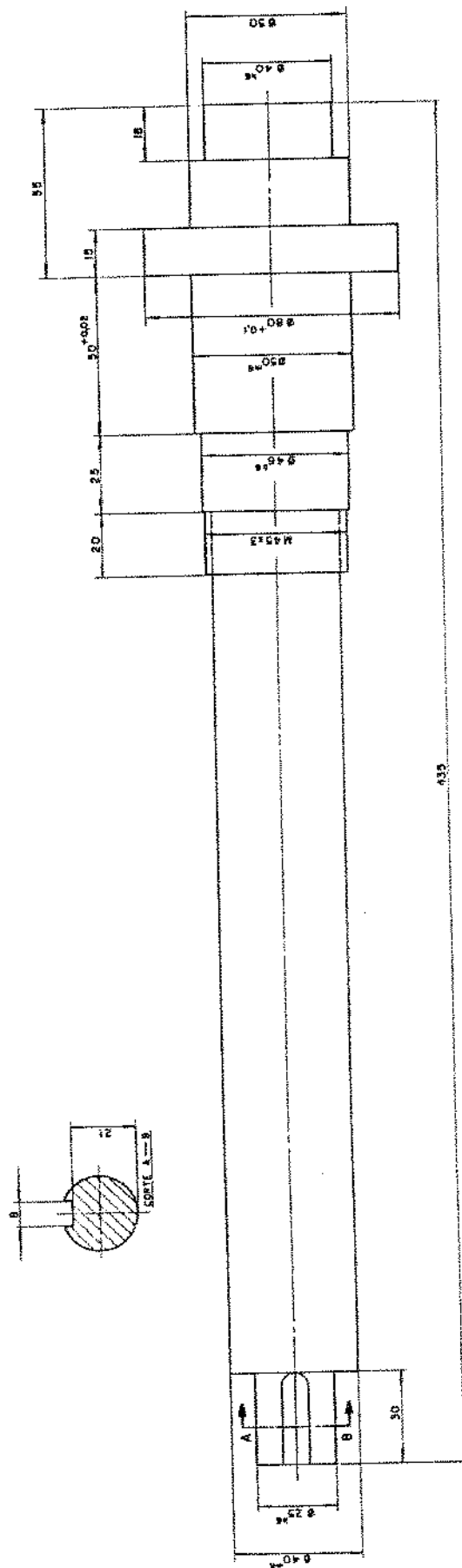


FIGURA 7.5- Eixo escalonado

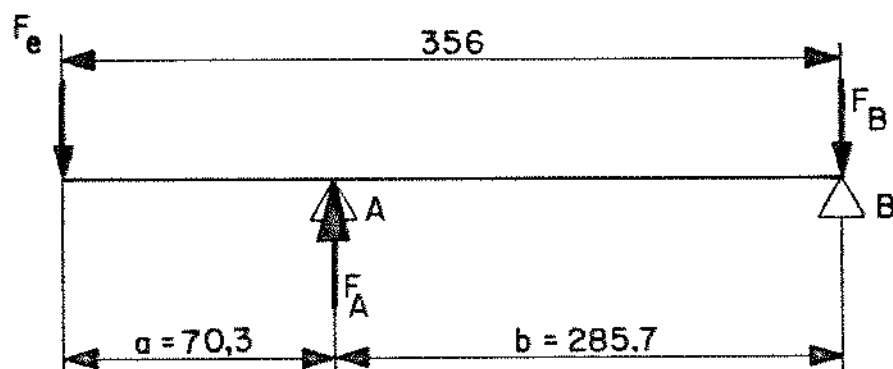


FIGURA 7.6- Esforços solicitantes no eixo

bucha montada com interferência, que se constitui na superfície anterior do mancal axial. O efeito reativo do mancal axial foi desprezado pela inexistência de cavidades independentes em ambas as faces do mesmo.

7.3.2- MANCAL DIANTEIRO

O mancal dianteiro, ou mancal de teste, é um mancal hidrostático combinado, que funciona segundo o princípio de Yates (ver item 6.3), em que o óleo que deixa o mancal radial, alimenta o mancal axial. Isto é conseguido com a configuração mostrada nas figuras 7.8a e b, nas quais estão indicadas as dimensões do mesmo.

Como mostrado na figura 7.8b, o mancal dianteiro é constituído por uma placa base (1), uma bucha intermediária (2) e o mancal (3).

Todas as cavidades possuem uma tomada de pressão, construída segundo recomendações da norma ISO 5167/80 [34], para tomadas de pressão de parede, o que permite uma monitoração constante das pressões, através de sensores de pressão individuais. Com as seis tomadas de pressão (4 radiais e 2 axiais) consegue-se obter as razões de pressão radial (β_1) e axial (β_2) efetivas (ver item 6.3.2).

Foram executados também canais para alojamento de termopares, para a medição da temperatura do óleo na saída dos capilares/entrada das cavidades, necessárias ao levantamento da vazão,

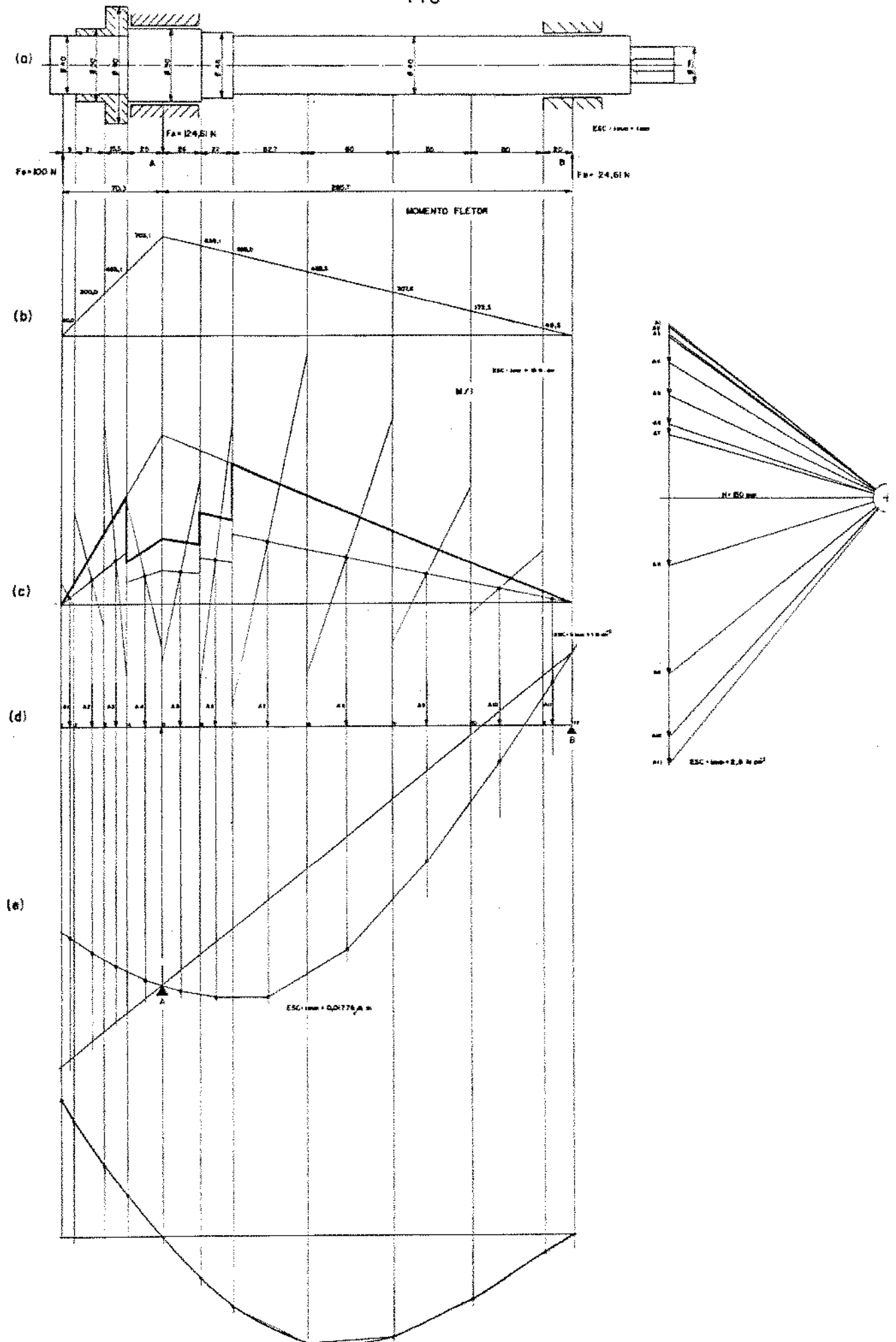


FIGURA 7.7- Determinação da linha elástica do eixo

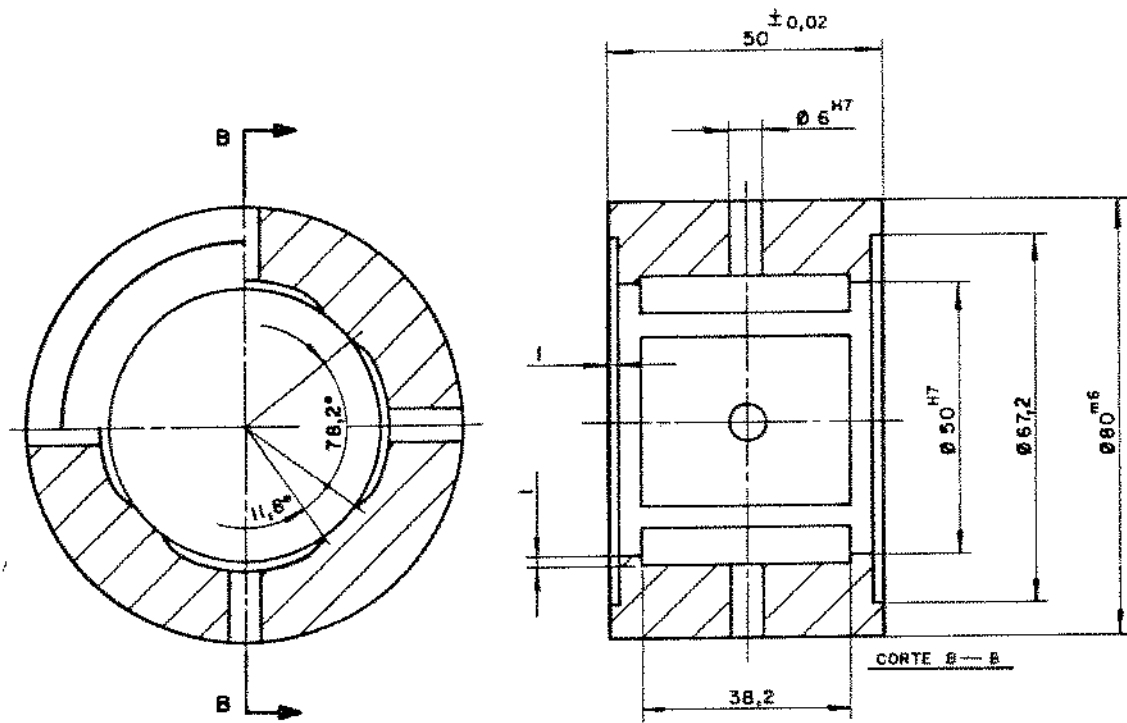


FIGURA 7.8a- Bucha do mancal dianteiro

da elevação de temperatura e da potência de atrito.

7.3.3- MANCAL TRASEIRO

O mancal traseiro, auxiliar, é um mancal hidrostático radial com as dimensões indicadas nas figuras 7.9a e b, possuindo tomadas de pressão e alojamento para termopares, da mesma maneira que o mancal principal. A disposição dos elementos está mostrada na figura 7.9b.

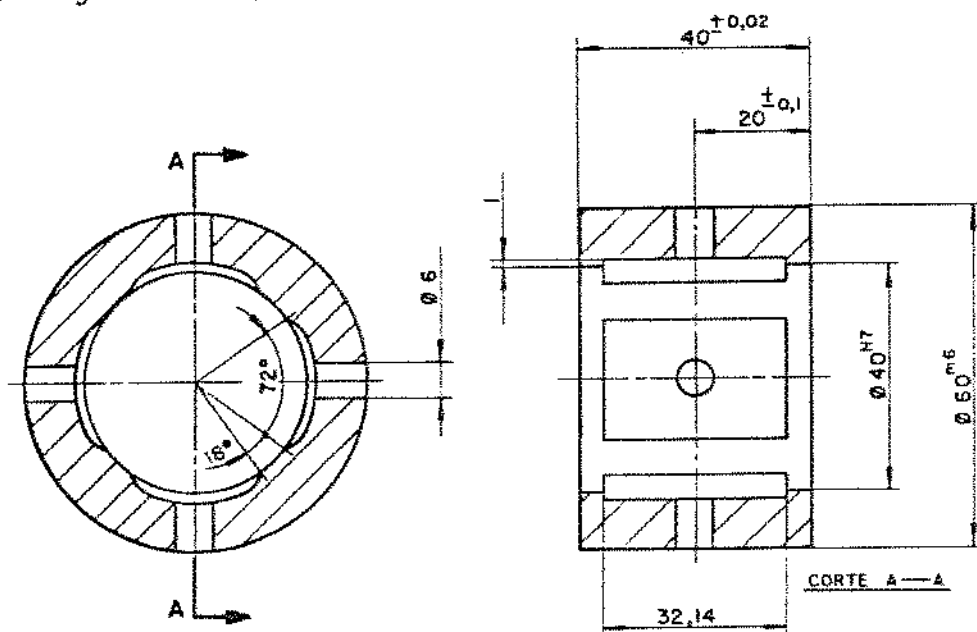
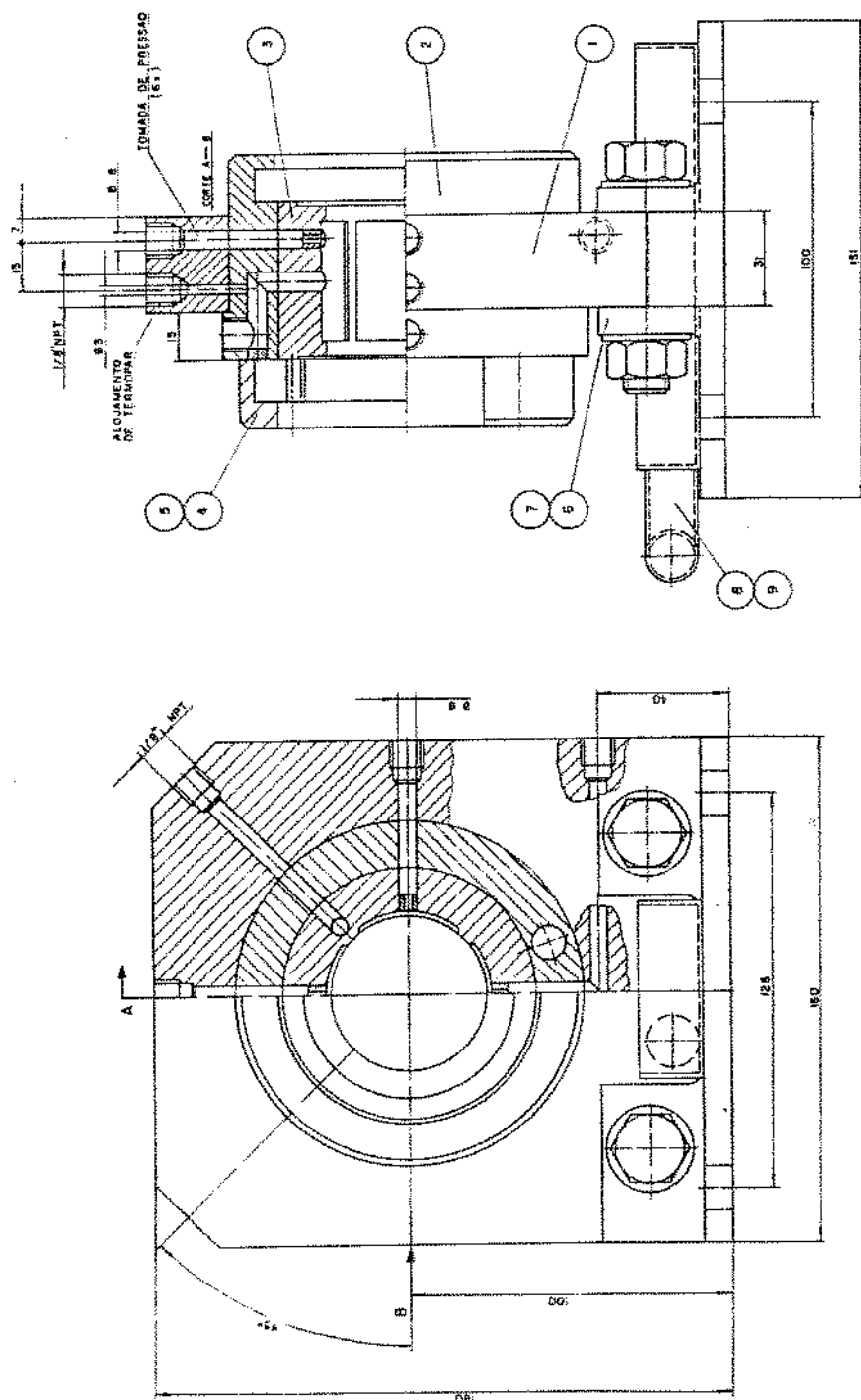


FIGURA 7.9a- Bucha do mancal traseiro



N.º PEÇA		DENOMINAÇÃO	QUANT.	DIMENSÃO EM BRUTO	PESO
1	MANCAL HIDROSTATICO				
2	BUCHA INTERMEDIARIA				
3	PLACA BASE				
MATERIAL:					
CENTRO DE TECNOLOGIA -- UNICAMP					
CIDADE UNIVERSITARIA -- BARAO GERALDO					
MANCAL HIDROSTATICO COMBINADO					
(DIANTEIRO)					
N.º 7.8b					

FIGURA 7.8b- Mancal dianteiro

7.4- SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DOS MANCAIS

O sistema hidráulico utilizado está mostrado na figura 7.10 e consiste de uma bomba de pistões axiais, com vazão variável, válvulas e filtros, basicamente. Previu-se a utilização de um acumulador hidráulico tanto para a regularização do fluxo de óleo quanto para servir de reserva de segurança, em caso de queda de energia (ver item 5.3).

A filtragem do óleo é feita em duas etapas: na sucção da bomba e na linha de recalque.

O óleo que sai dos mancais é bombeado para o reservatório, pois não há um sistema de coleta do mesmo, de tamanho suficiente, para o retorno por gravidade.

Os capilares são tubos de cobre trefilado, com diâmetro interno de 1,07 mm, e diâmetro externo de 2,0 mm. A razão principal desta opção foi o baixo custo deste material, se comparado com o de tubos capilares de aço sem costura, importados atualmente. O problema maior que poderia surgir seria a dilatação térmica, mas verificou-se que esse efeito é desprezível, na faixa de temperatura de trabalho.

O óleo empregado foi o HR68EP, da PETROBRÁS, cuja curva da viscosidade em função da temperatura está apresentada na figura 8.15.

7.5- SISTEMA DE MOTORIZAÇÃO DO EIXO

O acionamento do eixo é feito por um motor de corrente contínua, marca Asten, com um sistema de variação de velocidade, com potência de 560 watts e rotação máxima de 3000 rpm. Este motor, através de um sistema de correia trapezoidal e polias escalonadas, pode girar o eixo na faixa de 0 a 6000 rpm, continuamente.

O motor possui um controlador com ajuste de compensação, que estabiliza a rotação regulada dentro de ± 5 rpm, sob variação de carga.

O momento torçor é medido pelo torquímetro da figura 7.11, ligado ao eixo por um acoplamento de pinos, que transmite tão somente o movimento angular ao eixo (figura 7.1c).

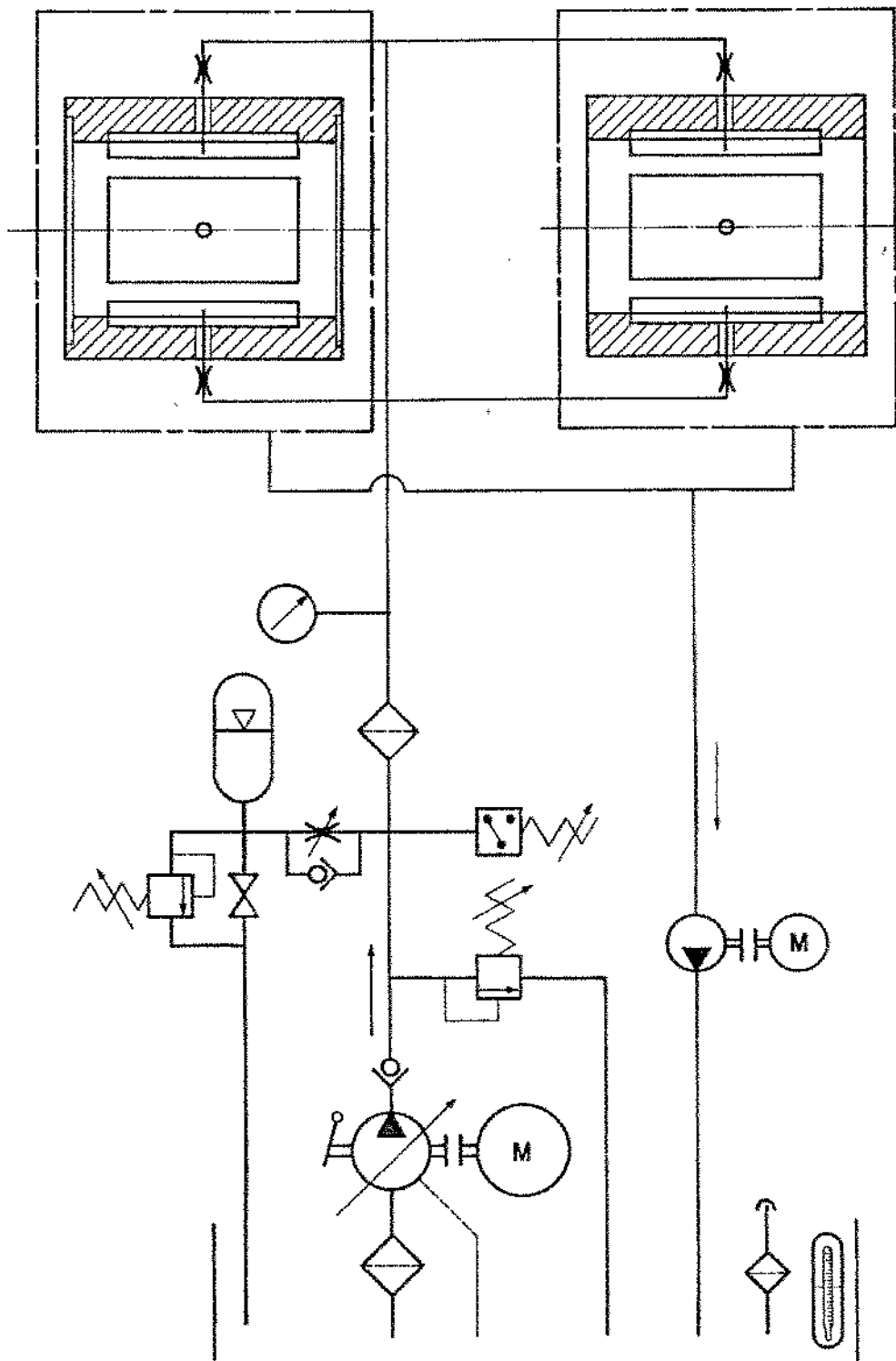


FIGURA 7.10- Sistema hidráulico

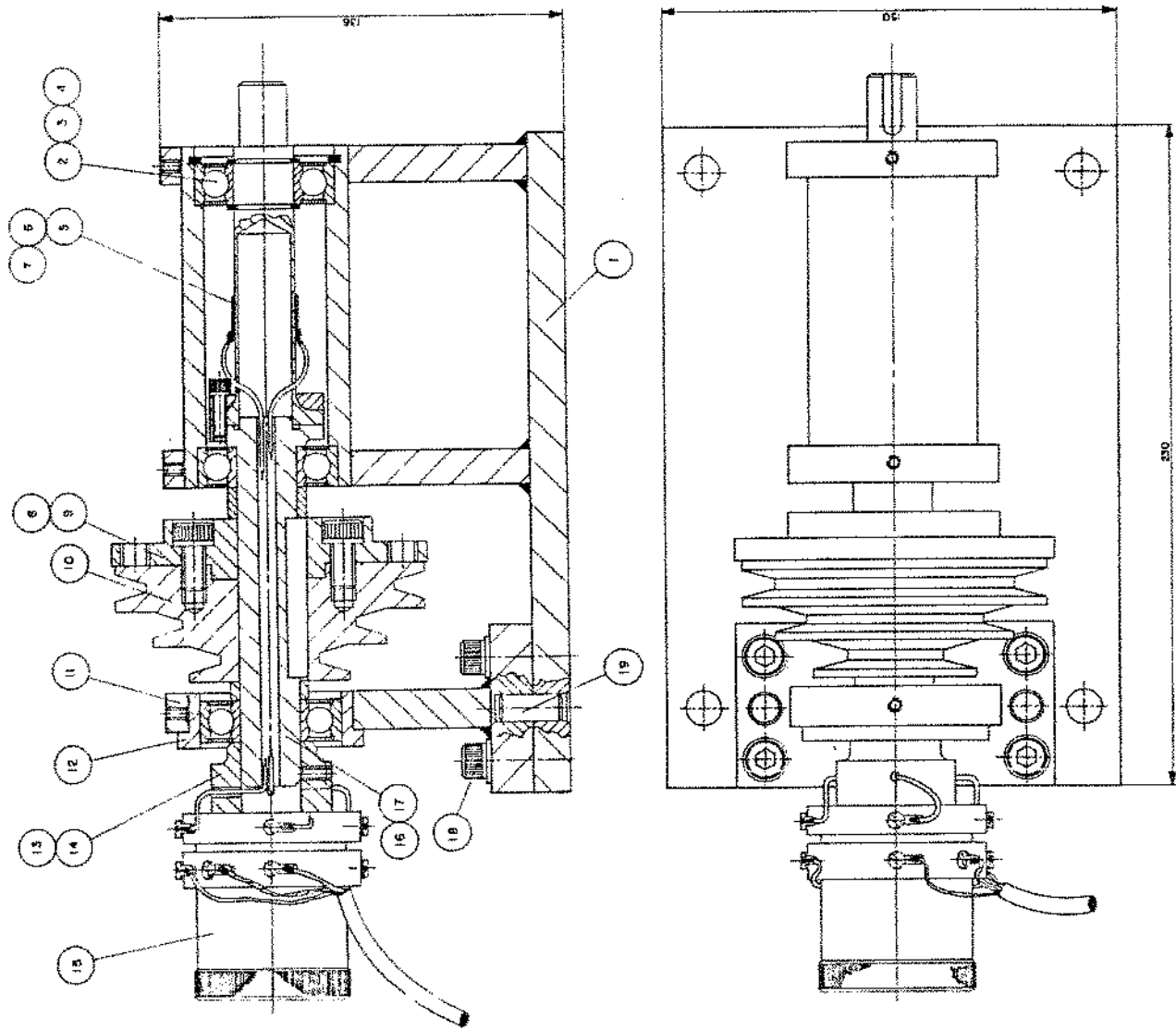


FIGURA 7.11- Torquímetro

N.º PEÇA	DENOMINAÇÃO	QUANT.	DIMENSÃO EM BRUTO	PESO
1	BASE	01		
2	MANCAL DE PROLAMENTO	03		
3	ANEL ELASTICO INTERNO	02		
4	ANEL ELASTICO EXTERNO	01		
5	CORPO ELASTICO	01		
6	PARAFUSO FIXACAO CORPO ELASTICO	08		
7	PARAFUSO PARA ALAVANCA DE AFERICAO	01		
8	PARAFUSO	04		
9	PARAFUSO	01		
10	POLIA ESCALONADA 2M V	01		
11	SUPORTE DO MANCAL AUXILIAR	01		
12	BUCHA DO MANCAL	01		
13	ADAPTADOR DO CONJUNTO DE ESCOMBOS	01		
14	PARAFUSO FIXACAO	01		
15	CONJUNTO DE ANEL E ESCOMBOS	01		
16	ELIXO DA POLIA	01		
17	CHAVETA	01		
18	PARAF. FIXACAO SUPORTE	04		
19	PINO GUIA	01		

ESCALA: 1:1

PROJ. 1997

DES. 2005

COP. 2-02-03

Y3010

Y3010

MATERIAL:

CENTRO DE TECNOLOGIA ... UNICAMP

CIDADE UNIVERSITÁRIA ... BARÃO GERALDO

TORQUIMETRO DINAMICO

CAR. N.º

PROJ. N.º

Y3010

Y3010

7.6- MONTAGEM

A disposição dos componentes é a apresentada na figura 7.1.

Os mancais foram construídos como peças independentes para possibilitar a sua execução, embora fosse desejável a usinagem dos mesmos em um único bloco, como o cabeçote de máquinas-ferramenta, minimizando assim os efeitos de desalinhamento.

A montagem dos mancais exigiu certos cuidados, para minimizar o desalinhamento dos mesmos. As bases dos mancais foram lapidadas, de modo a limitar o desalinhamento no sentido vertical ao máximo de 2 μm , em cada peça.

A mesa de ferro fundido, por sua vez, foi retificada em ambas as faces, e nivelada cuidadosamente, dentro de 0,01/300.

Na montagem utilizou-se ainda um eixo auxiliar, ajustado a ambos os mancais, com encaixe deslizante sem jogo, para assegurar a posição relativa no plano horizontal. Ajustada a distância entre os mancais, os parafusos de fixação foram sendo apertados, alternadamente, enquanto se verificava se o eixo auxiliar continuava livre.

Na figura 7.12 pode-se ver o sistema eixo-mancais sobre a mesa ranhurada, ao fundo, e em primeiro plano, a instrumentação utilizada durante os ensaios.

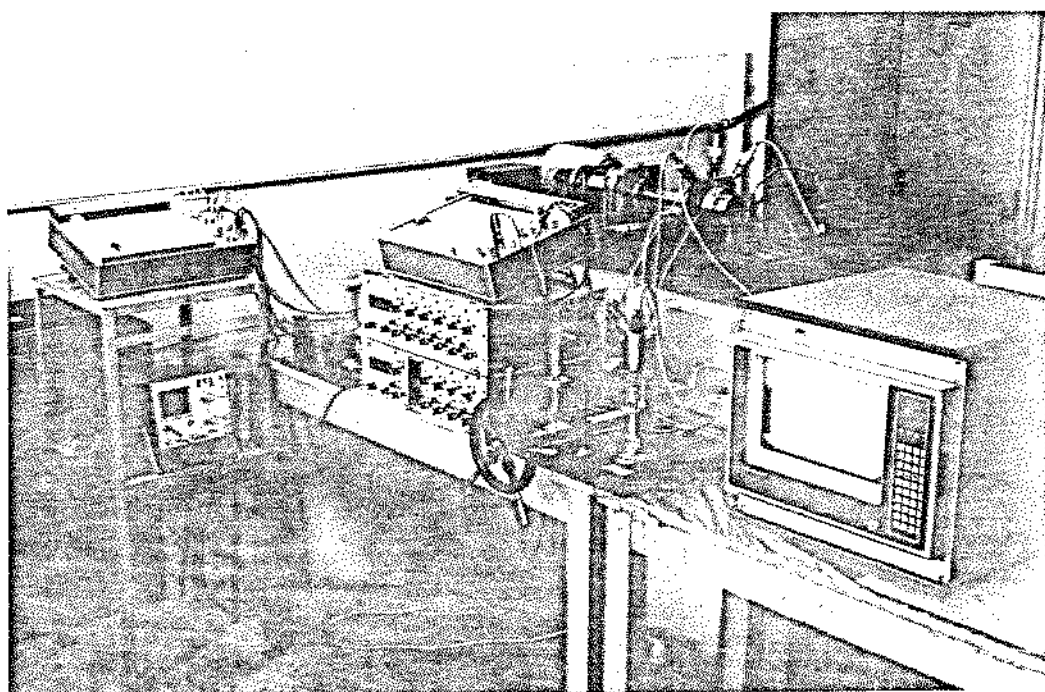


FIGURA 7.12- Vista geral do banco de ensaios

VIII- EXPERIMENTAÇÃO

8.1- CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

A disposição do sistema de medição empregado está mostrada na figura 8.1, a seguir.

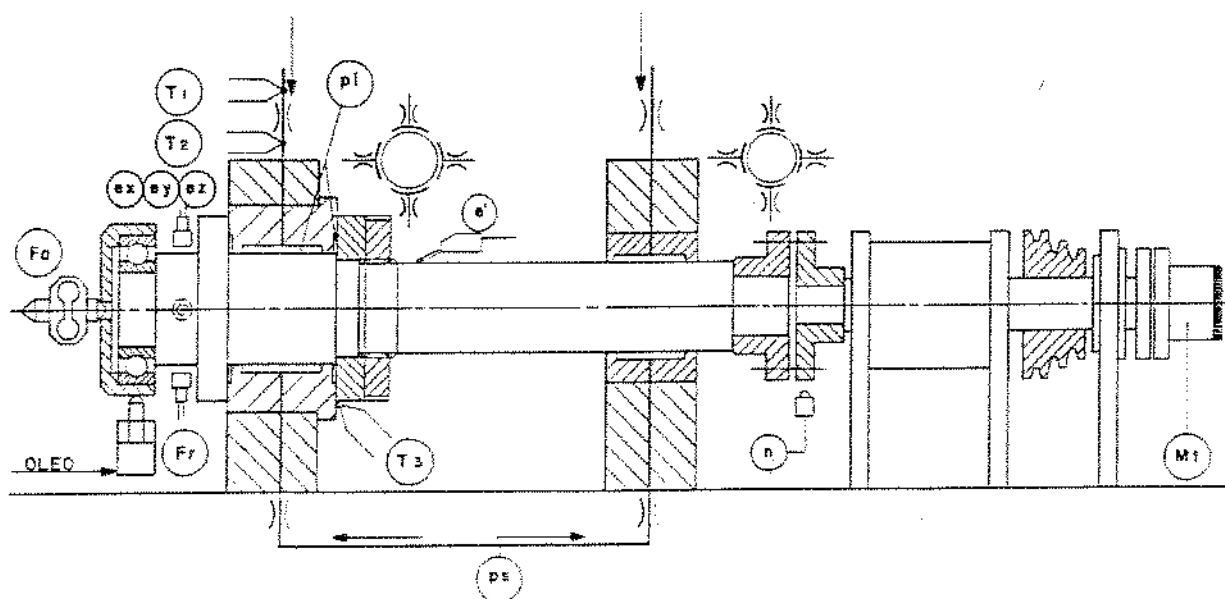


FIGURA 8.1- Disposição do sistema de medição empregado

Nesta seção, serão descritas detalhadamente as características dos elementos de medição e registro, bem como os procedimentos de aferição dos mesmos. As aferições foram feitas criteriosamente, segundo as práticas aceitas pela comunidade científica, levando-se em consideração os aspectos estatísticos concernentes e a rastreabilidade dos padrões utilizados. Todos os conjuntos de pontos levantados foram ajustados às funções, pelo método dos mínimos quadrados para uma confiabilidade de 95% [35].

8.1.1- SISTEMA DE APLICAÇÃO DE FORÇAS

Como descrito em 7.1, constitui-se de um cilindro montado em uma placa angular, para aplicação de esforços radiais e eventualmente axiais. Na configuração empregada, devido à limitação do espaço radial na direção vertical, não houve a possibilidade de uso de uma célula de carga comercialmente disponível, e

optou-se pelo controle da força aplicada através da pressão do óleo.

Utilizou-se um transdutor de pressão marca Philips, tipo DG17K, de repetibilidade dentro de $\pm 0,1\%$ e linearidade dentro de $\pm 0,25$.

A aferição do sistema foi feita utilizando-se como referência uma balança de aferir molas, marca Wolpert, tipo FPII, com repetibilidade de $\pm 1\%$, na faixa de 10 a 100 kgf. A montagem está mostrada na figura 8.2.

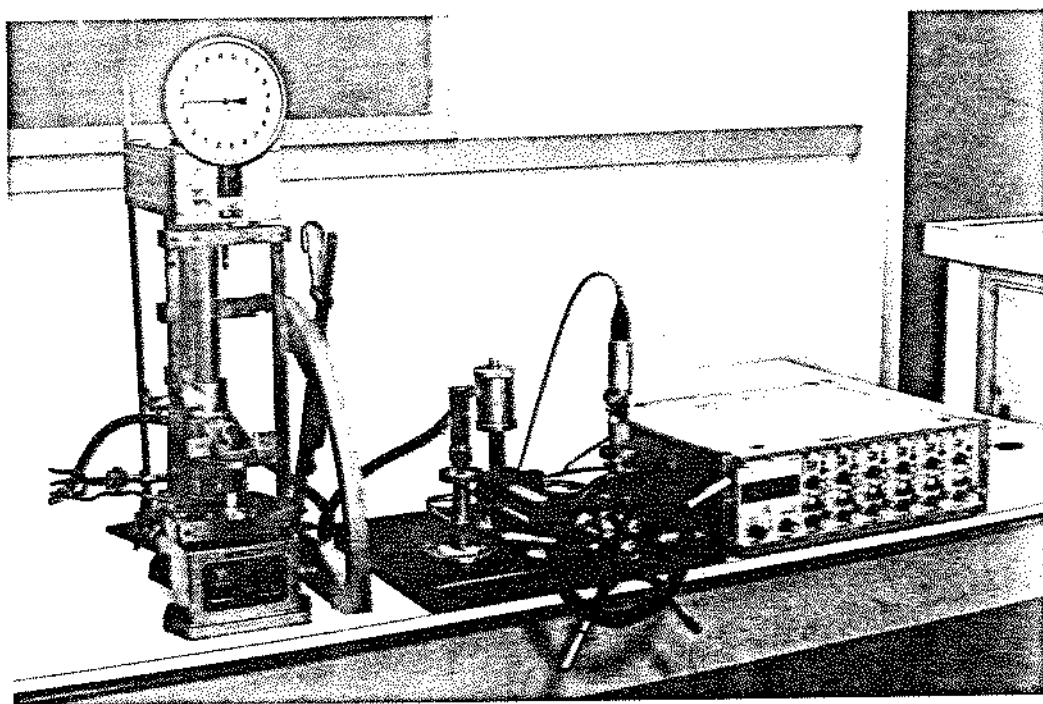


FIGURA 8.2- Aferição do pistão do aplicador de cargas

A equação da reta inversa da força em função da leitura do transdutor de pressão é dada por:

$$F(N) = -7,96 + 1127,1 \cdot L (V) \quad (8.1)$$

As curvas de aferição e de erros relativos estão apresentadas no Anexo A1.

No caso de *cargas axiais*, a configuração alternativa empregada foi uma alavanca com uma *célula de carga*, construída pelo autor. A célula de carga (figura 7.3) foi aferida com a mesma balança de aferir molas Wolpert, com o auxílio de um cilindro hidráulico, como pode ser visto na figura 8.3.

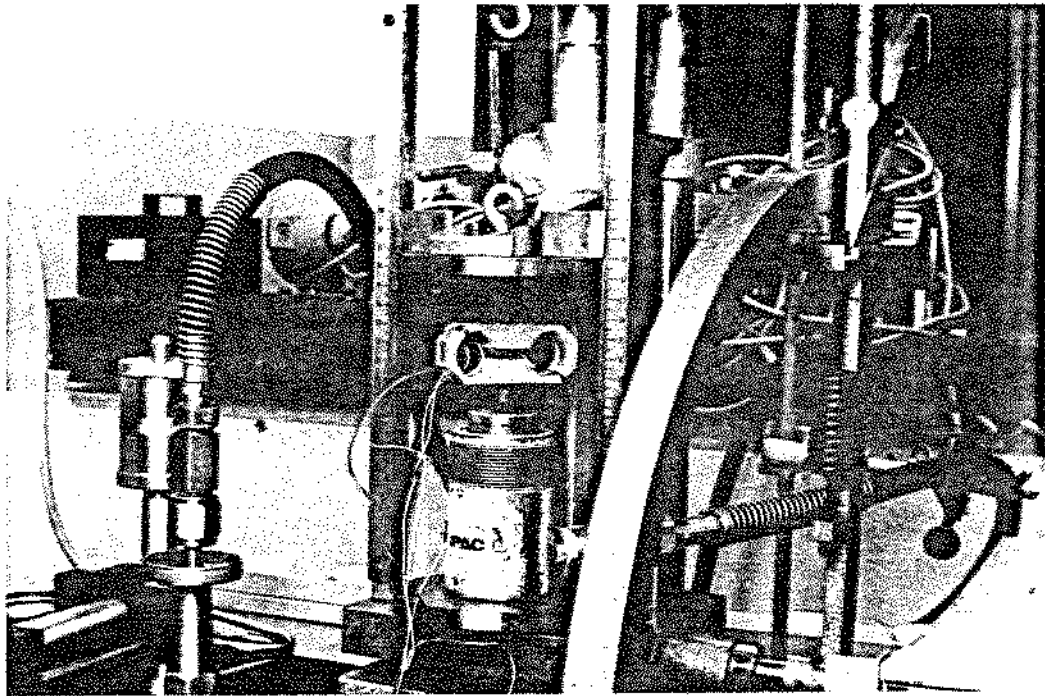


FIGURA 8.3- Aferição da célula de carga

O conjunto de pontos, na forma de curvas de aferição e erros relativos, está no Anexo A2. A equação da reta inversa é a seguinte:

$$F(N) = -0,82 + 98,475 \cdot L (V) \quad (8.2)$$

8.1.2- SISTEMA DE MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTOS

Construído como mencionado em 7.2, o sistema de medição de deslocamentos nas direções X e Y emprega dois pares de sensores de deslocamento indutivos sem contato, do tipo Tr 8, marca Hottinger.

Esses sensores foram empregados em configuração diferencial, como mostrado na figura 8.4, permitindo, segundo o fabricante, uma linearidade de leitura menor que 1%, em uma faixa de utilização de $\pm 20\%$ do valor da folga inicial, neste caso igual a 0,210mm.

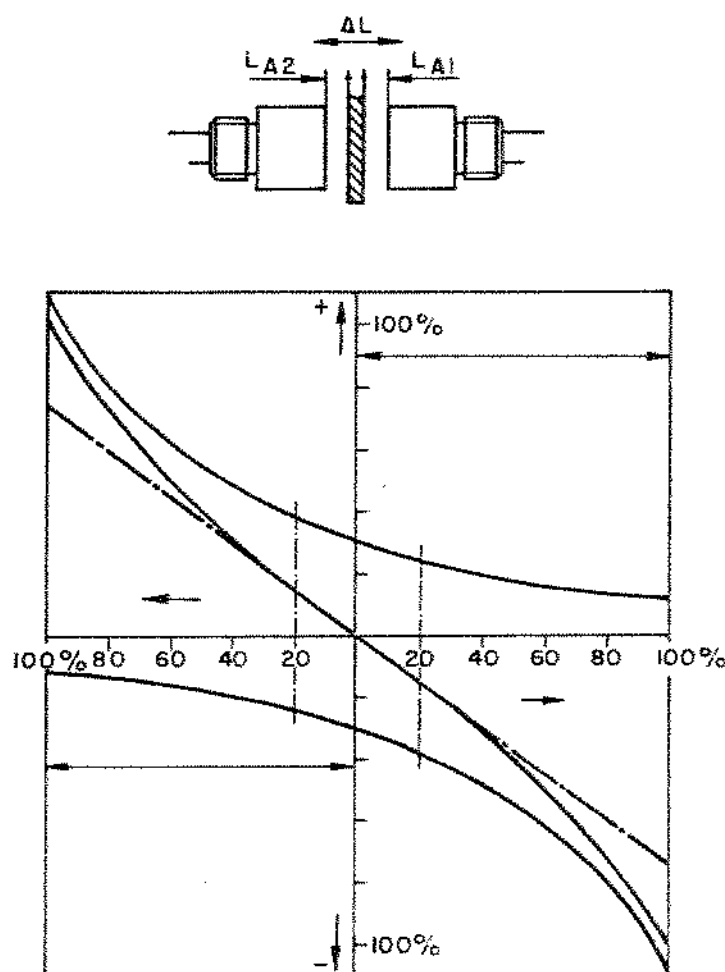


FIGURA 8.4- Esquema da configuração diferencial dos sensores Hottinger TR8

Os captadores de deslocamento foram aferidos à temperatura de $20 \pm 1^{\circ}\text{C}$, em um dispositivo especialmente construído para aferir sensores de deslocamento, como pode ser visto na figura 8.5. O padrão utilizado foi um sensor indutivo com contato, da série Millitron, marca Feinpruef-Goettinger, por sua vez aferido em um aparelho padrão, para aferição de relógios comparadores, tipo 521 - 101, marca Mitutoyo, com leitura mínima de $0,2 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$, nas mesmas condições de temperatura.

O captador Millitron foi também utilizado na medição de deslocamentos do eixo.

Os conjuntos de pontos, na forma de curvas de aferição e de erros, estão nos Anexos A3 à A5, respectivamente Millitron, TR8A e TR8C.

A aferição do captador Millitron está mostrada na

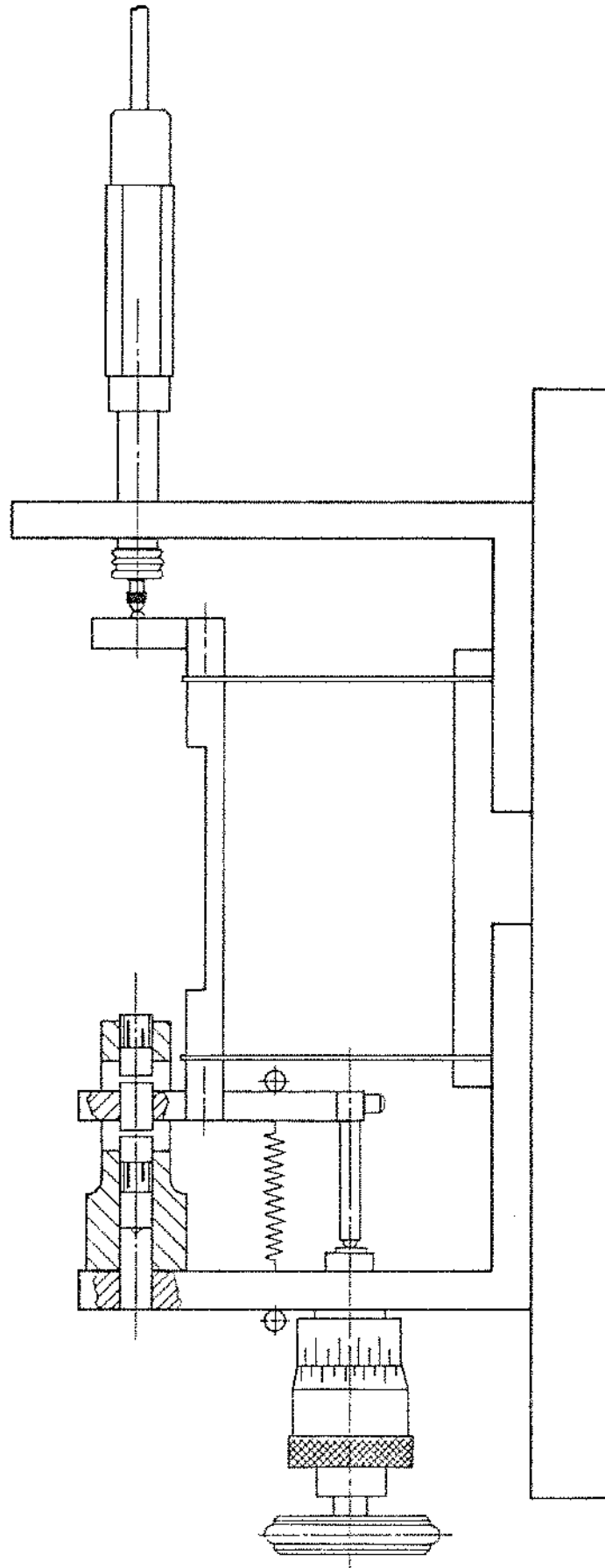


FIGURA 8.5- Dispositivo para aferição de sensores de deslocamento

figura 8.6, e a equação da reta inversa resultante da aplicação do método dos mínimos quadrados é a seguinte:

$$e_z (10^{-3}\text{mm}) = 11,3636 \cdot L (V) \quad (8.3)$$

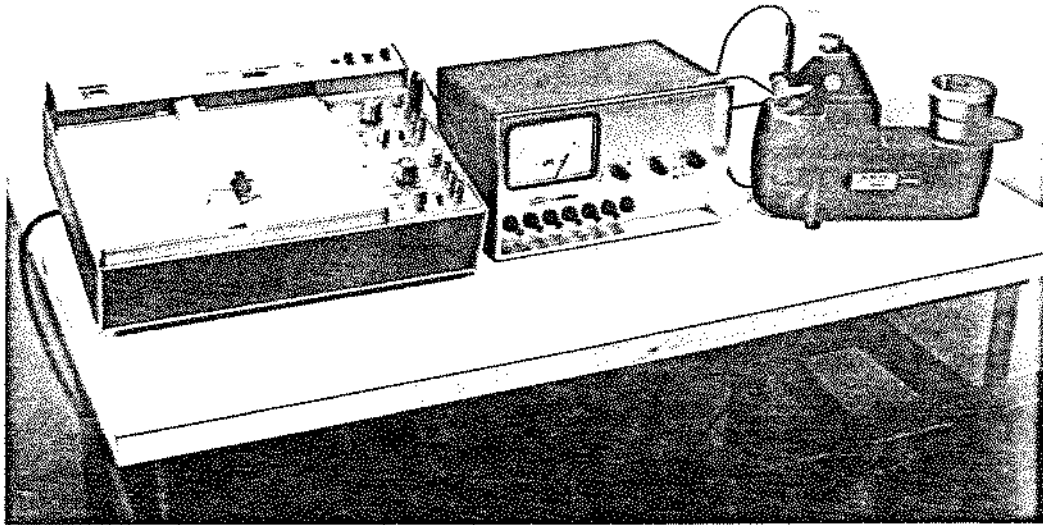


FIGURA 8.6- Aferição do captador Millitron-Feinpruef

A aferição dos captadores indutivos sem contato está mostrada na figura 8.7, e as equações obtidas são as seguintes:

Captador A $e_x (10^{-3}\text{mm}) = -0,049 + 9,9963 \cdot L (V) \quad (8.4)$

Captador C $e_y (10^{-3}\text{mm}) = -0,1156 + 10,0788 \cdot L (V)$

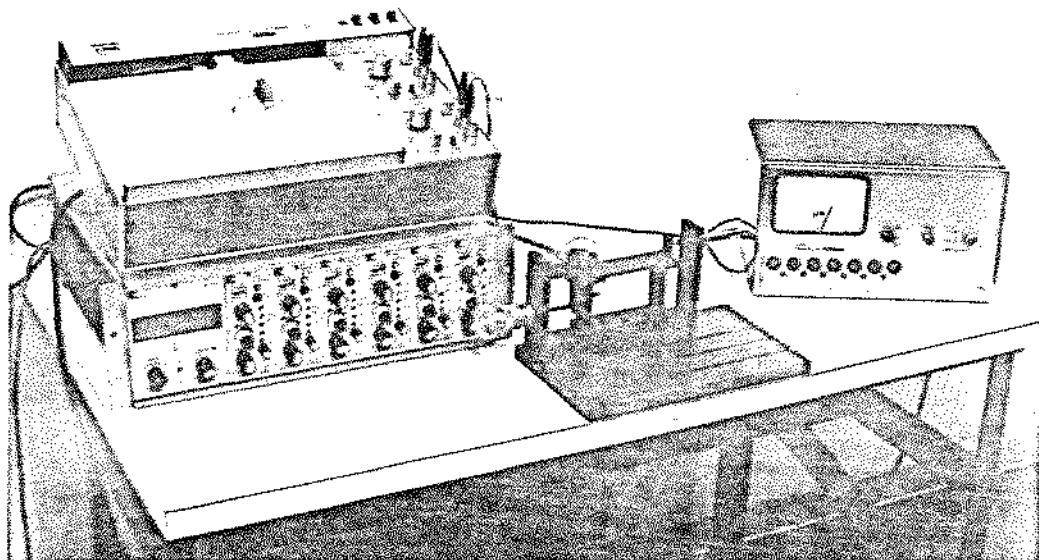


FIGURA 8.7- Aferição dos captadores indutivos sem contato

A folga utilizada foi de $210 \cdot 10^{-3} \text{mm}$, e aferiu-se o deslocamento de $30 \cdot 10^{-3} \text{mm}$ em apenas um sentido, pois não há necessidade de controle do deslocamento nos dois sentidos.

8.1.3- SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÕES

A pressão é controlada em diversos pontos da banca da, como pode ser visto na figura 8.1.

O controle da pressão de bombeamento p_{Δ} , é feito através de um transdutor de pressão Philips, tipo DG 17K, com 100 atm de capacidade, colocado na entrada dos tubos capilares.

Esse transdutor foi aferido em uma balança de peso morto Desgranges & Huot, modelo 5020, e o conjunto de dados levantados encontra-se no Anexo A6, na forma de curvas de aferição e de erro.

A equação da reta inversa desse transdutor é a seguinte:

$$p_{\Delta}(10^5 \text{Pa}) = -0,05 + 9,81253 \cdot L(V) \quad (8.6)$$

As pressões nas 4 bolsas radiais e nas 2 axiais, são controladas por transdutores de pressão, desenvolvidos pelo autor, devido ao custo elevado das unidades comerciais, e à necessidade de um conjunto de sensores com mesmas capacidade e sensibilidade.

A aferição foi feita com o auxílio da balança de peso morto Desgranges & Huot, e os dados levantados, na forma de curvas de aferição e de erros, estão apresentadas nos Anexos A7 à A12. As equações das curvas de aferição dos transdutores são as seguintes:

$$\text{Sensor 1 (70 bar)} \quad p_1(10^5 \text{Pa}) = -0,622 + 10,022 \cdot L(V) \quad (8.7)$$

$$\text{Sensor 2 (70 bar)} \quad p_2(10^5 \text{Pa}) = -0,7249 + 10,033 \cdot L(V) \quad (8.8)$$

$$\text{Sensor 3 (70 bar)} \quad p_3(10^5 \text{Pa}) = -0,7738 + 10,0547 \cdot L(V) \quad (8.9)$$

$$\text{Sensor 4 (70 bar)} \quad p_4(10^5 \text{Pa}) = -0,735 + 10,028 \cdot L(V) \quad (8.10)$$

$$\text{Sensor 5 (35 bar)} \quad p_5(10^5 \text{Pa}) = -0,389 + 9,980 \cdot L(V) \quad (8.11)$$

Sensor 6 (35 bar) $p_6(10^5 \text{Pa}) = 0,0977 + 9,8556 \cdot L \text{ (V)}$ (8.12)

Os quatro transdutores de 70 bar, estão ligados às tomadas de pressão nas bolsas (ver item 7.3.2), indicando pois, a pressão na saída dos capilares.

Os sensores 5 e 6 destinam-se à medição das pressões nos colchões axiais, por isso são de menor capacidade.

8.1.4- SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO

O sistema utilizado para a medição da vazão através dos mancais é baseado nas características dos tubos capilares, empregados como restritores [36].

Os tubos capilares são bastante conhecidos e empregados como medidores de pequenas vazões laminares, e a vazão através dos mesmos obedece a relação de Hagen-Poiseuille, citada no capítulo IV e na seção 5.1.1, qual seja:

$$q_c = \frac{\eta \cdot d_c^4}{128 \cdot \eta \cdot l_c} \Delta p$$

A vazão nos capilares foi determinada medindo-se o diferencial de pressão através dos mesmos e a temperatura média, através da qual determinou-se a viscosidade média do óleo.

O diâmetro dos capilares foi verificado com medidas diretas e indiretas, medindo-se a vazão através dos mesmos. Os capilares foram aferidos em três etapas, como segue:

- a) com um tubo capilar de comprimento l_c conhecido, mediu-se a vazão pelo mesmo, controlando-se a queda de pressão e as temperaturas do óleo, na entrada e na saída. A vazão do óleo foi medida com o auxílio de um reservatório de volume conhecido e de um cronômetro. Com isto determinou-se o diâmetro do tubo.
- b) com os capilares montados no sistema, foram ajustados os seus comprimentos, controlando-se as quedas de pressão, de modo a balanceá-los e acertar as razões de pressão exigidas pelo projeto (ver item 8.2.6).
- c) com os conjuntos de capilares dos mancais dianteiro e traseiro, repetiu-se o mesmo procedimento citado em a).

Os resultados dessas aferições e verificações encontram-se no Anexo A13.

Para a medição da temperatura foram empregados termopares do tipo T, cobre-constantan, sendo dispostos da seguinte maneira: um termopar na entrada dos capilares, três em paralelo nas saídas dos capilares, e mais dois em paralelo na saída do mancal dianteiro. No mancal traseiro não foram controladas a vazão e a temperatura. Esses termopares foram aferidos, quer isoladamente, quer em grupos, conforme o caso, em banhos de óleo. Usou-se como referência um termômetro padrão, de mercúrio, com leitura mínima de $0,1^{\circ}\text{C}$, por sua vez verificado nos dois pontos de referência próximos da temperatura ambiente, os pontos de fusão e de ebulição da água destilada [36].

Os termopares denominados T_2 e T_3 (ver figura 8.1) são formados pela associação em série de três e de dois termopares, cada um, do modo a fornecerem os valores médios das temperaturas, na saída dos capilares e na saída dos mancais, respectivamente.

As curvas de aferição e de erros relativos estão apresentadas nos Anexos A14 a A16.

As equações das retas inversas são as seguintes:

$$\text{Termopar } T_1 \quad T_1(^{\circ}\text{C}) = 2,295 + 23,148 \cdot L \text{ (mV)} \quad (8.13)$$

$$\text{Termopar } T_2 \quad T_2(^{\circ}\text{C}) = 1,386 + 23,221 \cdot L \text{ (mV)} \quad (8.14)$$

$$\text{Termopar } T_3 \quad T_3(^{\circ}\text{C}) = 1,56 + 23,342 \cdot L \text{ (mV)} \quad (8.15)$$

Estas equações foram utilizadas na calibração dos capilares.

Para efeito de testes, dado que as condições de isolamento dos termopares foram afetadas pelo óleo, e que empregou-se outro registrador, houve a necessidade de nova calibração, desta vez efetuada em banho de água, utilizando-se a mesma referência do caso anterior. A segunda calibração pode ser vista na figura 8.8, a seguir.

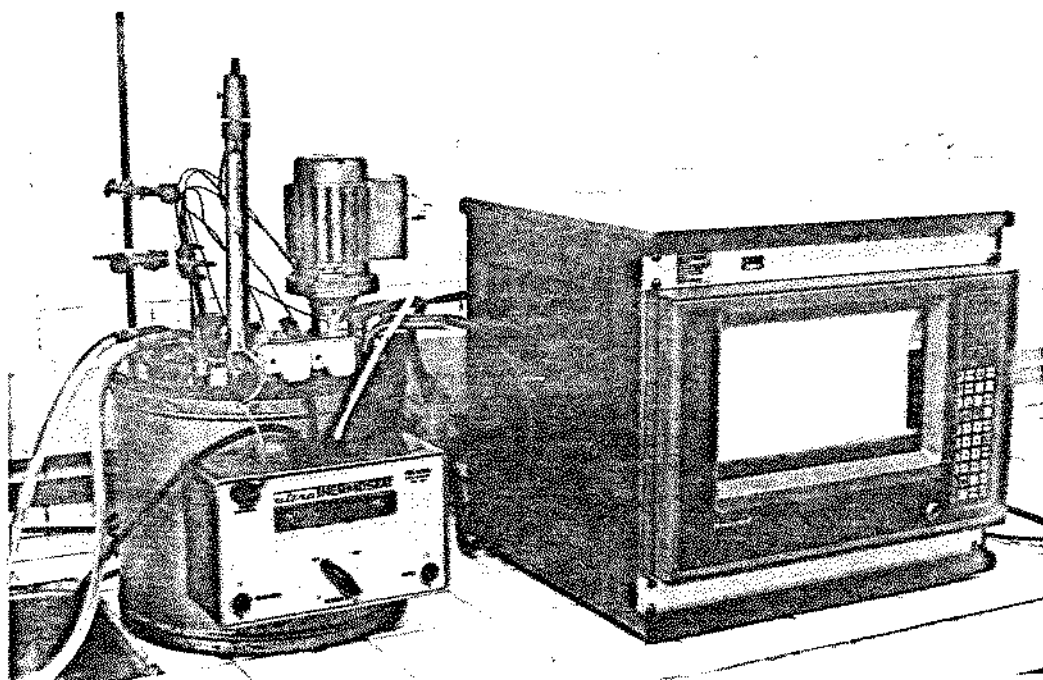


FIGURA 8.8- Aferição dos termopares

As curvas de aferição e de erros relativos estão apresentadas nos Anexos A17 a A19.

As equações das retas inversas são as seguintes:

$$\text{Termopar } T_1 \quad T_1(^{\circ}\text{C}) = 1,28 + 0,904 \cdot L (^{\circ}\text{C}) \quad (8.16)$$

$$\text{Termopar } T_2 \quad T_2(^{\circ}\text{C}) = 3,53 + 0,937 \cdot L (^{\circ}\text{C}) \quad (8.17)$$

$$\text{Termopar } T_3 \quad T_3(^{\circ}\text{C}) = 2,81 + 0,924 \cdot L (^{\circ}\text{C}) \quad (8.18)$$

8.1.5- SISTEMA DE MEDIÇÃO DA POTÊNCIA DE ATRITO

O sistema foi descrito na seção 7.5, e constitui-se de um torquímetro dinâmico e de um medidor de rotações.

A rotação é medida através de um tacômetro digital marca DYC, modelo 233-C, que detecta a reflexão de uma marca feita na flange do eixo principal.

A aferição do torquímetro é mostrada na figura 8.9 e os dados levantados, na forma de curvas de aferição e de erros, estão no Anexo A20. O sistema utilizado para a aferição foi uma alavanca com contrapeso, para a eliminação de influências indesejadas, e massas com até $1 \text{ kg} \pm 0,1\text{g}$, aferidas por sua vez em uma balança analítica marca Sartorius, tipo 1104.

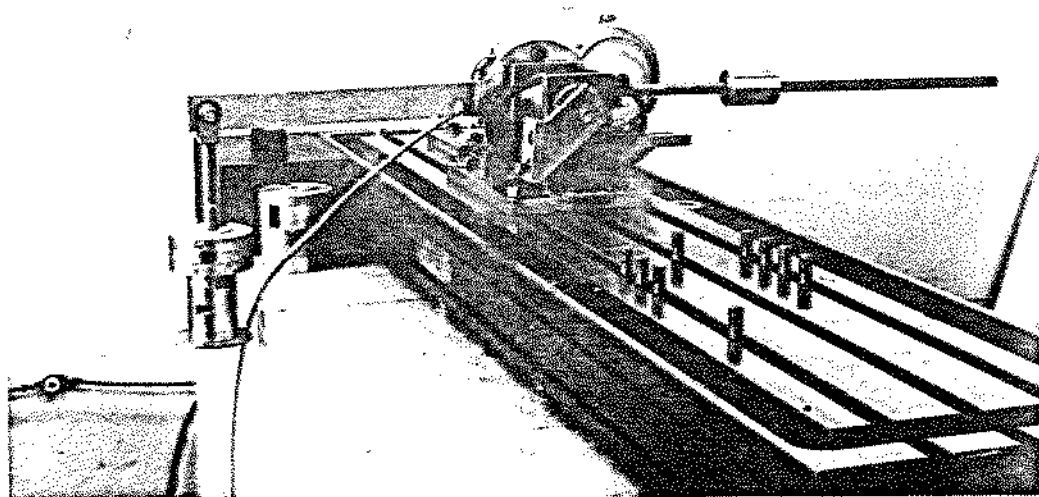


FIGURA 8.9- Aferição do torquímetro

A equação da reta inversa do torquímetro é a seguinte:

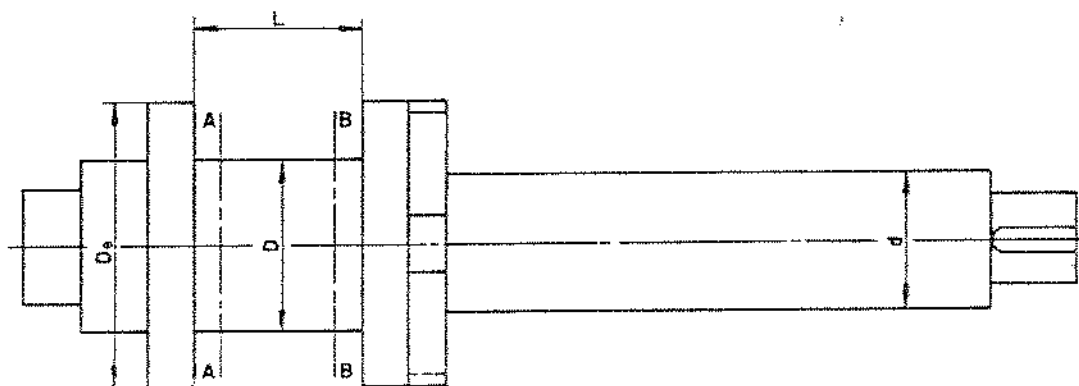
$$M_t (10^{-3} \text{ N.m}) = -7,96 + 9,738 \cdot L \text{ (mV)} \quad (8.19)$$

8.2- VERIFICAÇÕES

Foram verificadas as dimensões geométricas das peças com componentes da bancada de ensaios, bem como as relações de pressão e as características do óleo. Os resultados são apresentados a seguir.

8.2.1- EIXO

As dimensões efetivas do eixo estão mostradas na figura 8.10.



Grandeza	Valor (mm)	
	Teórico	Medido
D_e	80	79,990
D	50	49,562
L	50	50,151
d	40	39,523

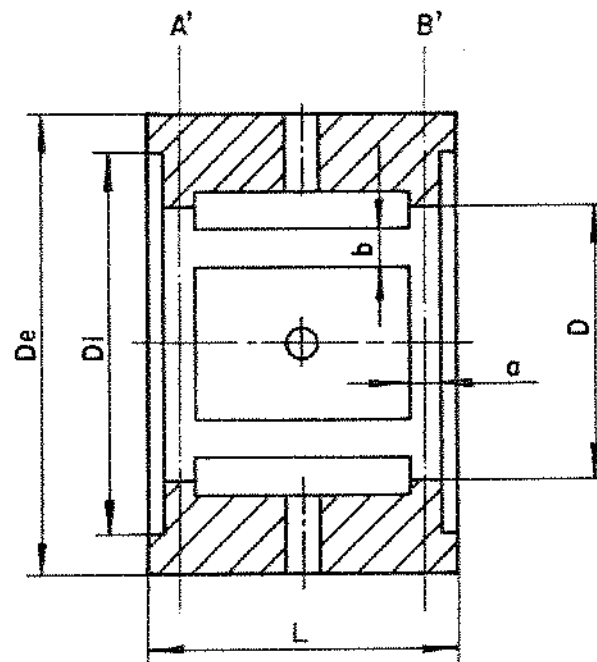
FIGURA 8.10- Dimensões do eixo

O erro de circularidade medido foi de $1,5\mu\text{m}$ na seção A e de $1,0\mu\text{m}$ na seção B.

Na região do mancal traseiro, diâmetro d , o desvio de circularidade não foi medido, pois esse mancal é auxiliar.

8.2.2- MANCAL DIANTEIRO

As dimensões efetivas do mancal dianteiro são dadas na figura 8.11.



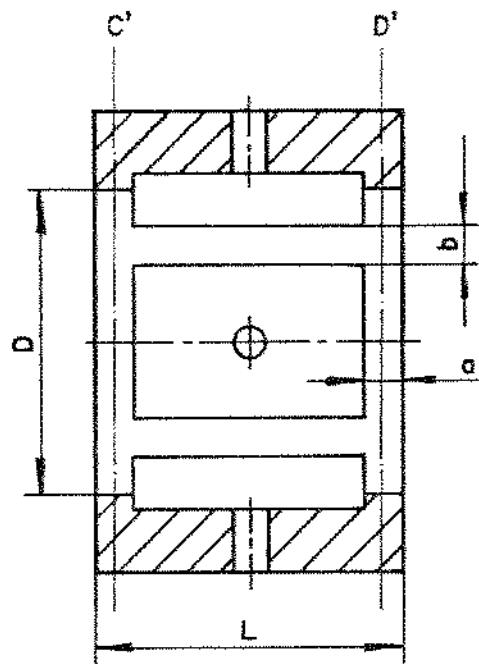
Valor (mm)		
Grandeza	Teórico	Medido
D_e	80	-
D_i	67,2	67,200
D	50	49,654
L	50	50,050
a	4,9	4,73
b	5,0	4,69

FIGURA 8.11- Dimensões do mancal dianteiro

O erro de circularidade verificado foi de 3,5 μ m na seção A' e 2,5 μ m na seção B'.

8.2.3- MANCAL TRASEIRO

As dimensões do mancal traseiro são dadas na figura 8.12.



Valor (μm)

Grandeza	Teórico	Medido
D	40	39,607
L	40	39,300
a	3,9	3,61
b	6,3	6,28

FIGURA 8.12- Dimensões do mancal traseiro

Os erros de circularidade verificados nas seções C' e D' foram de $1,5\mu\text{m}$ em ambas as seções.

8.2.4- FOLGAS

Com os valores efetivos das peças isoladas, foram calculados os valores efetivos das folgas.

a) Mancal dianteiro

Folga radial $c = 46\mu\text{m}$

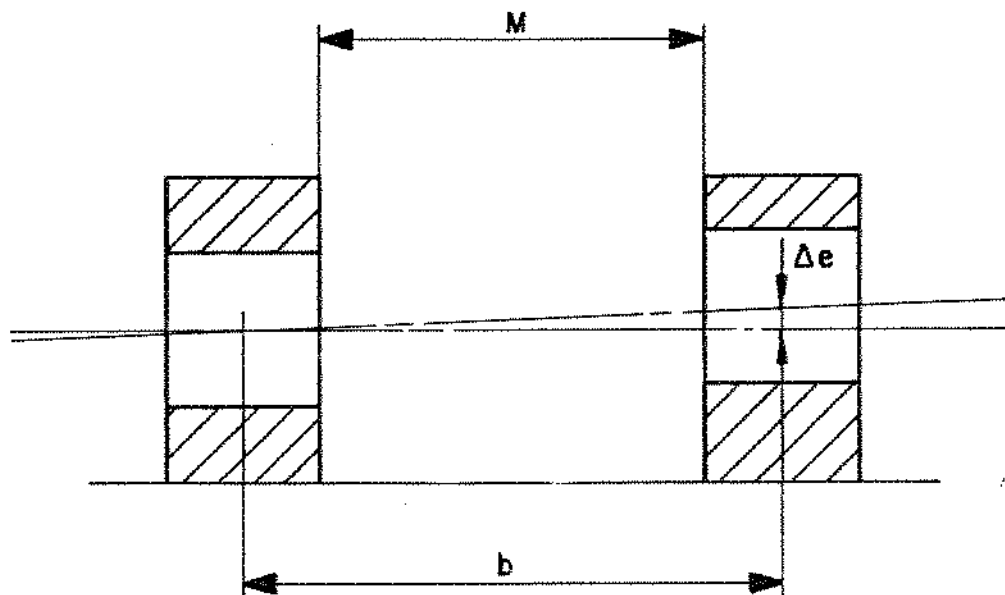
Folga axial $h = 50,5 \mu\text{m}$

b) Mancal traseiro

Folga radial $c = 42\mu\text{m}$

As folgas foram escolhidas propositadamente com valores elevados para compensar a dificuldade de alinhamento dos mancais, e assim assegurar-se o funcionamento do conjunto.

8.2.5- ALINHAMENTO DOS MANCAIS



	Valor ($\mu\text{m}/300\text{mm}$)	
	Recomendado	Medido
Plano Vertical	5	4

FIGURA 8.13- Alinhamento dos mancais

O valor do erro de posição Δe recomendado é o valor fornecido pela SKF [37] para árvores de alta rotação e diâmetro pequeno ($<80\text{mm}$).

A verificação do alinhamento foi feita somente na direção vertical com a utilização de um padrão de altura tipo 515 - 520, da Mitutoyo, com leitura mínima de $1\ \mu\text{m}$.

A distância $b=285,7\text{mm}$ entre os planos médios dos mancais foi medida indiretamente através da medição da distância M entre as superfícies de referência dos mancais, com um micrômetro interno de haste.

8.2.6- RELAÇÕES DE PRESSÃO

A relação de pressões no mancal radial traseiro β_1 foi medida para a pressão de alimentação $p_a=39.10^5\text{Pa}$ e o valor encontrado foi $\beta = 0,435$.

As relações de pressão β_1 e β_2 , do mancal combinado, respectivamente radial e axial, foram medidas através dos valores das pressões nas bolsas, para as diversas pressões de teste. O esquema da figura 8.14 mostra a disposição das pressões medidas.

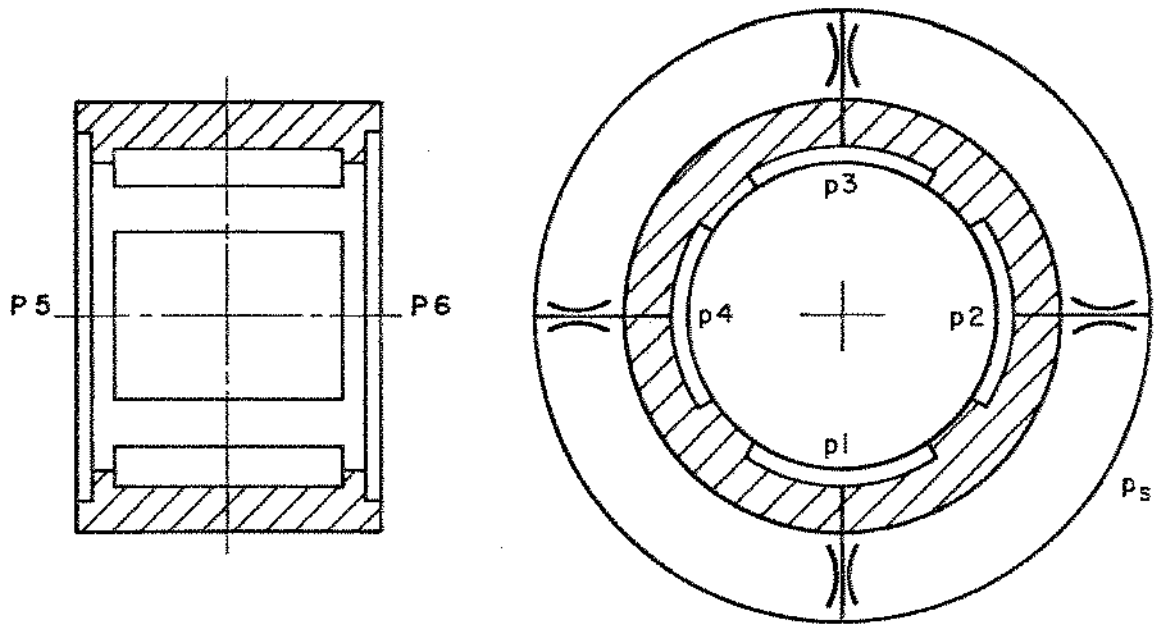


FIGURA 8.14- Pressões nas bolsas

As razões de pressão são dadas pelas seguintes relações:

$$\beta_1 = \frac{(p_1 + p_2 + p_3 + p_4)}{4} \cdot \frac{1}{p_\delta} \quad (8.20)$$

e

$$\beta_2 = \frac{(p_5 + p_6)}{2} \cdot \frac{1}{p_\delta} \quad (8.21)$$

A pressão de bombeamento foi variada de 19,6 a 68,6 . 10⁵Pa, a intervalos de 9,8 . 10⁵Pa aproximadamente, e os resultados obtidos estão mostrados na Tabela VIII.1.

TABELA VIII.1- Valores efetivos das relações de pressão do mancal dianteiro

p_δ (10 ⁵ Pa)	β_1	β_2
19,6	0,557	0,168
29,4	0,565	0,167
39,2	0,564	0,167
49,0	0,539	0,160
58,8	0,539	0,162
68,6	0,535	0,158

8.15, bem como a equação dessa relação, obtida a partir da relação de Vogel [38].

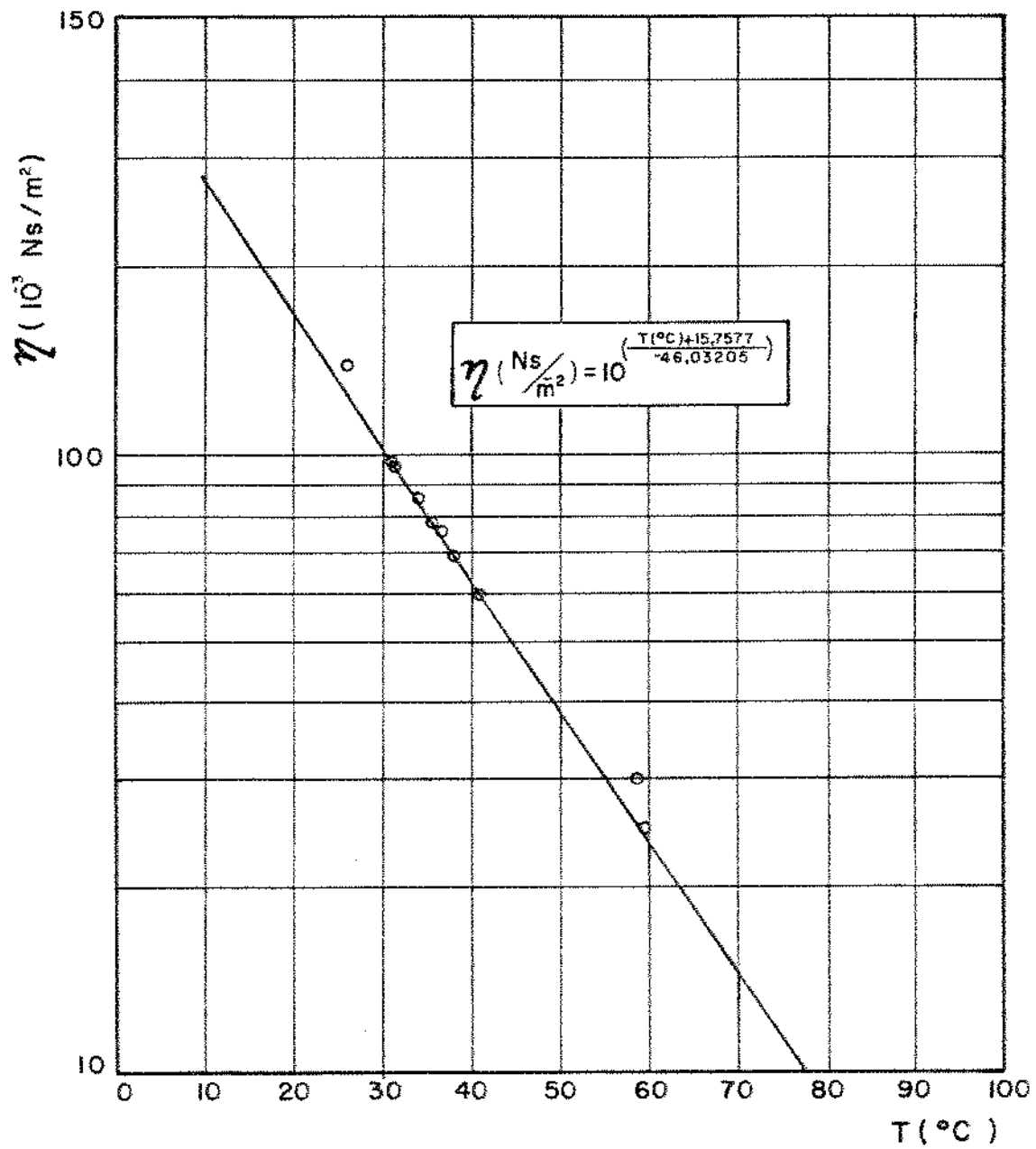


FIGURA 8.15- Curva viscosidade x temperatura
Óleo HR68EP - PETROBRAS

8.3- MEDIÇÕES E RESULTADOS

Foram efetuadas diversas medições, de modo a determinar-se os valores das seguintes características do mancal dianteiro:

- rigidez,
- vazão e
- potência de atrito.

Os dados levantados foram então comparados com os valores teóricos obtidos com o emprego dos métodos de cálculo propostos no Capítulo VI.

8.3.1- RIGIDEZ ESTÁTICA

A rigidez estática do mancal dianteiro foi controlada nas direções axial e radial. Ainda no caso de rigidez radial, verificou-se a rigidez tanto na direção da linha de centro das bolsas (0°) quanto na direção entre as bolsas (45°).

8.3.1.1- RIGIDEZ RADIAL COM EIXO ESTACIONÁRIO

A carga radial foi aplicada de maneira progressiva pelo pistão hidráulico do sistema descrito no item 7.1, na extremidade dianteira do eixo, sobre um mancal de rolamento.

Os deslocamentos foram medidos em dois planos, como mostrado na figura 8.16, com apalpadores indutivos com contato Millitron/Feinpuef.

Os valores dos deslocamentos medidos nos planos M1 e M2, respectivamente x_{M1} e x_{M2} , são superpostos à linha elástica, determinada no item 7.31, obtendo-se então o deslocamento no plano A, médio do mancal dianteiro. Este procedimento foi utilizado por Hahm [9] e por Davies [39], e está esquematizado na figura 8.17.

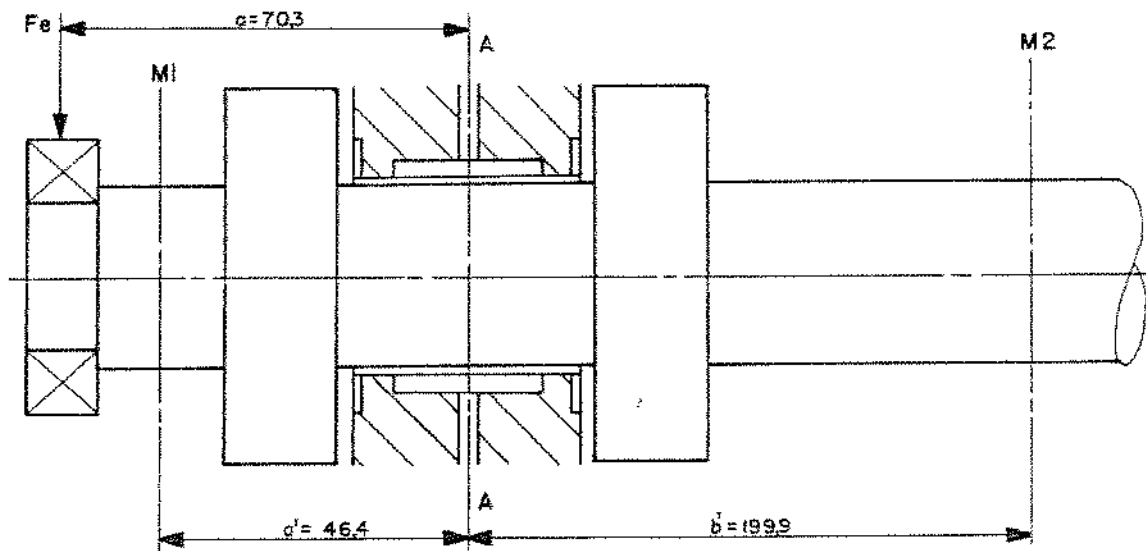


FIGURA 8.16- Esquema das posições de aplicação da carga radial e de leitura dos deslocamentos
Plano A - plano médio do mancal dianteiro,
Planos M1 e M2 - planos de medida dos deslocamentos

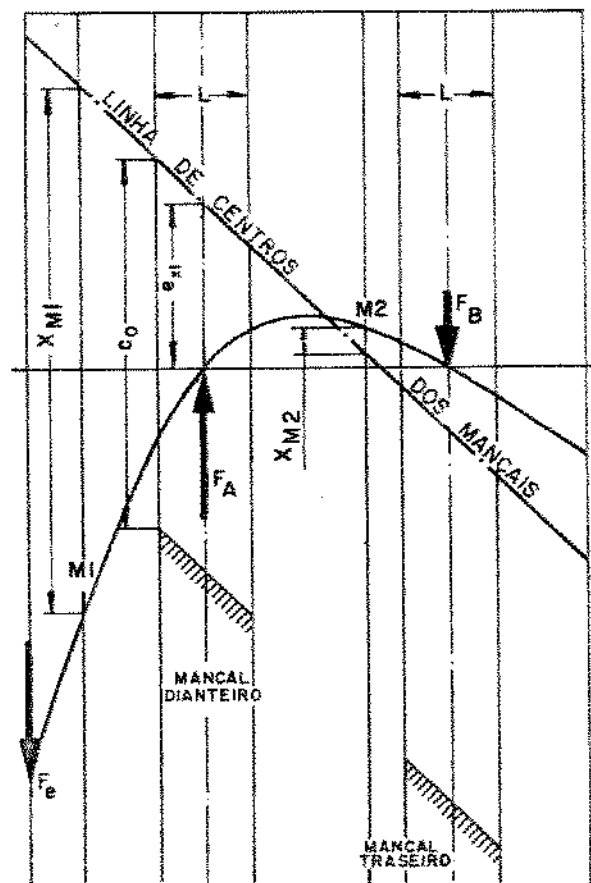


FIGURA 8.17- Esquema da determinação do deslocamento no plano médio do mancal dianteiro [9]

Foram feitas quatro repetições para cada uma das pressões de bombeamento utilizadas, e os valores médios obtidos estão apresentados nas figuras 8.18 a 8.29.

Natabela VIII.3 estão apresentados os valores calculados da rigidez radial, para as mesmas condições de pressão e relação de pressão dos ensaios, com direção de aplicação da força 0^0 .

TABELA VIII.3- Valores calculados da rigidez radial

p_{Δ} (10^5 Pa)	λ_{teor} ($\text{N}/\mu\text{m}$)	λ_{teor}' ($\text{N}/\mu\text{m}$)
19,67	194	50
29,42	285	74
39,21	377	98
48,96	481	125
58,78	580	151
68,44	688	179

Na tabela acima, os valores apresentados na segunda coluna foram calculados utilizando-se a relação 6.52, ou seja:

$$\bar{\lambda}_{\text{teor}} = \frac{0,955 \cdot (1 - \beta_2)}{1 - 0,5 \gamma} = \frac{1,91 \cdot (1 - \beta_1)}{1 - 0,5 \gamma}$$

Na terceira coluna estão os valores da rigidez calculados com a relação 6.52 modificada, ou seja:

$$\bar{\lambda}_{\text{teor}}' = \frac{1,91 \cdot (1 - \beta_1)}{1 + 0,5 \gamma}$$

Graficamente, os valores experimentais de força e deslocamento foram relacionados de duas maneiras: força x deslocamento e carga específica x excentricidade relativa.

O primeiro tipo de função é utilizado para a determinação da rigidez do mancal, definida como

$$\lambda = \frac{d F}{d e}$$

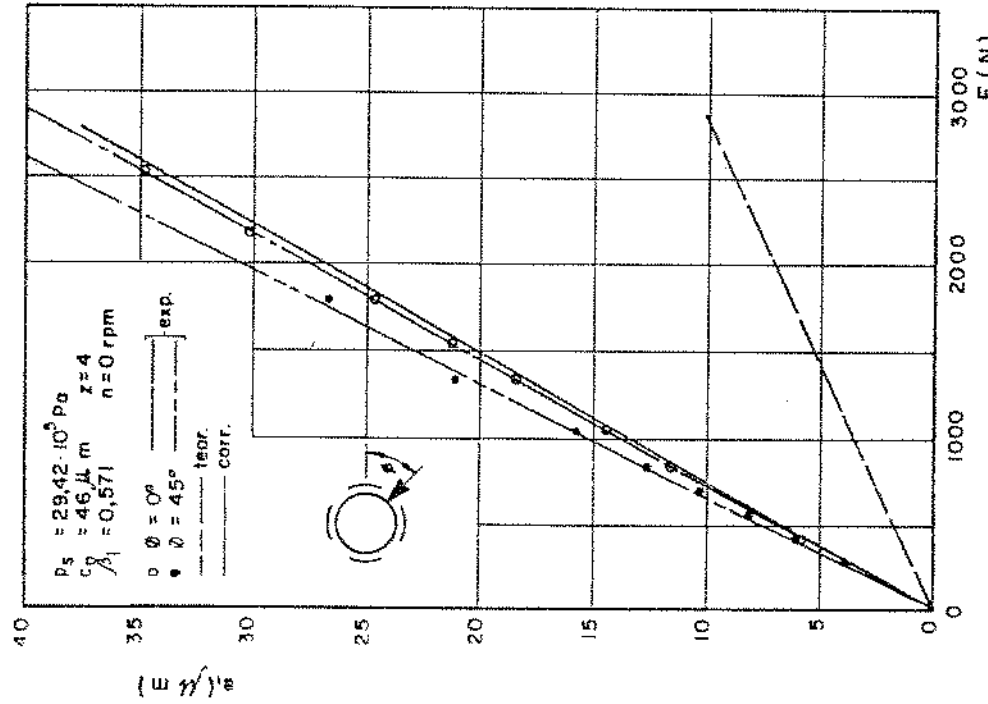


FIGURA 8.19- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo estacionário e pressão de alimentação $29,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

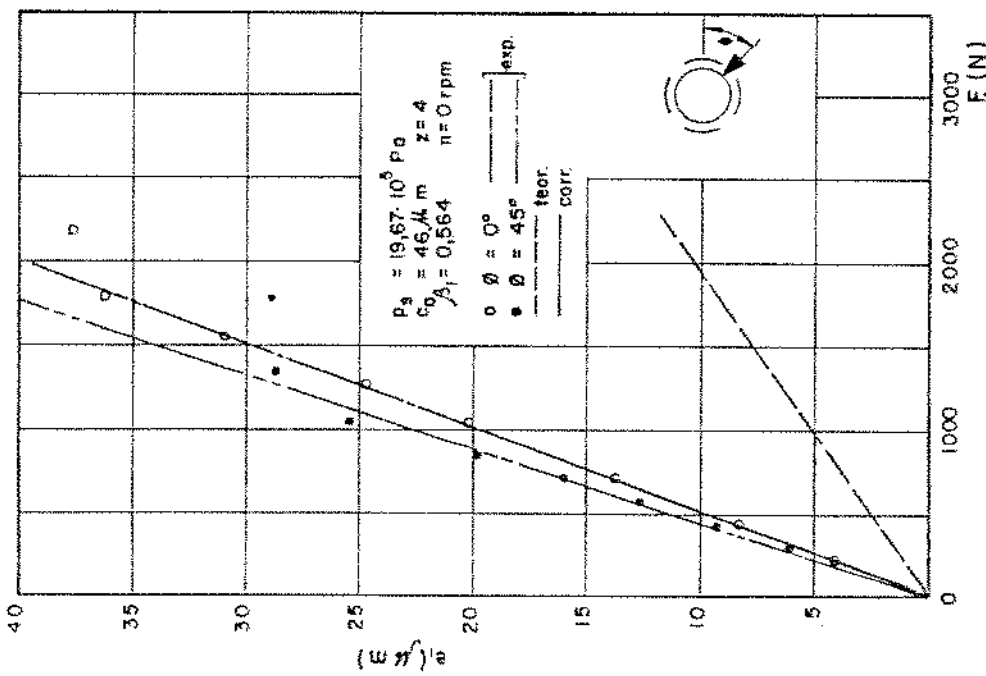


FIGURA 8.18- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo estacionário e pressão de alimentação $19,70 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

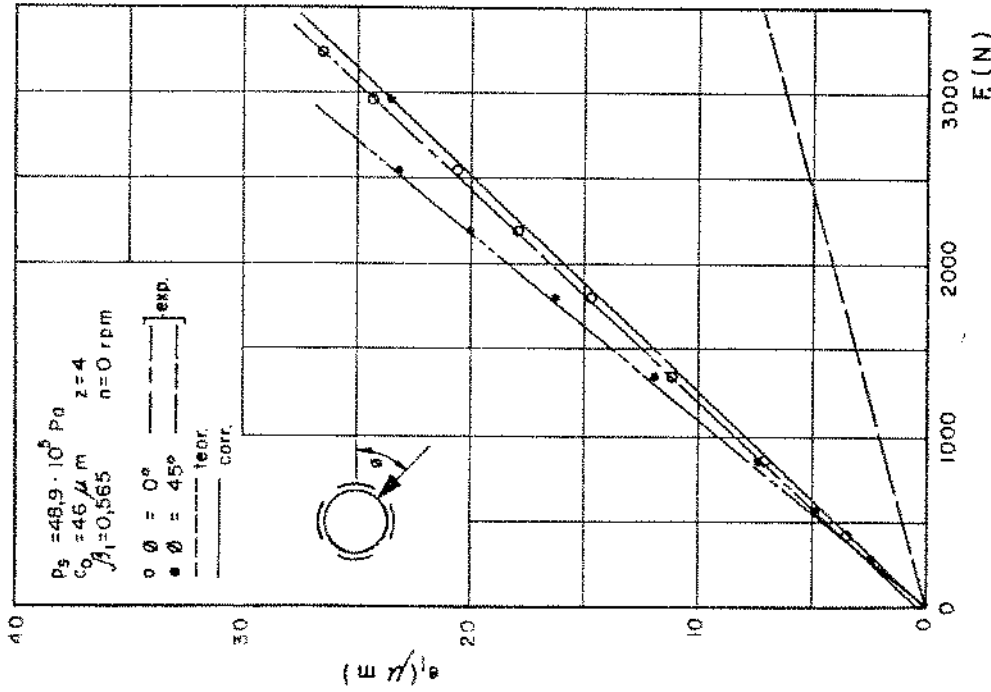


FIGURA 8.20- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo estacionário e pressão de alimentação $39,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras.

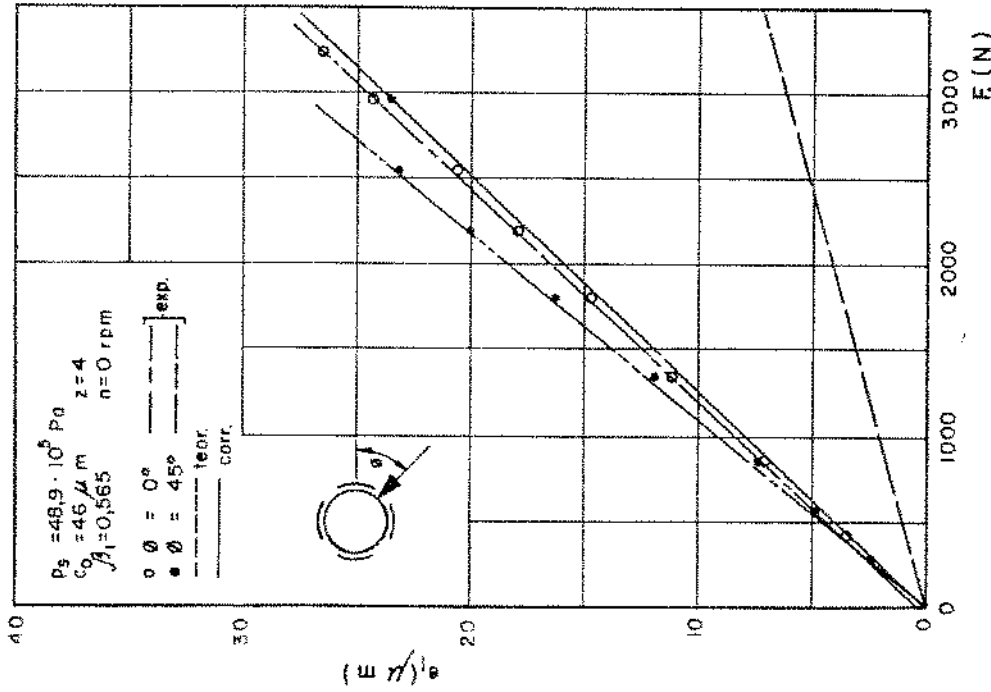


FIGURA 8.21- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo estacionário e pressão de alimentação $49,0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras.

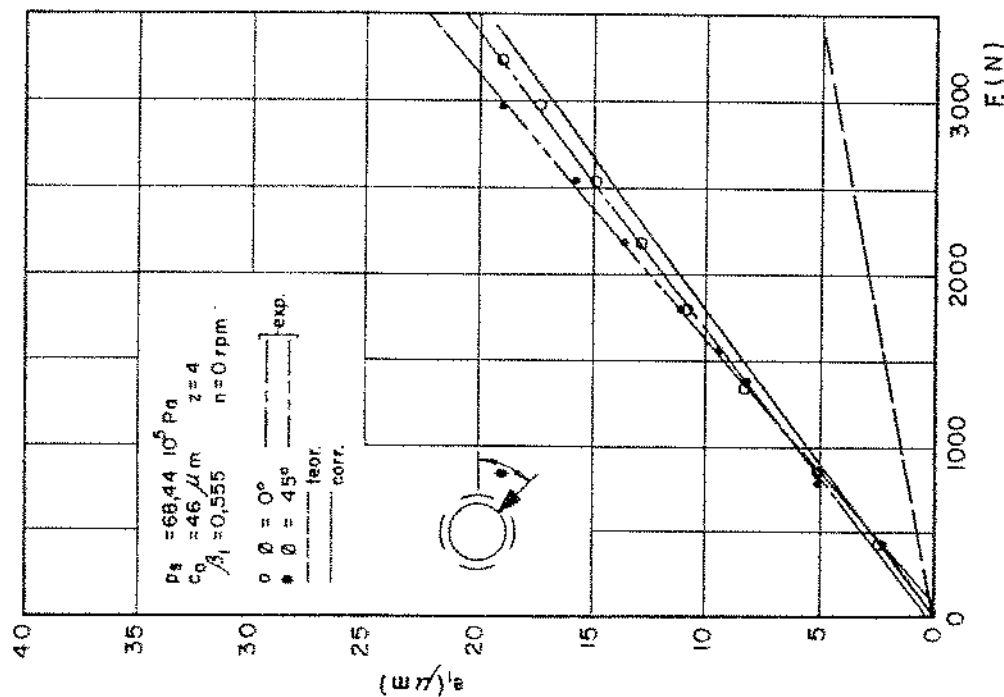


FIGURA 8.22- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo estacionário e pressão de alimentação $58,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

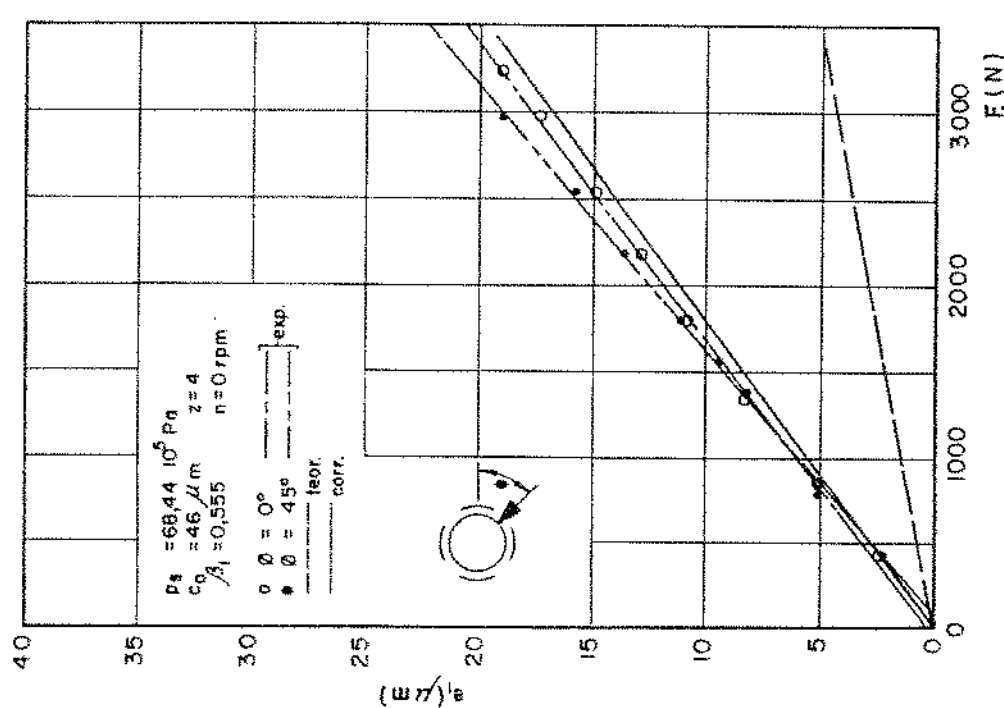


FIGURA 8.23- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo estacionário e pressão de alimentação $68,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

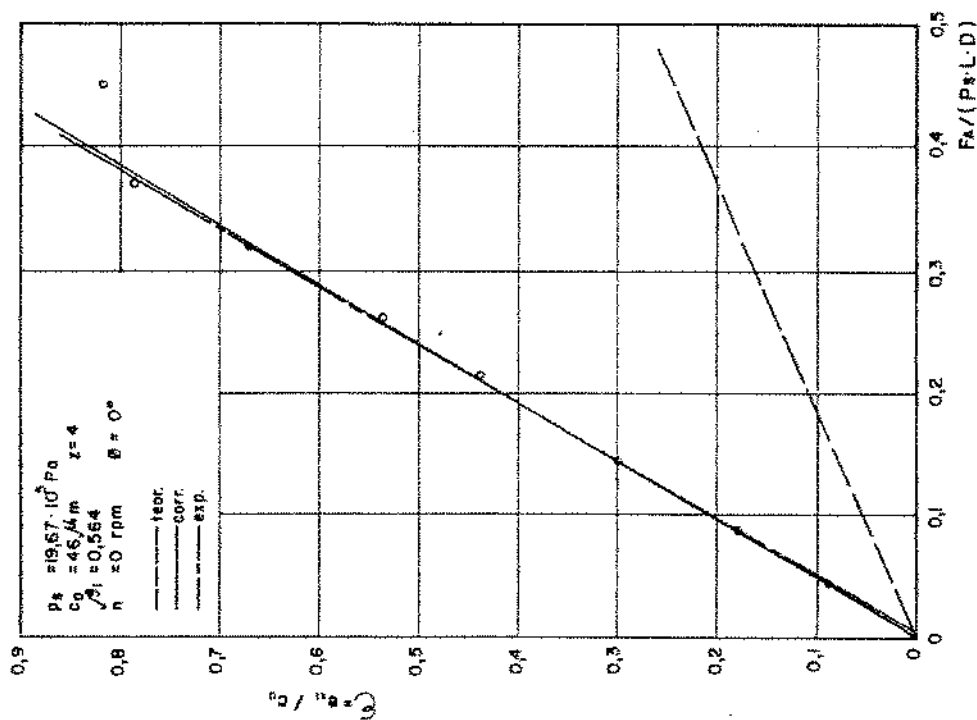


FIGURA 8.24- Deslocamento radial relativo em função da carga específica, com eixo estacionário, carga aplicada sobre a bolsa e pressão de alimentação $p_A = 19,7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

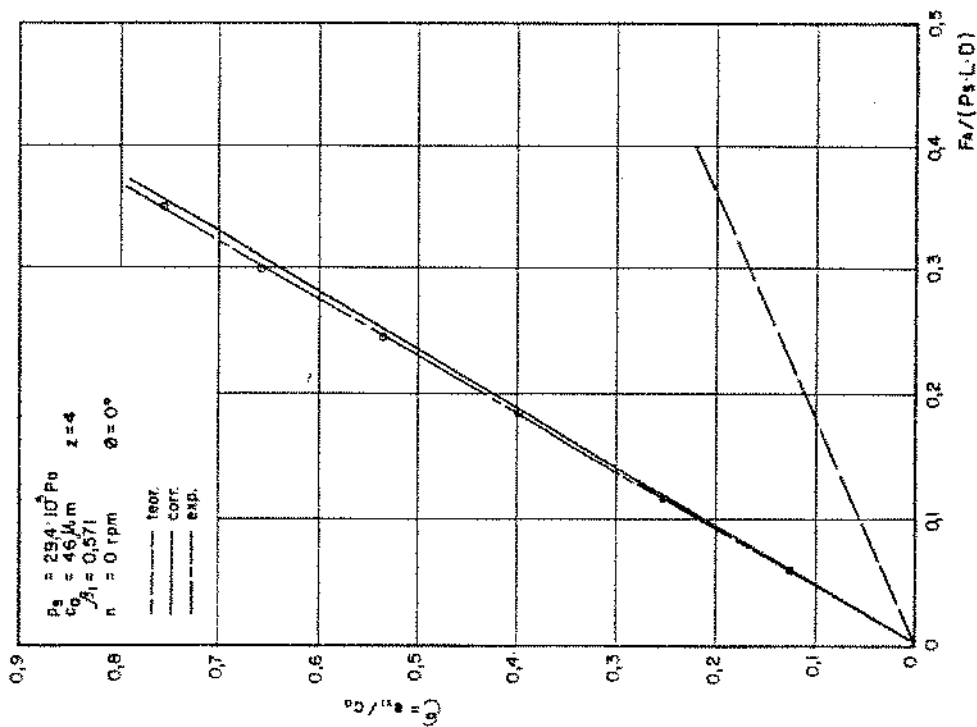


FIGURA 8.25- Deslocamento radial relativo em função da carga específica, com eixo estacionário, carga aplicada sobre a bolsa e pressão de alimentação $p_A = 29,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

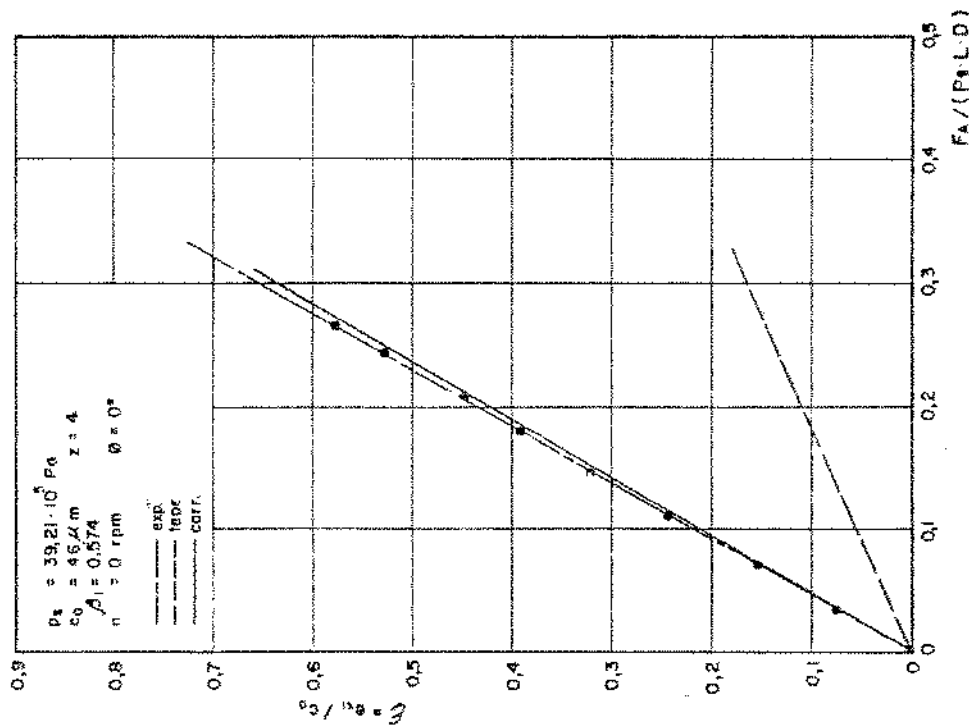


FIGURA 8.26- Deslocamento radial relativo em função da carga específica, com eixo estacionário, carga aplicada sobre a bolsa e pressão de alimentação $p_A = 39,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

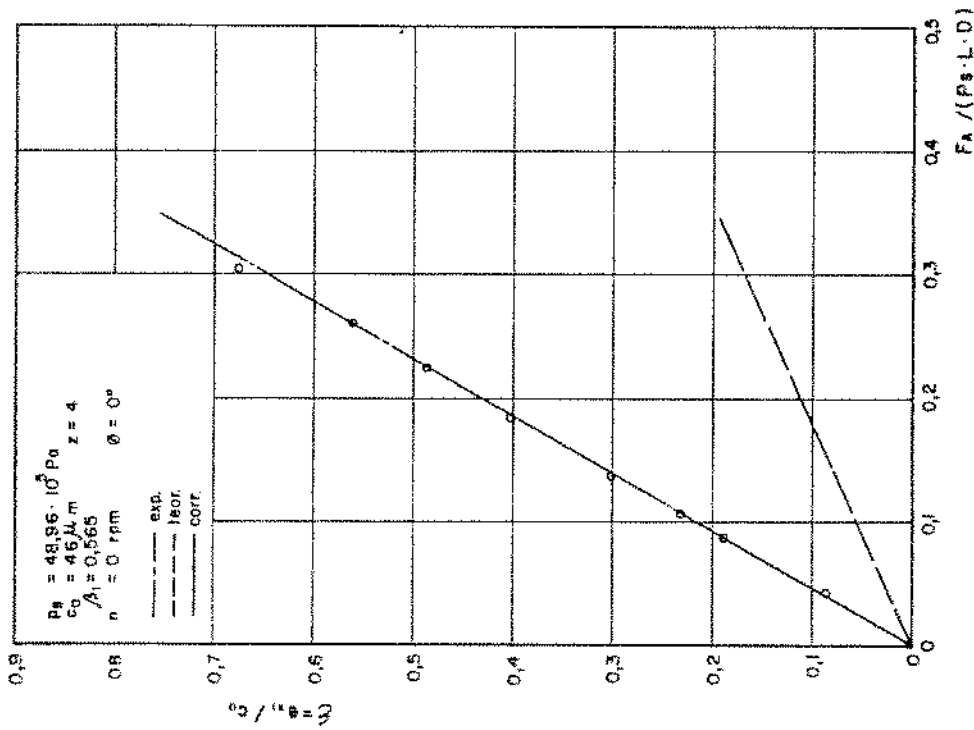


FIGURA 8.27- Deslocamento radial relativo em função da carga específica, com eixo estacionário, carga aplicada sobre a bolsa e pressão de alimentação $p_A = 49,0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

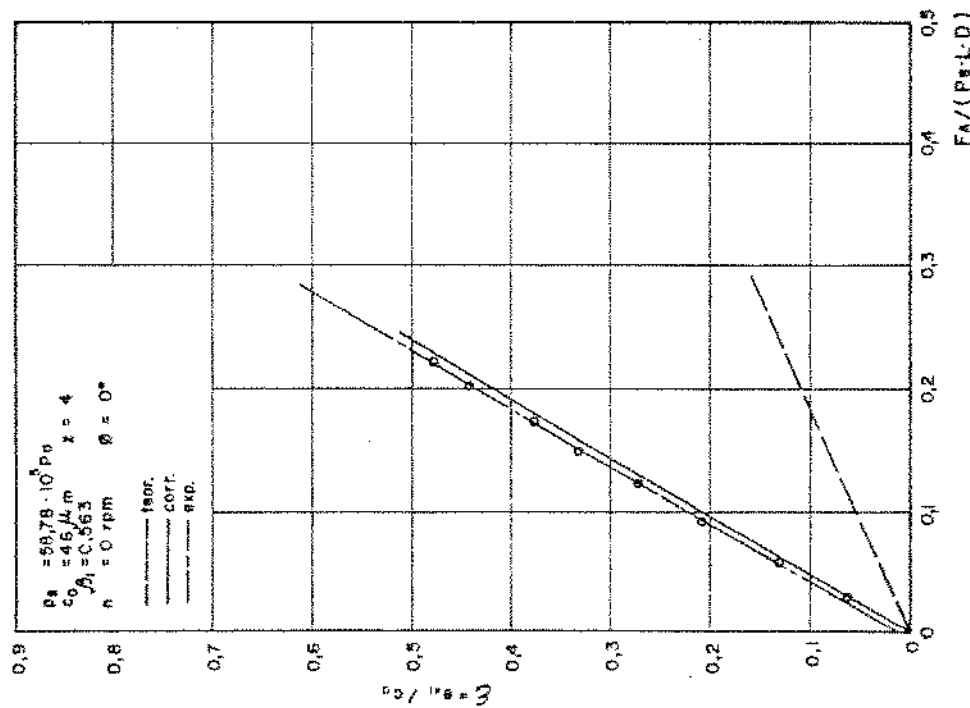


FIGURA 8.28- Deslocamento radial relativo em função da carga específica, com eixo estacionário, carga aplicada sobre a bolsa e pressão de alimentação $p_0 = 58,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

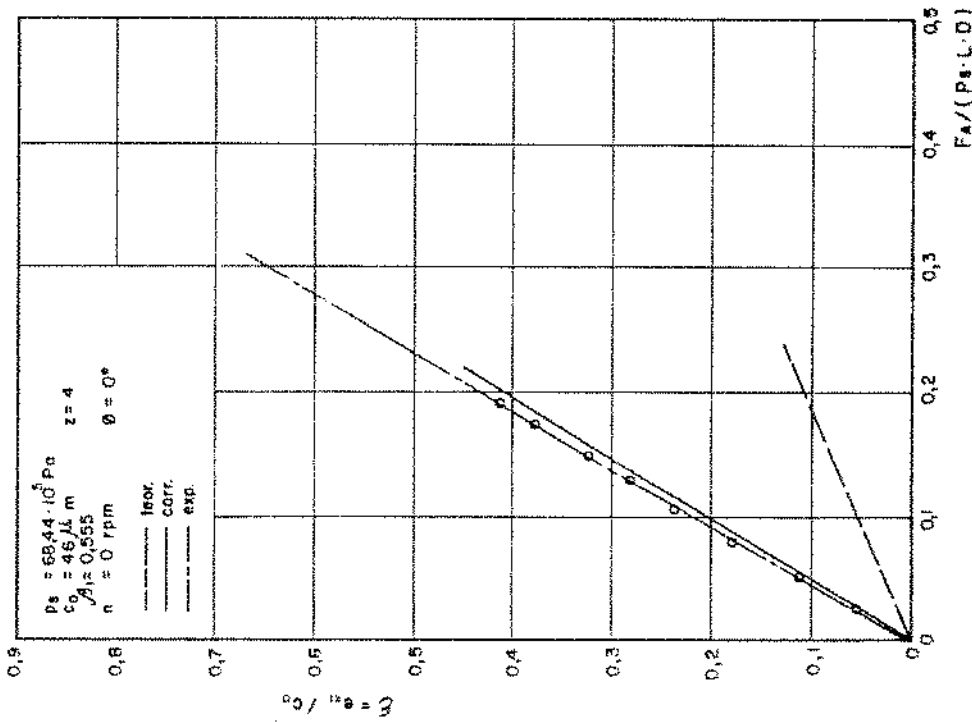


FIGURA 8.29- Deslocamento radial relativo em função da carga específica, com eixo estacionário, carga aplicada sobre a bolsa e pressão de alimentação $p_0 = 68,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

O segundo tipo de função é utilizado de uma forma mais ampla, por ser adimensional, tanto no projeto de mancais similares, quanto na comparação com outros.

Nas figuras 8.18 a 8.23 foram apresentadas as funções força x deslocamento teóricas, e os pontos levantados experimentalmente, sendo que a relação teórica proposta, equação 6.44, está representada por uma linha tracejada e a relação teórica modificada por uma linha contínua.

O mesmo critério foi utilizado nas figuras 8.24 a 8.29, onde estão mostradas as funções carga específica x excentricidade relativa.

Pela análise das figuras, nota-se que os dados experimentais se aproximam bastante da relação teórica modificada. Além disso, como já era esperado, verificou-se que a rigidez a 45^0 é sempre menor que a correspondente a 0^0 .

A modificação proposta da equação 6.52, baseou-se em dois fatos:

- a dedução da relação 6.52 a partir da equação geral de rigidez (equação 6.15), apresentada em 6.2.2.4, nos levou ao sinal trocado no denominador, por semelhança à obtenção dessa relação para mancais hidrostáticos radiais (item 6.2), e
- a função assim obtida aproxima-se bastante dos valores experimentais, o que sugere ser mais acertada.

Não são propostas maiores modificações na relação apresentada pois a concordância com os resultados experimentais foi considerada satisfatória.

Observou-se, contudo, que outra relação que pode ser melhor ajustada, levando-se em consideração os valores experimentais, é a apresentada para as relações de pressão radial (β_1) e axial (β_2), dada por

$$\beta_1 = \frac{1 + \beta_2}{2} \quad (6.44)$$

cujo denominador verificou-se, em primeira instância, variar entre 2 e 2,117. As limitações do banco de ensaios porém não permitem afirmações mais conclusivas.

8.3.1.2- RIGIDEZ RADIAL COM O EIXO GIRANDO

Neste caso, a direção de aplicação da força foi apenas na direção da linha de centro das bolsas ($\theta = 0^\circ$), e a rigidez só foi controlada na direção da força, ou seja, a rigidez controlada foi a rigidez direta.

Além disso, o deslocamento foi medido somente no plano M1, como mostra a figura 8.30, utilizando-se o sistema de medição proposto no item 8.1.2, com os transdutores indutivos sem contato.

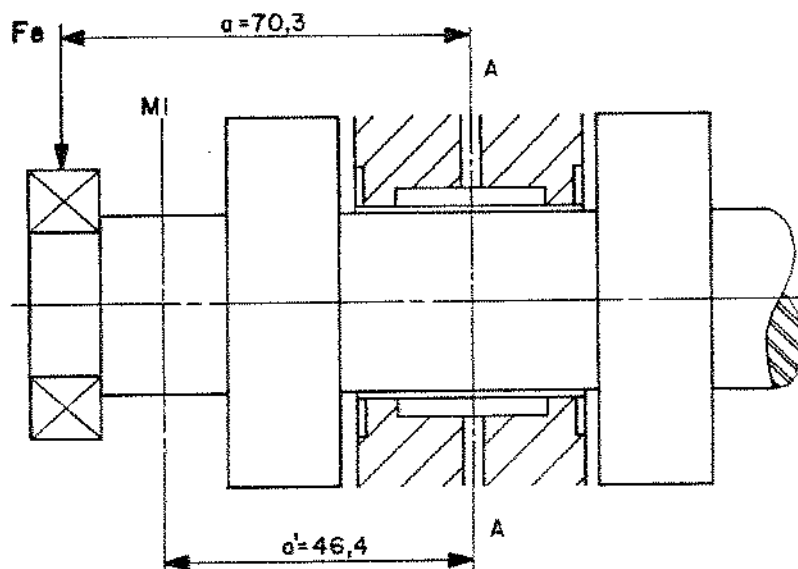


FIGURA 8.30- Esquema das posições de aplicação da carga e de leitura do deslocamento

Plano A - plano médio do mancal dianteiro

Plano M1 - plano de leitura dos deslocamentos radiais

O método de cálculo do deslocamento no plano A também foi modificado, em relação ao utilizado no item 8.3.1.1, como explicado a seguir.

A força aplicada F_e resulta em reações nos apoios A e B, respectivamente planos médios dos mancais dianteiro e traseiro, como mostrado no esquema da figura 8.31.

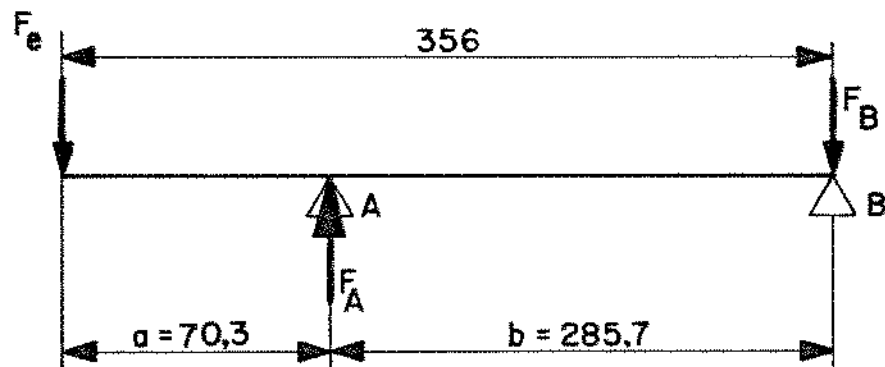


FIGURA 8.31- Esforços solicitantes no eixo

O deslocamento total do eixo $\bar{e}$ é composto pela soma das deformações do próprio eixo e dos mancais, como apresentado no item 6.4 e mostrado na figura 8.32.

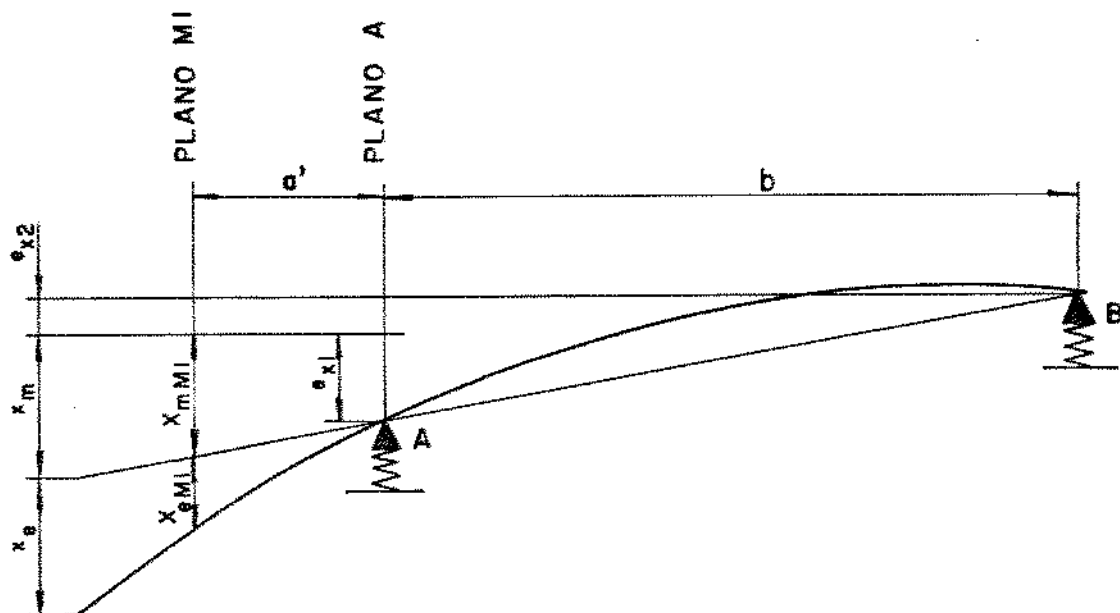


FIGURA 8.32- Deformações do eixo

Assim, para um plano MI qualquer, $\bar{a}$ uma distância a' do plano A, médio do mancal dianteiro, a deformação total do eixo $\bar{e}$ é dada pela seguinte expressão:

$$x_{M1} = x_{eM1} + x_{mM1} \quad (8.24)$$

onde

x_{M1} é a deformação total do eixo no plano M1 ,
 x_{eM1} é a deformação elástica do eixo no plano M1 , e
 x_{mM1} é a deformação devida à flexibilidade dos mancais, medida no plano M1

todos medidos na direção X , ou seja, plano horizontal.

Na figura 8.32 pode-se ver esta relação .
 Da mesma figura depreende-se que, por semelhança de triângulos:

$$\frac{x_{mM1} + e_{x_2}}{a' + b} = \frac{e_{x_1} + e_{x_2}}{b} \quad (8.25)$$

onde

b é a distância entre os mancais A e B
 a' é a distância entre os planos A e M1
 $e_{x_{1/2}}$ é o deslocamento do eixo no plano médio do mancal A/B

A deformação elástica do eixo, x_{eM1} foi avaliada no item 7.3.1 , e com a leitura da deformação total, x_{M1} consegue-se determinar a parcela devida à elasticidade dos mancais, x_{mM1} .

Ressalte-se que este é o procedimento inverso ao utilizado no projeto dos mancais, visto que aqui se conhece o deslocamento total x_{M1} , e deseja-se obter a rigidez do mancal dianteiro.

Portanto, a rigidez dos mancais na direção horizontal é dada por:

$$\lambda_A = \frac{F_A}{e_{x_1}} \quad (\text{mancal dianteiro})$$

$$\lambda_B = \frac{F_B}{e_{x_2}} \quad (\text{mancal traseiro})$$

A rigidez do mancal traseiro, hidrostático radial, não foi medida, pois segundo a referência [11] os resultados do método de cálculo sugerido em 6.2 apresentam boa coincidência com os valores experimentais.

A rigidez do mancal traseiro, λ_B , calculada segundo o método apresentado em 6.2, utilizando-se os valores medidos da folga e demais dimensões, bem como da razão de pressões, conforme 8.2, é dada por

$$\lambda_B (\text{N}/\mu\text{m}) = p_\delta (\text{N}/\text{m}^2) \cdot 23,4 \cdot 10^{-6} \quad (8.26)$$

e

$$e_{x_2} = \frac{F_B}{\lambda_B}$$

A relação 8.25, pode ser reescrita como:

$$e_{x_1} = \frac{b}{(a' + b)} \cdot (x_{mM1} + e_{x_2}) - e_{x_2} \quad (8.27)$$

e

$$\lambda_A = F_A / e_{x_1}$$

Com relação à teoria apresentada na seção 6.4, não foi considerada a parcela Δe_{x_δ} devido à inclinação do eixo, no plano médio do mancal dianteiro, o que torna a rigidez do mancal A um pouco maior do que seria realmente, pois

$$e_{x_\delta} = e_{x_1} + \Delta e_{x_\delta}$$

e considerou-se que

$$e_{x_1} = e_{x_\delta} \text{ em vez de } e_{x_1} = e_{x_\delta} - \Delta e_{x_\delta}$$

Para esta série de medições foram feitas apenas duas repetições para cada condição.

As pressões utilizadas foram reduzidas às três que mais se aproximam dos valores empregados na prática, ou seja: 4, 5 e 6 MPa.

As rotações escolhidas foram 1000, 2000 e 3000 rpm.

Após o ajuste da pressão, a rotação era ajustada através do controle do motor de corrente contínua. Preliminarmente verificava-se em cada condição, se a rotação do motor não diminuía, quando da aplicação da força máxima, o que não ocorreu em nenhuma situação. Segundo as especificações do fabricante do controle, o mesmo possui uma compensação de carga regulável e mantém a rotação ajustada dentro de ± 5 rpm.

O contato eixo-mancais não ocorreu, dado que não foi observado nenhum aumento abrupto do momento torçor durante as medições.

Os valores médios dos deslocamentos radiais, medidos na direção de aplicação da carga, estão apresentados nas figuras 8.33 a 8.35. As curvas foram ajustadas aos pontos pelo método dos mínimos quadrados.

Como pode ser observado nos gráficos das figuras 8.33 a 8.35, para as três pressões ensaiadas, a rigidez do mancal aumenta com o aumento da rotação, sendo que esse comportamento é mais nítido na menor pressão, diminuindo gradativamente à medida que a pressão aumenta.

A influência da rotação para o caso de menor pressão é tão grande que o mancal adquire uma rigidez radial inclusive maior do que na mesma rotação, e com a máxima pressão utilizada, 50% superior à menor pressão.

Esse comportamento foi verificado para mancais radiais por diversos pesquisadores [39,40,41], e pode ser melhor compreendido se analisarmos a tabela a seguir, em que se evidencia o parâmetro adimensional S_H , mencionado no item 6.2.4.3.

TABELA VIII.4- Valores do parâmetro S_H

n (rev/s)	p_Δ ($10^5 Pa$)	η_m (N_Δ/m^2)	S_H
19,67	39,16	0,1097	0,136
	48,96	0,0800	0,079
	58,91	0,0911	0,075
33,33	39,13	0,0883	0,218
	48,89	0,0603	0,119
	58,88	0,0723	0,119
50	39,06	0,0727	0,270
	48,86	0,0494	0,147
	58,82	0,0522	0,129

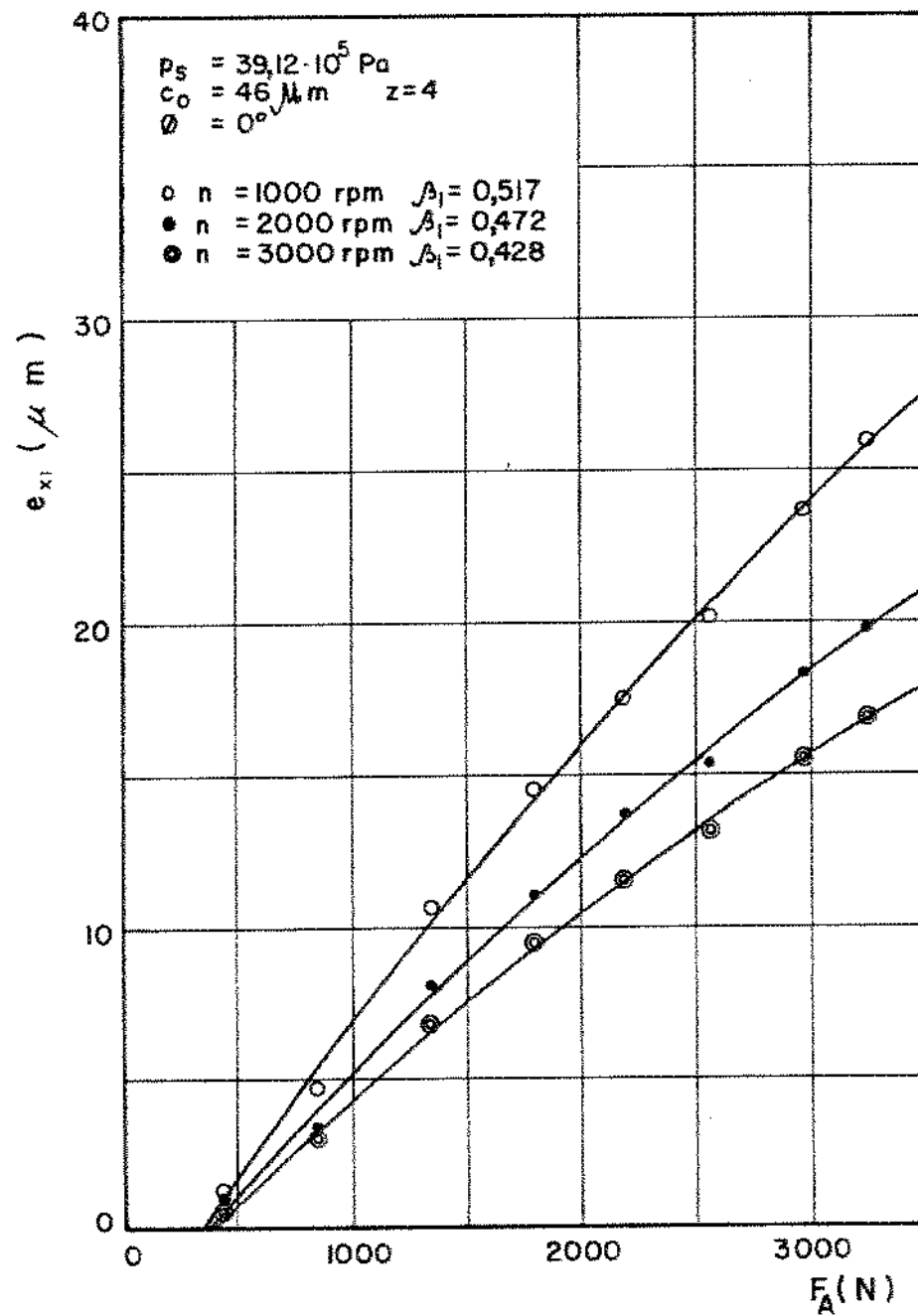


FIGURA 8.33- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo girando, pressão de alimentação $p_\Delta = 39,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ e carga aplicada na direção do centro da bolsa. Os pontos são as médias de 2 leituras

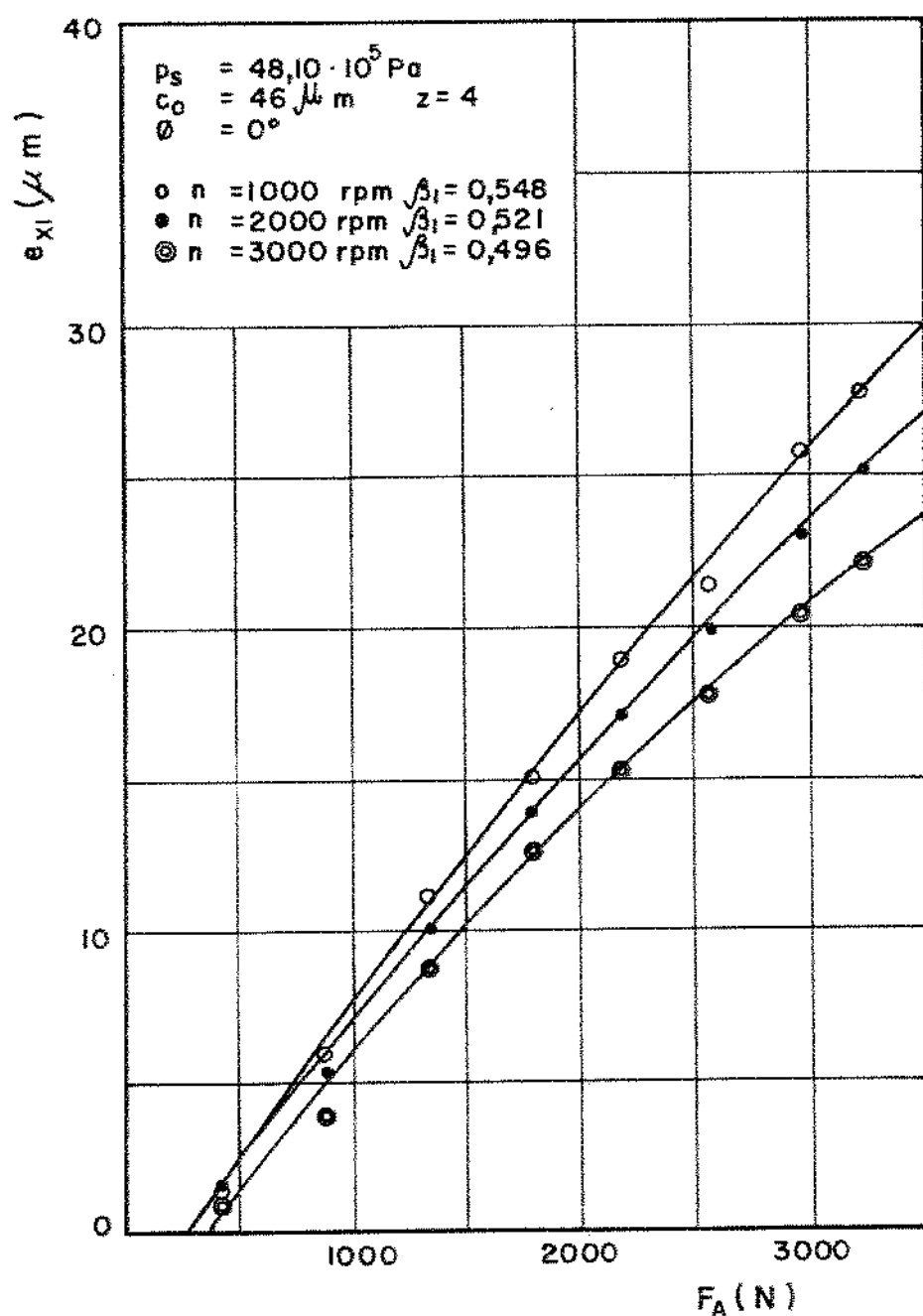


FIGURA 8.34- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo girando, pressão de alimentação $p_s = 48,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ e carga aplicada na direção do centro da bolsa. Os pontos são as médias de 2 leituras

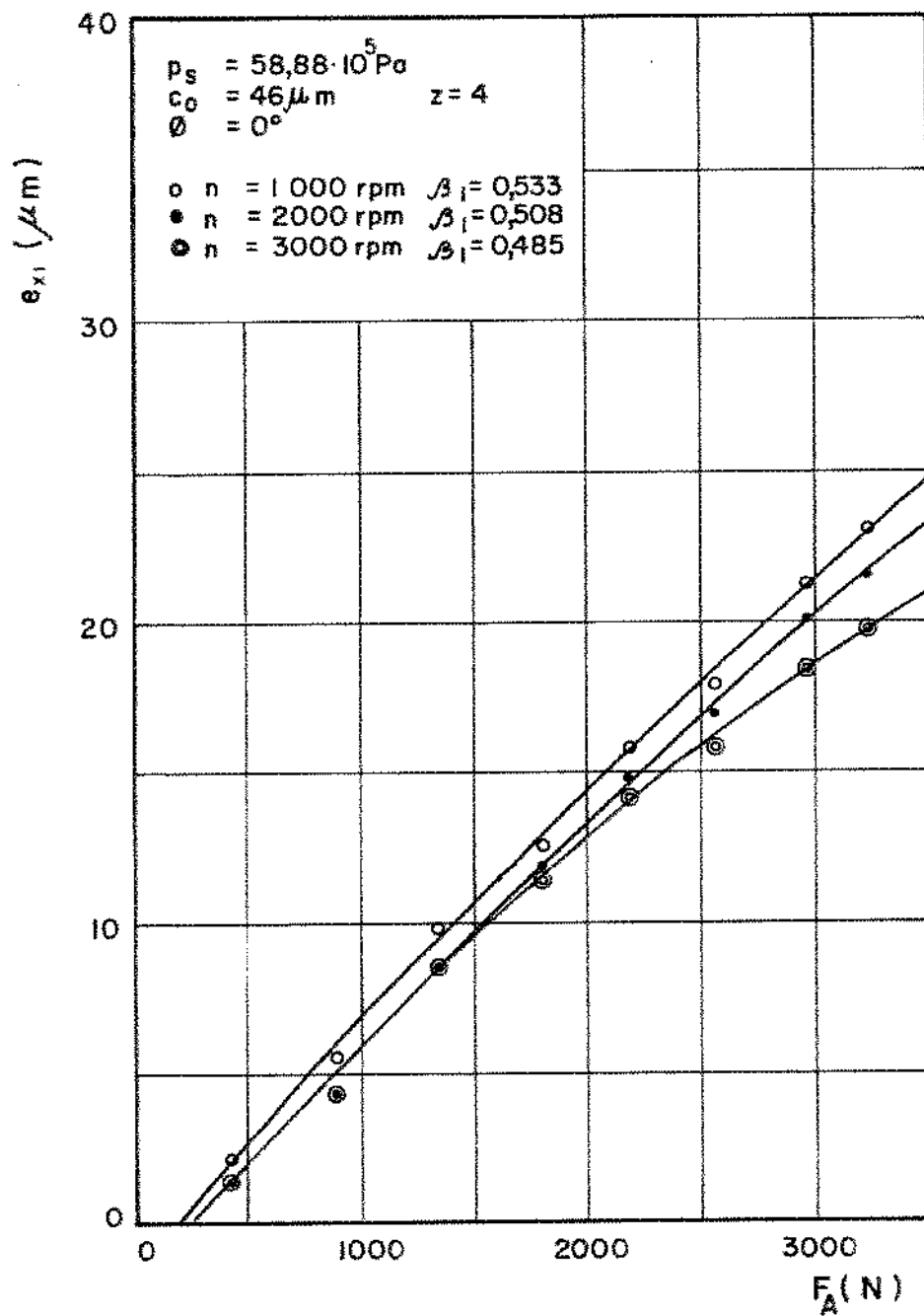


FIGURA 8.35- Deslocamento radial em função da força aplicada, com eixo girando, pressão de alimentação $p_d = 58,9 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ e carga aplicada na direção do centro da bolsa. Os pontos são as médias de 2 leituras

Esse parâmetro operacional de projeto permite uma avaliação melhor do efeito hidrodinâmico nos mancais hidrostáticos, à semelhança do número de Sommerfeld. Como pode ser observado na figura 6.9, para uma mesma excentricidade relativa, ao dobrar-se o parâmetro S_H , consegue-se quase que o mesmo efeito na carga específica, ou, em outras palavras, dobra-se a rigidez.

Com isto em mente e com o auxílio da Tabela 8.3, pode-se entender melhor o comportamento das curvas das figuras 8.33 à 8.35. O que se conclui é que com a pressão de alimentação $p_A = 39,12 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, prevalece o efeito hidrodinâmico no mancal, ao passo que nas pressões mais elevadas, o efeito hidrostático combina-se com o efeito hidrodinâmico, fazendo com que a rigidez resultante diminua, em vez de aumentar proporcionalmente ao aumento da pressão de alimentação.

Outro ponto interessante que se verificou, que também é concordante com experiências anteriores, é a diminuição da relação de pressão radial, com o aumento da rotação, devido ao aumento da circulação de óleo.

8.3.1.3- RIGIDEZ AXIAL COM O EIXO ESTACIONÁRIO

A carga axial foi aplicada pelo pistão hidráulico, de maneira progressiva, e a força foi medida tanto com a célula de carga quanto por intermédio da pressão aplicada, nos testes iniciais. A coincidência de resultados obtidos com a leitura simultânea pelos dois sistemas de medição da força foi perfeita, e optou-se então pelo controle através da pressão aplicada, dada a pequena capacidade da célula de carga, cerca de 600N.

O sistema utilizando-se a alavanca não foi utilizado, pois não foram feitos, nesta etapa, ensaios com a rigidez combinada.

O deslocamento foi medido com um palpador Millitron, com contato.

Foram feitas quatro repetições para cada condição, e os valores médios experimentais estão mostrados nas figuras 8.36 à 8.41. As linhas tracejadas representam as relações teóricas e as linhas contínuas, as funções ajustadas pelo método dos mínimos quadrados.

Como pode se observar, a relação teórica

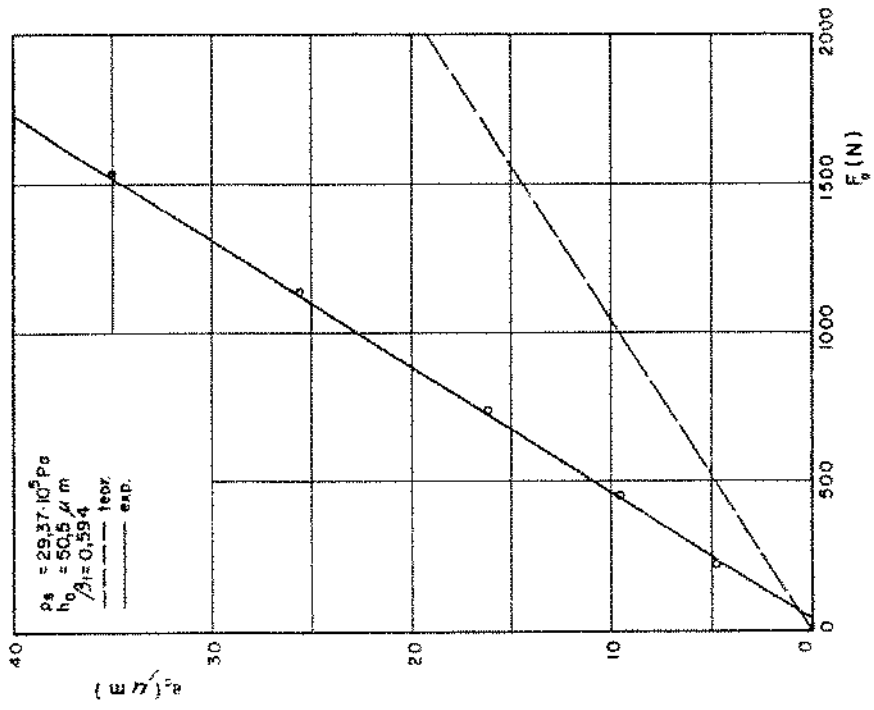


FIGURA 8.36- Deslocamento axial em função da força aplicada , com eixo estacionário e pressão de alimentação $p_s=19,6 \cdot 10^5 Pa$. Os pontos são as médias de 4 leituras

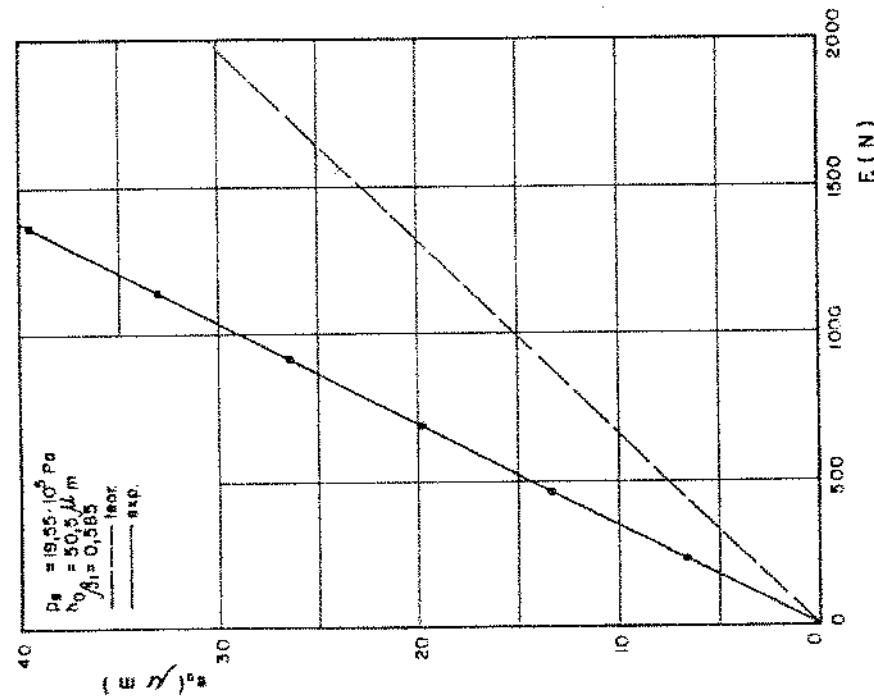


FIGURA 8.37- Deslocamento axial em função da força aplicada , com eixo estacionário e pressão de alimentação $p_s=29,4 \cdot 10^5 Pa$. Os pontos são as médias de 4 leituras

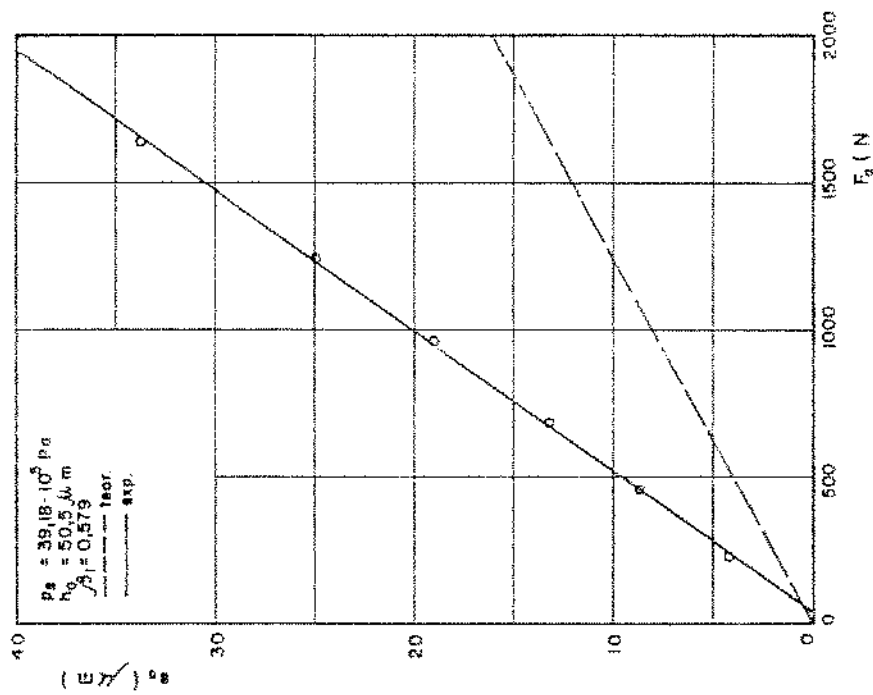


FIGURA 8.38- Deslocamento axial em função da força aplicada , com eixo estacionário e pressão de alimentação $p_s = 39,2 \cdot 10^5$ Pa. Os pontos são as médias de 4 leituras

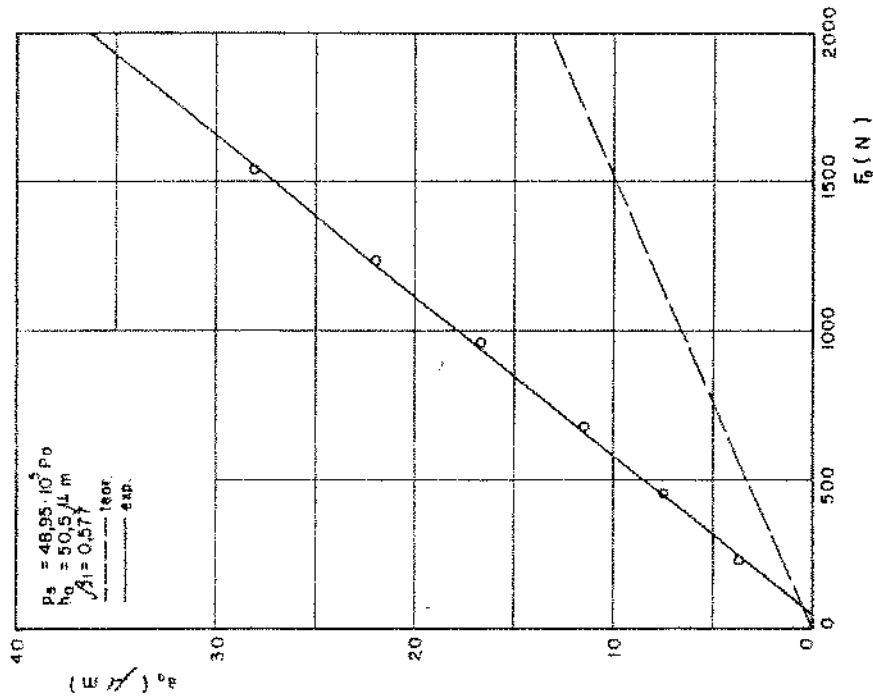


FIGURA 8.39- Deslocamento axial em função da força aplicada , com eixo estacionário e pressão de alimentação $p_s = 49,0 \cdot 10^5$ Pa. Os pontos são as médias de 4 leituras

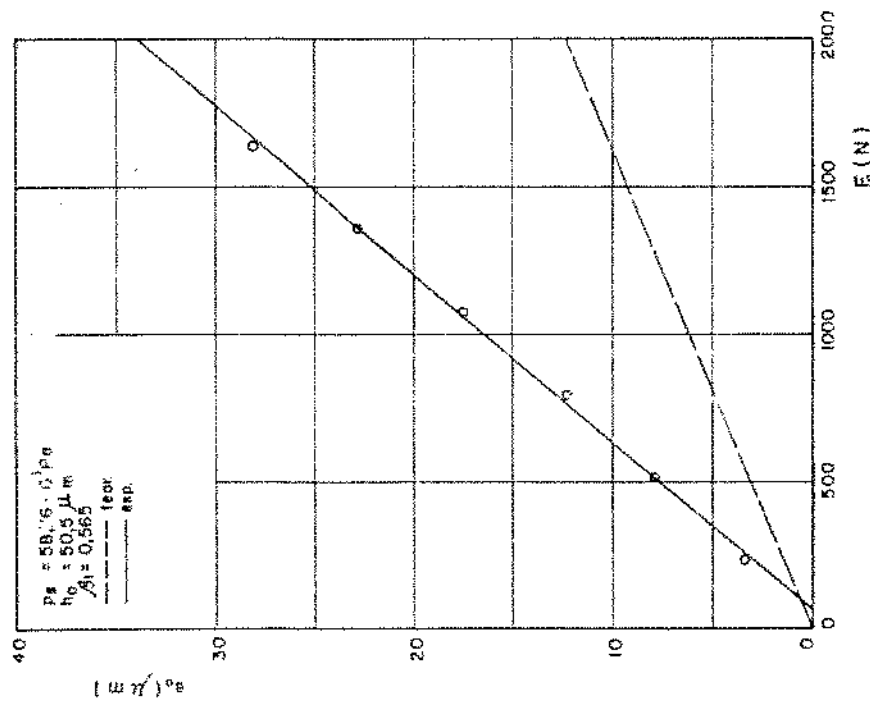


FIGURA 8.40- Deslocamento axial em função da força aplicada , com eixo estacionário e pressão de alimentação $p_A = 58,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

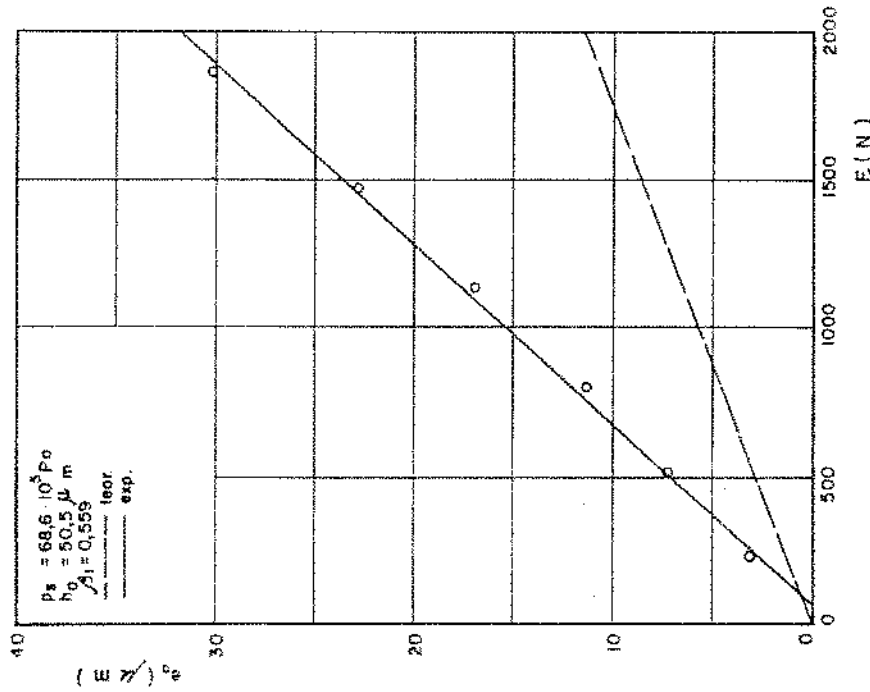


FIGURA 8.41- Deslocamento axial em função da força aplicada , com eixo estacionário e pressão de alimentação $p_A = 68,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Os pontos são as médias de 4 leituras

superestima a rigidez axial do mancal, para todas as pressões ensaiadas, o que, pela análise do procedimento de cálculo, nos leva ao fator adimensional de rigidez axial $\bar{\lambda}_a$, que é o único termo não deduzido da equação 6.41, sendo obtido de um gráfico provavelmente empírico. Com o ajuste da função $\beta_2 \times \bar{\lambda}_a$, haveria a possibilidade de se obter uma relação teórica mais coerente com os valores experimentais.

8.3.2- VAZÃO

Utilizando-se a metodologia proposta no item 8.1.4, foram feitas quatro medidas de vazão para cada pressão ensaiada.

Para cada condição, após o ajuste da pressão de alimentação, foram feitas quatro leituras das temperaturas e pressões durante o tempo de 1 minuto, após um período de 2 a 3 minutos de estabilização do fluxo. Em cada série, a ordem das pressões era modificada, pois o óleo aquecia-se à medida que as medições iam sendo efetuadas.

Este procedimento visou criar uma aleatoriedade nos resultados, fazendo com que a vazão fosse medida com a mesma pressão em quatro temperaturas diferentes. Com a correção dos valores medidos da vazão para uma mesma temperatura, verificou-se uma dispersão bem baixa dos resultados.

Os valores médios obtidos, corrigidos para a temperatura de 30°C (temperatura média durante os ensaios), estão apresentados na tabela VIII.5, em comparação com os valores teóricos.

Na figura 8.42 estão mostrados os pontos levantados e a função pressão x vazão teórica.

TABELA VIII.5- Valores teóricos e medidos da vazão, corrigidos para 30°C

p_{Δ} ($10^5 Pa$)	Qteor. ($10^{-6} m^3/s$)	Qmed. ($10^{-6} m^3/s$)
19,74	5,8	6,0
29,55	8,8	8,8
39,19	11,8	11,7
48,98	14,8	14,8
58,67	17,8	18,0
68,52	20,8	21,3
$\beta_1 = 0,565 \quad \eta_{30^{\circ}C} = 0,10138 \text{ Ns/m}^2$		

A relação teórica utilizada (8.29) é a relação 6.56 modificada, com o valor da relação de pressões axial β_2 em função da relação β_1 , pois este valor medido tem menor incerteza que o valor de β_2 , ou seja:

$$q = p_{\delta} \cdot \frac{h_0^3}{\eta} \cdot \bar{Q} \quad (6.56)$$

com

$$\begin{aligned} \bar{Q} &= 2 \cdot \beta_2 \cdot \bar{B}oa = 2 \cdot \beta_2 \cdot \left[\frac{z \bar{B}oa}{2} \left(\frac{\beta_1}{\beta_2} - 1 \right) \cdot \left(\frac{c}{h_0} \right)^3 \right] \\ &= z \cdot (\beta_1 - \beta_2) \left(\frac{c}{h_0} \right)^3 \cdot \bar{B}oa \\ &= z \cdot (\beta_1 - \beta_2) \left(\frac{c}{h_0} \right)^3 \cdot \frac{\pi \cdot D}{6 \cdot z \cdot a} \end{aligned}$$

substituindo-se $\beta_2 = 2\beta_1 - 1$ tem-se

$$\bar{Q} = (1 - \beta_1) \left(\frac{c}{h_0} \right)^3 \cdot \frac{\pi \cdot D}{6 \cdot a} \quad (8.28)$$

e

$$q = p_{\delta} \cdot \frac{c^3}{\eta} \cdot (1 - \beta_1) \cdot \frac{\pi \cdot D}{6 \cdot a} \quad (8.29)$$

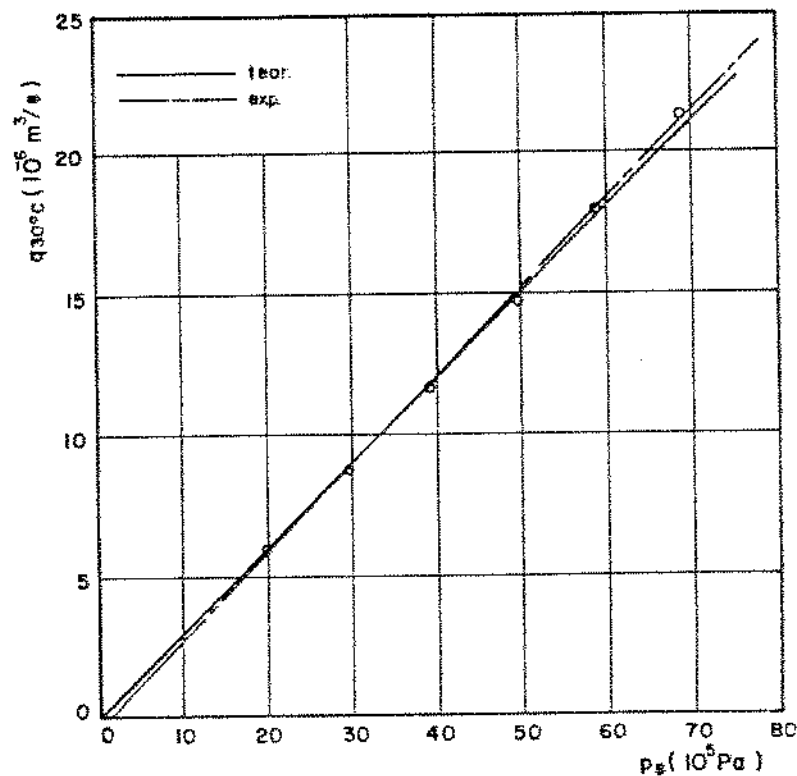


FIGURA 8.42- Pressão x vazão

Pela análise da figura 8.42, conclui-se que a vazão teórica prevista é bastante precisa, se comparada com os valores experimentais.

8.3.2.1- POTÊNCIA DE BOMBEAMENTO

Com os valores da pressão de bombeamento e da vazão, podemos calcular a potência de bombeamento, segundo a relação 6.57.

Os valores experimentais, corrigidos para a temperatura de 30°C , estão apresentados na figura 8.43, bem como a função teórica pressão x potência de bombeamento.

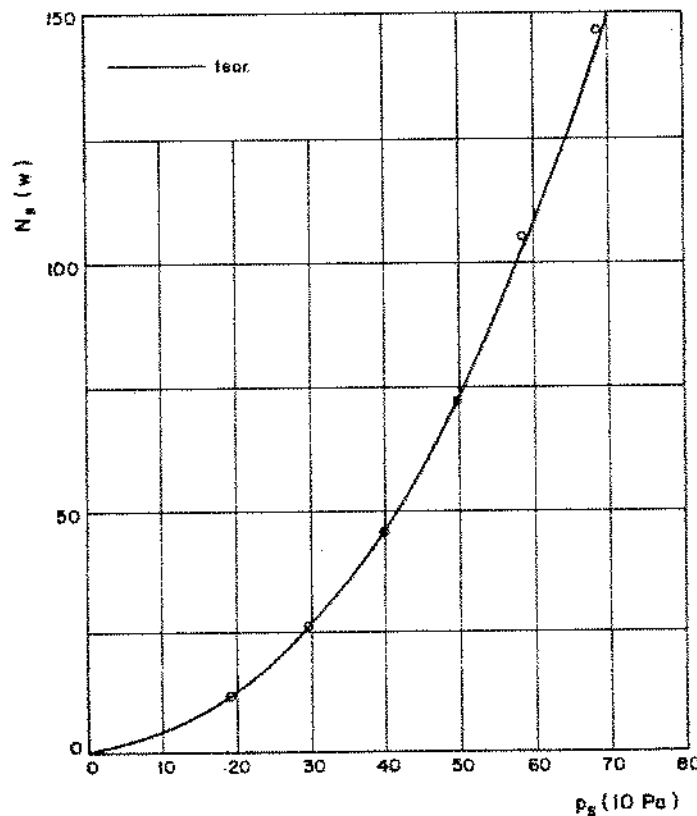


FIGURA 8.43- Pressão de alimentação x potência de bombeamento

Como pode se observar, a concordância entre os valores experimentais e os valores teóricos é muito boa.

8.3.3- POTÊNCIA DE ATRITO

A potência de atrito foi medida com o auxílio do torquímetro descrito no item 7.5, e da medição da pressão e da temperatura nos diversos pontos, conforme mostrado no esquema da figu-

ra 8.1.

A potência de atrito total medida, dada pelo torque e pela rotação do eixo, é composta de três parcelas:

- potência de atrito do mancal principal,
- potência de atrito do mancal hidrostático auxiliar, e
- potência de atrito do mancal de rolamento, necessário para a aplicação de carga quando o eixo está girando.

A potência de atrito devido ao torquímetro verificou-se ser desprezível.

A partir dos valores medidos, a potência de atrito no mancal de Yates pode ser estimada, tanto teórica quanto experimentalmente.

O torque de atrito do mancal de rolamento pode ser calculado com o auxílio de dados fornecidos pelo próprio fabricante [37], e constitui-se de duas parcelas, uma dependente da força aplicada sobre o mancal, e outra independente. Assim,

$$M = M_0 + M_1$$

onde

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \quad e$$

$$M_1 = f_1 \cdot p_1 \cdot d_m$$

com

- f_0 e f_1 - fatores tabelados (-) ;
- d_m - diâmetro médio do mancal (mm) ;
- p_1 - carga no mancal (N) ;
- v - viscosidade cinemática do óleo base da graxa (mm²/s) , e
- n - rotação do mancal (rev/min).

A potência de atrito do mancal hidrostático auxiliar foi calculada com o auxílio da equação 6.26b, salientando-se que a mesma superestima levemente os valores experimentais, como verificado por Longuinho [4].

A potência de atrito foi medida nas mesmas condições que a rigidez radial com o eixo em movimento, ou seja, com pressões variando de 4 a 5 MPa e com rotações de 1000 a 3000 rpm.

Na primeira série de medições, sem aplicação de cargas radiais, foram feitas três repetições para cada condição, e os valores médios das potências medidas e calculadas, foram corrigidos para uma mesma temperatura, 30°C , para efeito de comparação. Os valores experimentais e teóricos estão mostrados na figura 8.44.

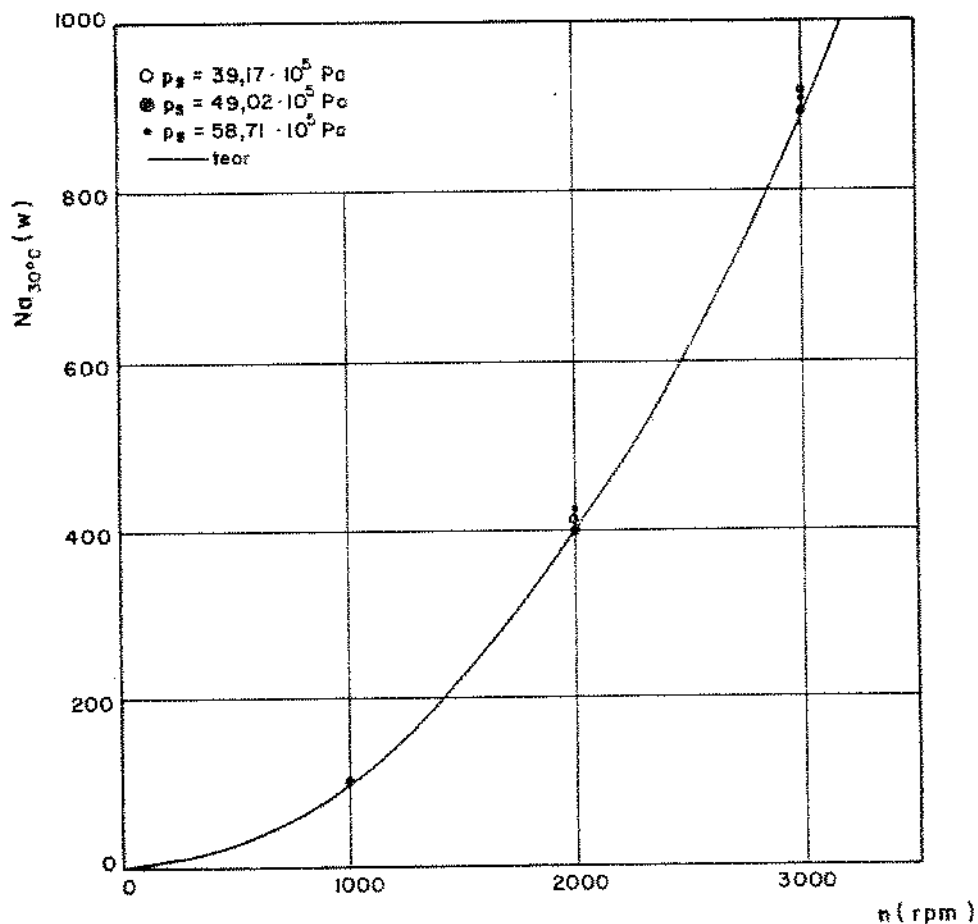


FIGURA 8.44- Potência de atrito corrigida para 30°C em função da rotação do eixo, sem cargas

Pela análise da figura acima, conclui-se que a estimativa teórica da potência de atrito é muito boa, visto que a curva

va teórica está contida na faixa de dispersão dos pontos experimentais, que varia de $\pm 10\%$ para a menor rotação a $\pm 5\%$ no caso de maior rotação, nos piores casos.

Essa dispersão dos valores experimentais poderia ser melhorada, com a utilização de um sistema de leitura de rotação simultaneamente à leitura de torque, com o controle da temperatura média do óleo no mancal traseiro, aqui considerada a mesma do mancal dianteiro, por simplicidade, e principalmente com o emprego de um sistema de estabilização da temperatura do óleo, na entrada dos capilares.

Observou-se também que, para as pressões e rotações utilizadas, a pressão de alimentação não influenciou a potência de atrito do mancal, sensivelmente.

Na segunda série de medições, procurou-se avaliar a influência da carga radial na potência de atrito. Para cada condição foi feita apenas uma medição, e os valores obtidos estão mostrados nas figuras 8.45 a 8.47. Esses valores não foram corrigidos para a temperatura de 30°C , como no caso anterior, sendo dados os valores efetivamente medidos, em cada condição.

A rigor, a correção dos valores da potência de atrito para uma mesma temperatura introduz um erro, pois implica em modificações diferentes do parâmetro S_H , para cada caso, razão pela qual optou-se pela não correção dos valores da potência de atrito em carga.

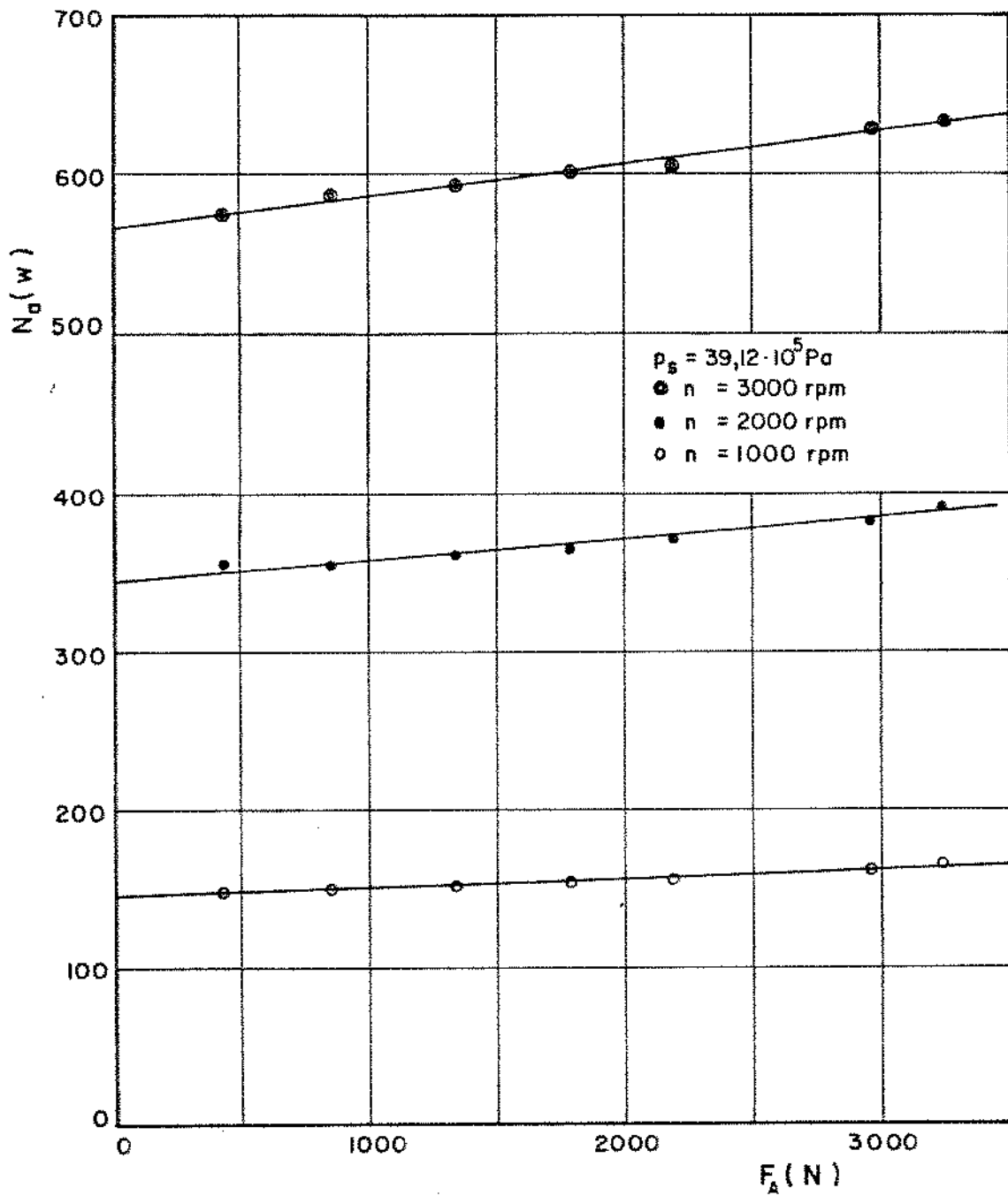


FIGURA 8.45- Potência de atrito em função da carga radial aplicada na direção de uma das bolsas, com pressão de alimentação $p_s = 39,12 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

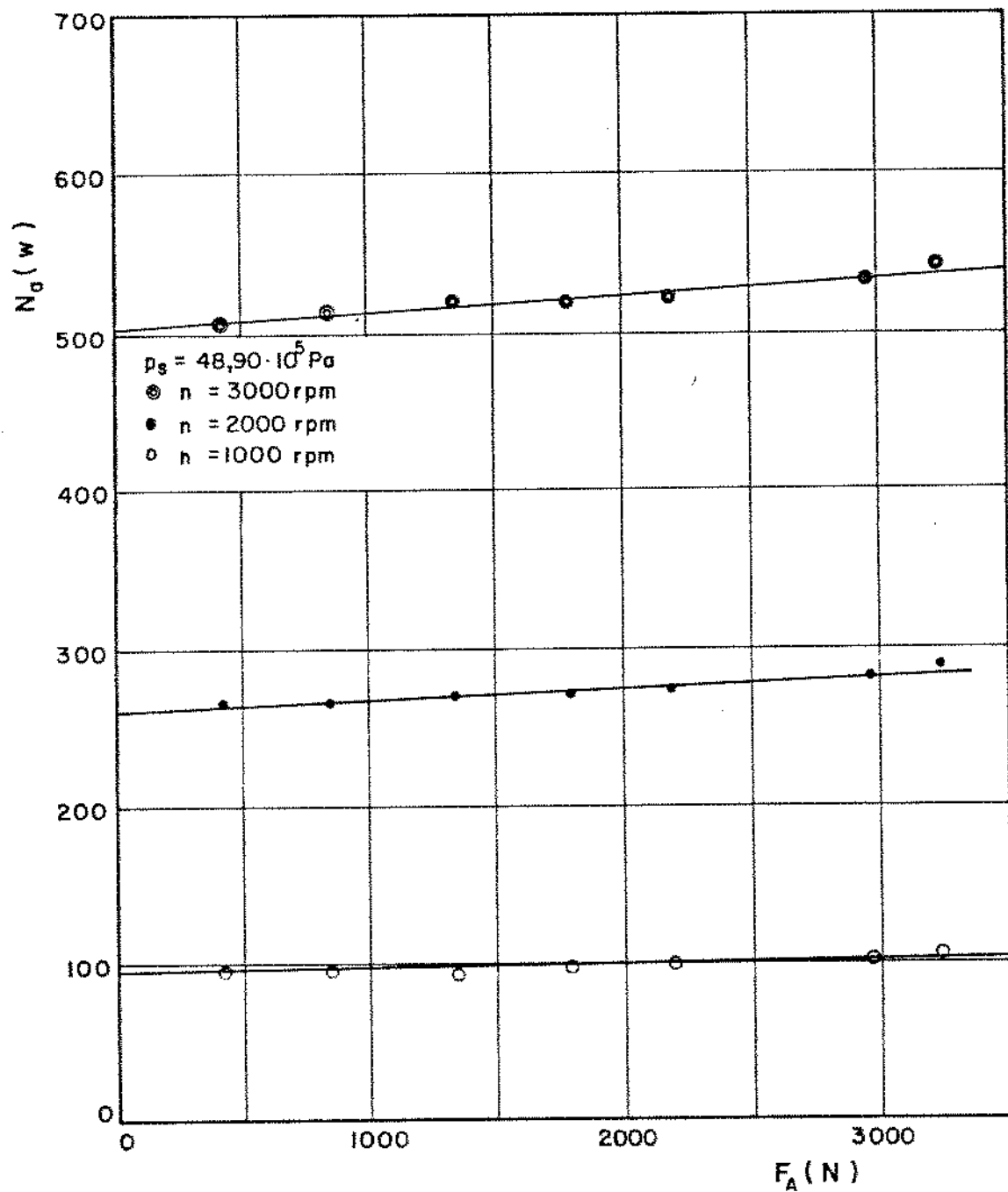


FIGURA 8.46- Potência de atrito em função da carga radial aplicada na direção de uma das bolsas, com pressão de alimentação $p_\Delta = 48,90 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

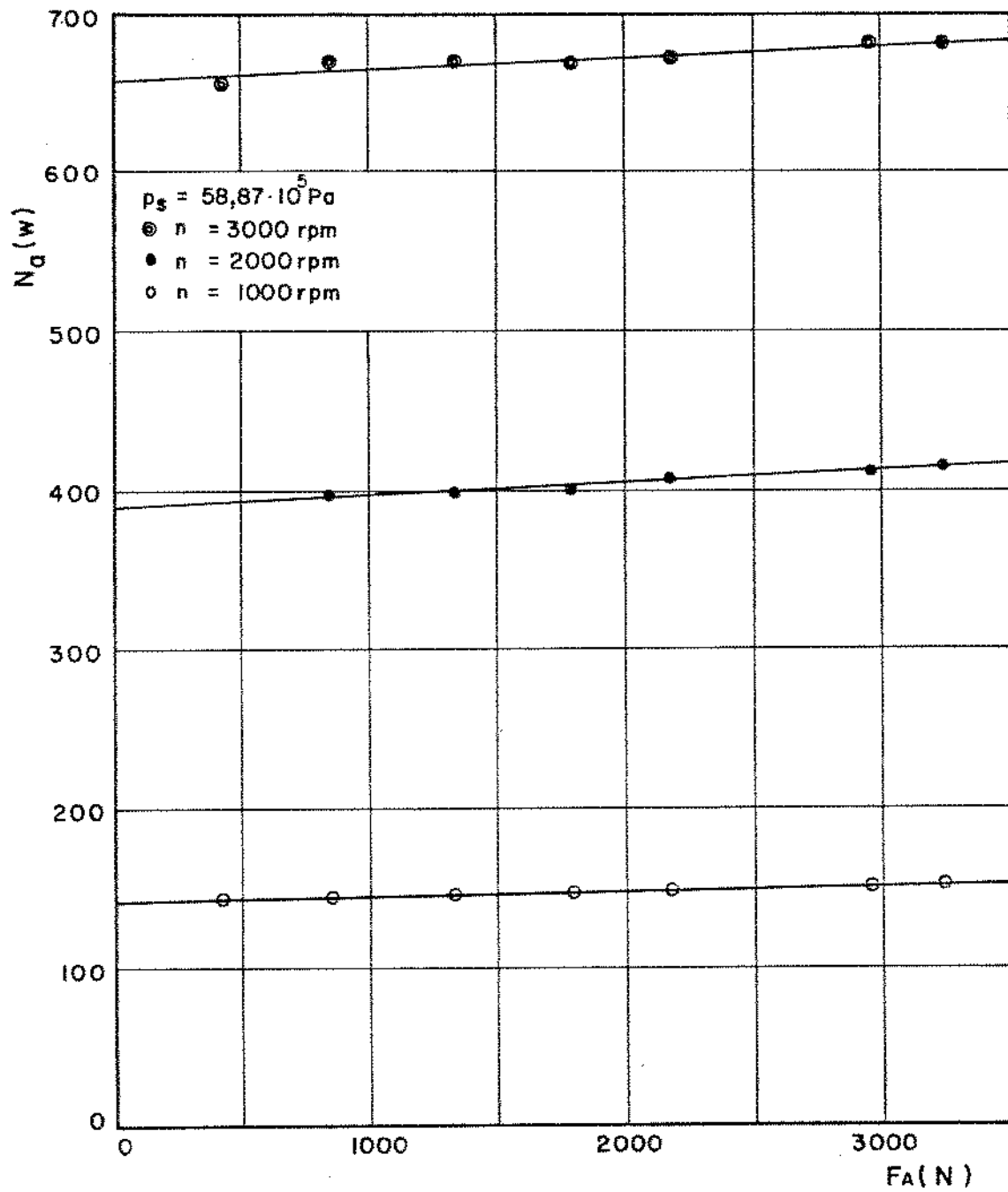


FIGURA 8.47- Potência de atrito em função da carga radial aplicada na direção de uma das bolsas, com pressão de alimentação $p_s = 58,87 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Como pode se perceber nas figuras, a potência de atrito aumenta levemente com a carga aplicada, sendo que esse aumento é maior, na medida em que a rotação é maior.

O aumento da potência de atrito com a carga aplicada verificou-se ser menor à medida que a pressão de alimentação aumenta.

Estas conclusões são mais qualitativas que quantitativas, principalmente porque os valores obtidos incluem uma parcela correspondente ao mancal de rolamento. O momento de atrito dos mancais de rolamento pode ser calculado com precisão, através de equações fornecidas pelos fabricantes, equações estas deduzidas e verificadas experimentalmente. Contudo, quando se incorpora nos mesmos vedações e retentores, o comportamento do atrito não é facilmente estimado, mas sabe-se que a influência é muito grande.

Devido à esse fato, os valores dos torques medidos experimentalmente apresentam uma imprecisão difícil de ser estimada, mas que faz com que aqueles valores estejam superestimados. Entretanto, em todos os casos, o torque aumentou com a carga aplicada.

As mesmas observações feitas com relação ao aumento de precisão, no caso de potência de atrito em vazio, são também válidas para este caso, acrescentando-se a necessidade de um levantamento experimental do torque de atrito do mancal de rolamento, nas diversas condições utilizadas nos testes.

IX- CONCLUSÕES

No capítulo VI foi apresentado o método de cálculo proposto por Wearing, Donoghue e Rowe [30]. Baseando-se naquele método de cálculo, dimensionou-se um mancal de pequenas dimensões.

O capítulo VII refere-se ao projeto e construção de um protótipo constituído de um eixo suportado por dois mancais hidrostáticos, um dos quais combinado, na configuração conhecida como mancal de Yates.

No capítulo VIII foi apresentado o sistema de medição, bem como a metodologia de ensaio. Para tanto foram tomados cuidados especiais na parte referente às calibrações dos diversos sensores e sistemas de medição, assim como do sistema de aplicação de cargas no eixo. Foi realizada uma série de testes para verificar a veracidade do método de cálculo proposto, por Wearing et alii [30].

Através dos ensaios realizados, constatou-se o seguinte:

- 1º) Os valores de rigidez radial calculados são maiores que os valores medidos. Atribui-se essa discrepância ao fator de rigidez adimensional $\bar{\lambda}_{or}$ (equação 6.52), na forma como é apresentado. Baseando-se nos resultados dos ensaios, propõe-se uma modificação daquela relação, com fundamento na dedução desse fator para mancais hidrostáticos radiais. Com os valores assim calculados, a rigidez prevista aproxima-se dos valores experimentais obtidos.
- 2º) Os valores da rigidez axial calculados são maiores que os valores medidos, quase na mesma proporção verificada para a rigidez radial. Também aqui se atribui a origem da discrepância ao fator adimensional de rigidez axial $\bar{\lambda}_a$ (equação 6.41). Para o caso de rigidez axial, contudo, o fator é obtido de um gráfico (figura 6.16), sem indicações de uma dedução matemática, o que dificulta a sua verificação, como foi feito no item anterior.
- 3º) Os valores de vazão calculados praticamente coincidem com os valores experimentais obtidos. Desta forma a relação dada pode ser utilizada sem restrições.
- 4º) Os valores da potência de atrito em vazio calculados são ligeiramente menores que os valores experimentais encontrados. Para a potência de atrito em carga, não há previsão teórica, mas verificou-se que a mesma aumenta levemente, de forma

praticamente linear, com a carga radial aplicada.

No prosseguimento dos trabalhos de pesquisa, ainda no protótipo construído, pretende-se:

- verificar a interação das rigidezes axial e radial, uma vez que a construção do protótipo prevê a possibilidade de cargas combinadas;
- estudar o parâmetro adimensional de carga axial, para corrigir o método de cálculo proposto por Wearing et alii [30], e
- estudar de forma mais abrangente a influência da rotação na rigidez, tanto axial quanto radial.

Como aplicação prática, pretende-se construir um conjunto eixo árvore/mancais hidrostáticos, com configuração semelhante ao protótipo, e aplicá-lo em um torno paralelo universal. O projeto já foi desenvolvido e a máquina já está preparada para receber o sistema de mancais.

Com essa construção pretende-se comparar as características de rigidez, precisão de giro e amortecimento com o sistema original da máquina, com mancais de rolamento. Isto possibilitará o estudo de viabilidade técnico-econômica para a substituição dos mancais de rolamento por mancais hidrostáticos em máquinas-ferramenta.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CAMERON, A. - Basic lubrication theory. London. Longman , 1971.
- [2] ROWE, W. B. & O'DONOGHUE, J. P. - A review of hydrostatic bearings design. In: CONFERENCE ON EXTERNALLY PRESSURIZED BEARINGS, London, 1971. Proceedings...London, Institution of Mechanical Engineers, 1972 p.157-187.
- [3] O'DONOGHUE, J. P. & ROWE, W. B. - Optimization of hydrostatic bearings for minimum power and low temperature rise . Industrial Lubrication, 21:101-106, april, 1969.
- [4] SZERI, A. Z. - Tribology; friction, lubrication and wear. Washington. Hemisphere, 1980.
- [5] OPITZ, H. - Pressure pad bearings. In: PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS, London, 1967-68 . p.100-115.
- [6] RIPPEL, H. C. - A review of hydrostatically lubricated bearings for machine tools. Lubrication Engineering-ASLE, 28(12): 459-463, 1972.
- [7] O'DONOGHUE, J. P. & ROWE, W. B. - Hydrostatic bearing design Tribology, n.2, feb. p.25-71, 1969.
- [8] FORT, P. - Industrial experiences made with hydrostatic bearings and guideways. In: ANNALS OF THE CIRP 28: 287-292, 1979.
- [9] HAHN, W. - Untersuchungen über die Verlagerung einer hydrostatisch gelagerten Welle. Werkzeugmaschine Int., n.2: 22-28 , 1972.
- [10] ROWE, W. B. & O'DONOGHUE, J. P. - The practical uses and advantages of externally pressurised liquid bearings. In: PROC. OF IND. LUB. & TRIB. SYM., London, 1969.
- [11] LEAL, L. C. M. - Mancais radiais hidrostáticos; métodos de cálculo e verificações experimentais. Florianópolis , Univ. Fed. de Santa Catarina, 1975. (tese de mestrado)
- [12] SCHNEIDER, C. A. - Rigidez estática de árvores de máquinas-ferramenta. Florianópolis, Univ. Fed. de Santa Catarina, 1974. (tese de mestrado)

- [13] TLUSTY, J. - Construção de árvores para máquinas-ferramenta. São Paulo, STI/IPT, 1975.
- [14] DUCHAÎNE, P. J. - Broches de machines-outils pour usinage à grande vitesse. In: ANNALS OF THE CIRP 31:239-242, 1982.
- [15] SKF - Catálogo de mancais de precisão. p.74-93, s.d.
- [16] HALLSTEDT, G. - Standardized hydrostatic bearings units . In: CONFERENCE ON EXTERNALLY PRESSURIZED BEARINGS, London, 1971. Proceedings...London, Institution of Mechanical Engineers, 1971. p.422-430, 1972.
- [17] STANSFIELD, F. M. - Hydrostatic bearings for machine tool and similar applications. London, The Machinery Publishing Co. Ltd., 1970.
- [18] OPITZ, H. - Moderner Werkzeugmaschinenbau . Essen, W. Girardet, 1971.
- [19] RIPPEL, H. C. - Design of hydrostatic bearings. Machine Design, 35(18-28), 1963.
- [20] DE GAST, J. G. C. - A new type of controlled restrictor(M.D.R.) for double film hydrostatic bearings and its applications to high-precision machine-tools. In:PROC. OF 7th INT. MACH. TOOL DES. & RES. CONF., Oxford, Pergamon-Press p. 397-418, 1967.
- [21] MOHSHIN, M. E. - The use of controlled restrictors for compensating hydrostatic bearings. In: ADVANCES IN MACHINE TOOL DESIGN & RESEARCH p. 429-442, 1962.
- [22] STANSFIELD, F. M. - The design of plane hydrostatic (oil) bearings. MTDR - Notes for Designers nº 1, 1967.
- [23] ROYLE, J. K. et al. - Applications for automatic control to pressurized oil film bearings. In: PROC. INSTN. MECH. ENGRS. 176: 532-541, 1962.
- [24] MORSI, S. A. - Tapered spool controller for pressurized oil film bearings. In: PROC. INSTN. MECH. ENGRS. 184: pt 1: 387-396, 1969-70.
- [25] ROWE, W. B. & O'DONOGHUE, J. P. - Design procedures for hydrostatic bearings. London. The Machinery Publishing Co. Ltd., 1971.
- [26] O'DONOGHUE, J. P. & ROWE, W. B. - Hydrostatic journal bearing; exact procedure. Tribology: 230-236, nov. 1968.

- [27] MICHELINI, R. & GHIGLIAZZA, R. - Optimum geometrical design of multipad externally pressurized journal bearings . Meccanica, 3 (4) dez., p. 231-241, 1968.
- [28] ROWE, W. B. - Hydrostatic and hybrid bearing design. London, Butterworths & Co., 1983.
- [29] O'DONOGHUE, J. P. et al. - Design of hydrostatic bearing using an operating parameter. Wear, 14 (9): 355-362 , 1969.
- [30] WEARING, R. S. et al. - Design of combined journal - thrust hydrostatic bearings (the Yates bearing). Machinery and Production Eng. p.301-308, aug. 1970.
- [31] O'DONOGHUE, J. P. et al. - Multirecess externally pressurized bearings using the Yates principle. In: EPB CONF . London, C44/71: 337-351, 1971.
- [32] LUND, J. W. - Static stiffness and dynamic angular stiffness of the combined hydrostatic journal-thrust bearing . Mechanical Technology Inc. Report n. MTI-63TR45, 1963.
- [33] HAHN, W. - Das hydrostatische Spindellager bei schiefer Verlagerung. Werkzeugmaschine International, 3: 9-14 , jun. 1974.
- [34] INTERNATIONAL ORGANISATION FOR STANDARDIZATION-ISO Standard 5176/80 - Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full. Switzerland, ISO, 1980.
- [35] ARAUJO, S. - Dinamômetro para medidas de forças no torneamento. Campinas, Univ. Est. de Campinas, FEC, 1975. (tese de mestrado)
- [36] DOEBELIN, E. O. - Measurement systems; application and design . Tokyo. Kagakusha/McGraw-Hill, 1966.
- [37] SKF - Bearings in Machine-Tools. Göteborg. Wezäta, 1973.
- [38] NIEMANN, G. - Elementos de máquinas. São Paulo. Edgard Blücher Ltd, 1971. 2v.
- [39] DAVIES, P. B. & ANDVIG, T. A. - The behaviour of a multirecess hydrostatic journal bearing in the presence of severe shaft bending. In: PROC. INST. MACHINE TOOL DESIGN AND RESEARCH CONF. Birmingham, Pergamon Press, 1968, p . 351-365.

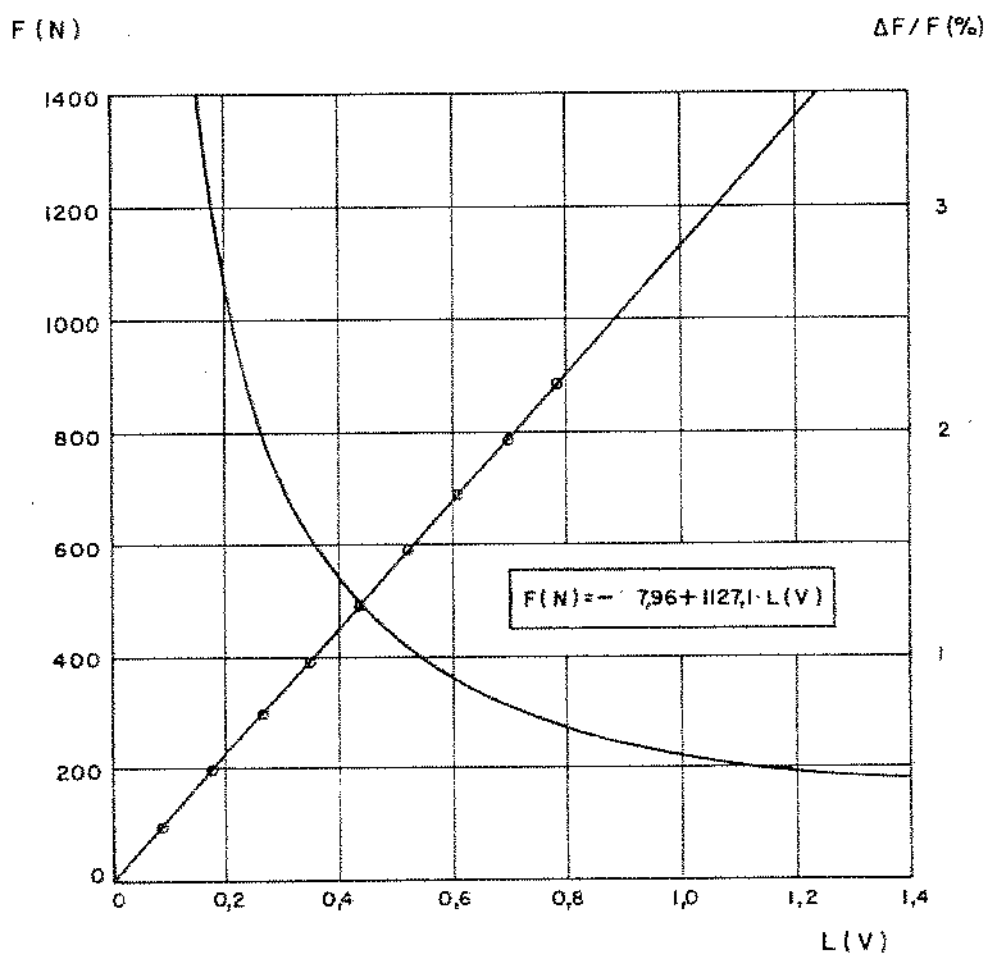
- [40] DAVIES, P. B. - A general analysis of mutirecess hydrostatic journal bearings. In: PROC. OF. INST. MECH. ENG. 1969-1970, 184, part 1, n. 43, p. 827-838.
- [41] HO, Y. S. & CHEN, N. N. S. - Performance characteristics of a capillary compensated hydrostatic journal bearing. Wear, 52: 285-295, 1979.
- [42] GAMBARINI, J. R. et. al. - Projeto de um protótipo de mesa com guias hidrostáticas. In: ANAIS DO 4º CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Florianópolis, TD-1: 1543-1546, 1977.
- [43] PURQUERIO, B. M. et. al. - Ensaíos estáticos de restritores capilares em guias hidrostáticas. In: ANAIS DO 5º CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Campinas, CT-18 382-388, 1979.
- [44] PURQUERIO, B. M. - Projeto e fabricação de mancais de alta precisão lubrificados com filme de fluído. In: ANAIS DO 9º SEMINÁRIO DE COMANDO NUMÉRICO E AUTOMATIZAÇÃO INDUSTRIAL, São Paulo, P14:14.01-14.26, 1989.

ANEXOS

- A1 - Curvas de aferição e erro do cilindro aplicador de força em conjunto com o sensor de pressão Philips DG17K-250atm
- A2 - Curvas de aferição e erro da célula de carga
- A3 - Curva de aferição do sensor de deslocamentos Millitron/Feinpruef
- A4 - Curvas de aferição e erro do sensor de deslocamento indutivo sem contato Hottinger TR8-A
- A5 - Curvas de aferição e erro do sensor de deslocamento indutivo sem contato Hottinger TR8-C
- A6 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão DG17K 100 atm
- A7 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 1
- A8 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 2
- A9 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 3
- A10 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 4
- A11 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 5
- A12 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 6
- A13a - Aferição do diâmetro interno dos tubos capilares
- A13b - Aferição do conjunto de capilares do mancal dianteiro
- A14 - Curvas de aferição e erro do termopar T1
- A15 - Curvas de aferição e erro do termopar T2
- A16 - Curvas de aferição e erro do termopar T3
- A17 - Curvas de aferição e erro do termopar T1/registrador Honeywell
- A18 - Curvas de aferição e erro do termopar T2/registrador Honeywell
- A19 - Curvas de aferição e erro do termopar T3/registrador Honeywell
- A20 - Curvas de aferição e erro do torquímetro

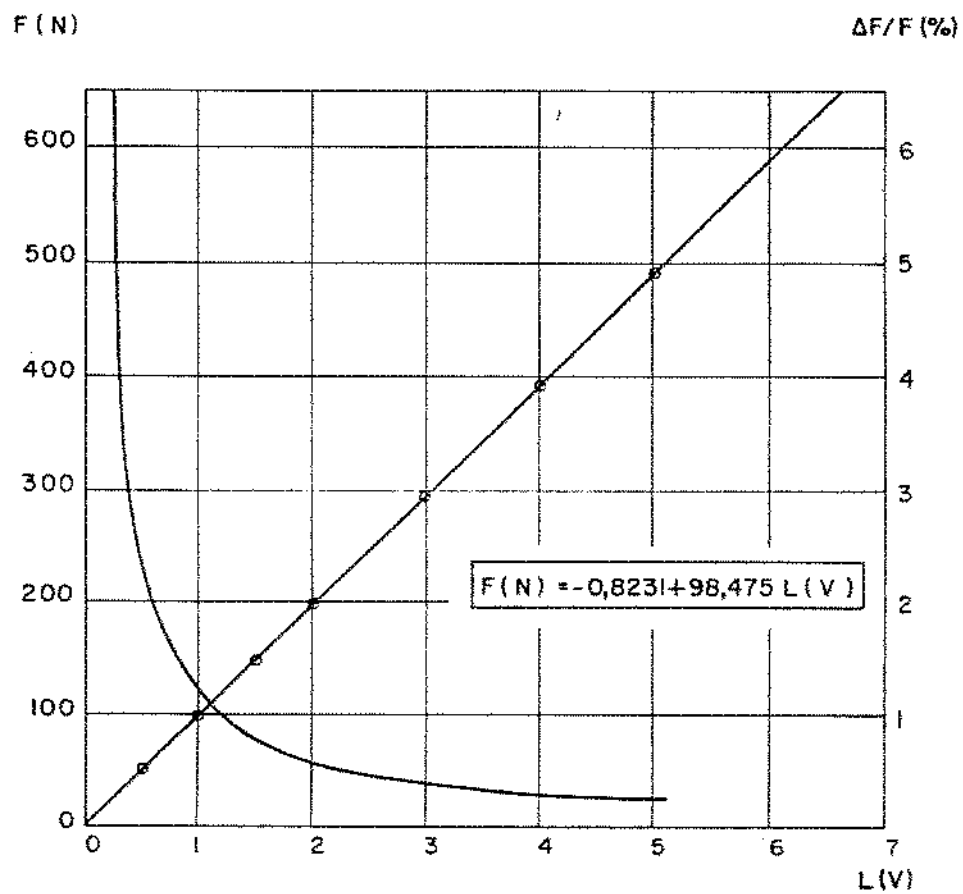
A1 - Curvas de aferição e erro do cilindro aplicador de força em conjunto com o sensor de pressão Philips DG17K-250atm.

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 6 leituras.



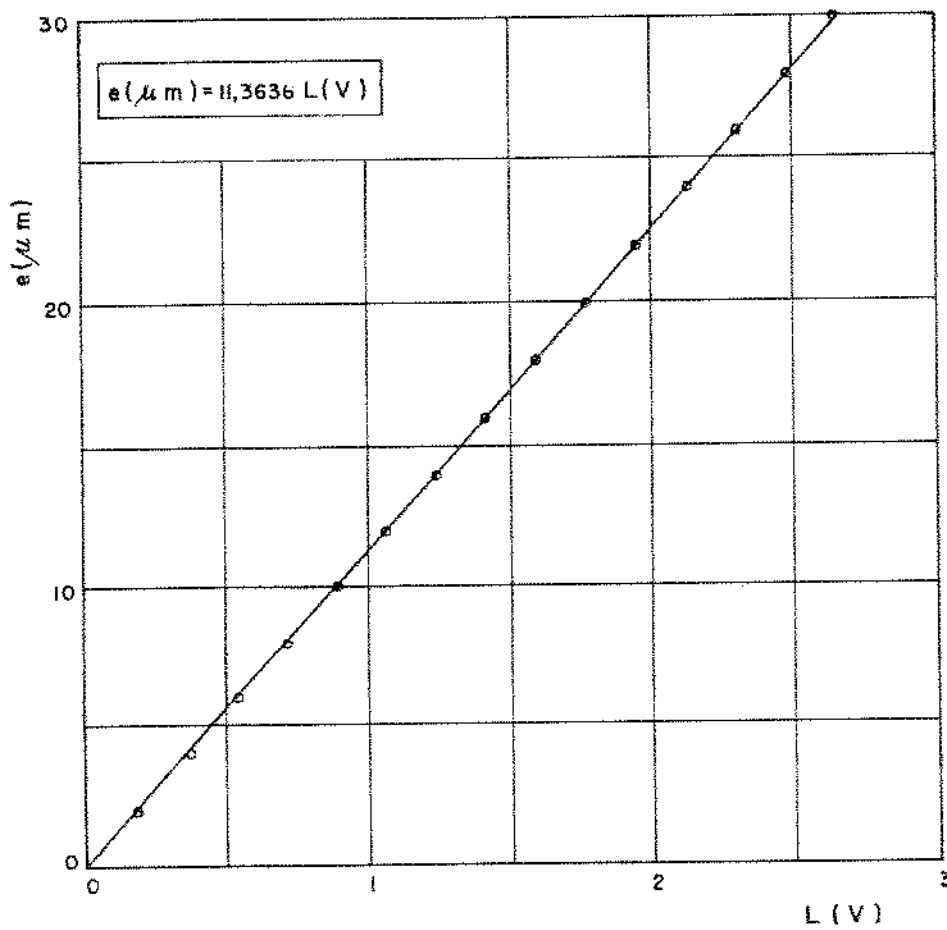
A2 - Curvas de aferição e erro da célula de carga

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



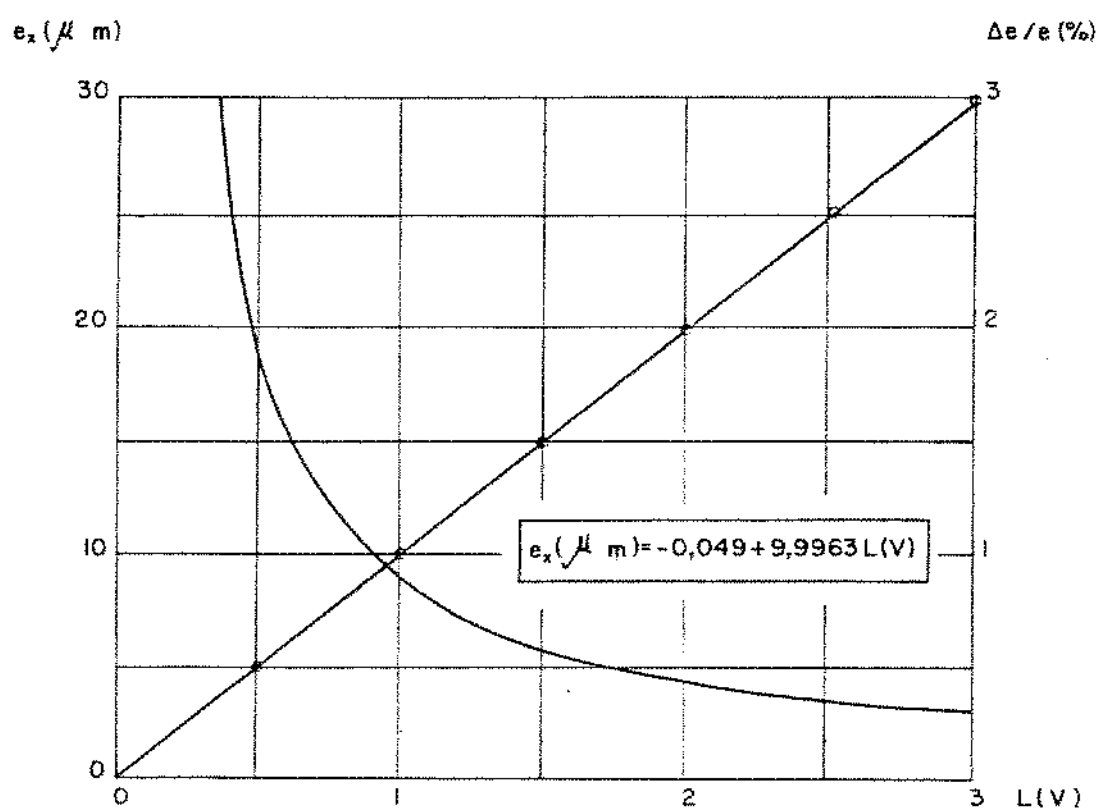
A3 - Curva de aferição do sensor de deslocamentos
Millitron/Feinpruef

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 4 leituras. O erro é menor que 2% para o indicador tipo 1226 e menor que 1% para o indicador tipo 1201, segundo dados do fabricante.



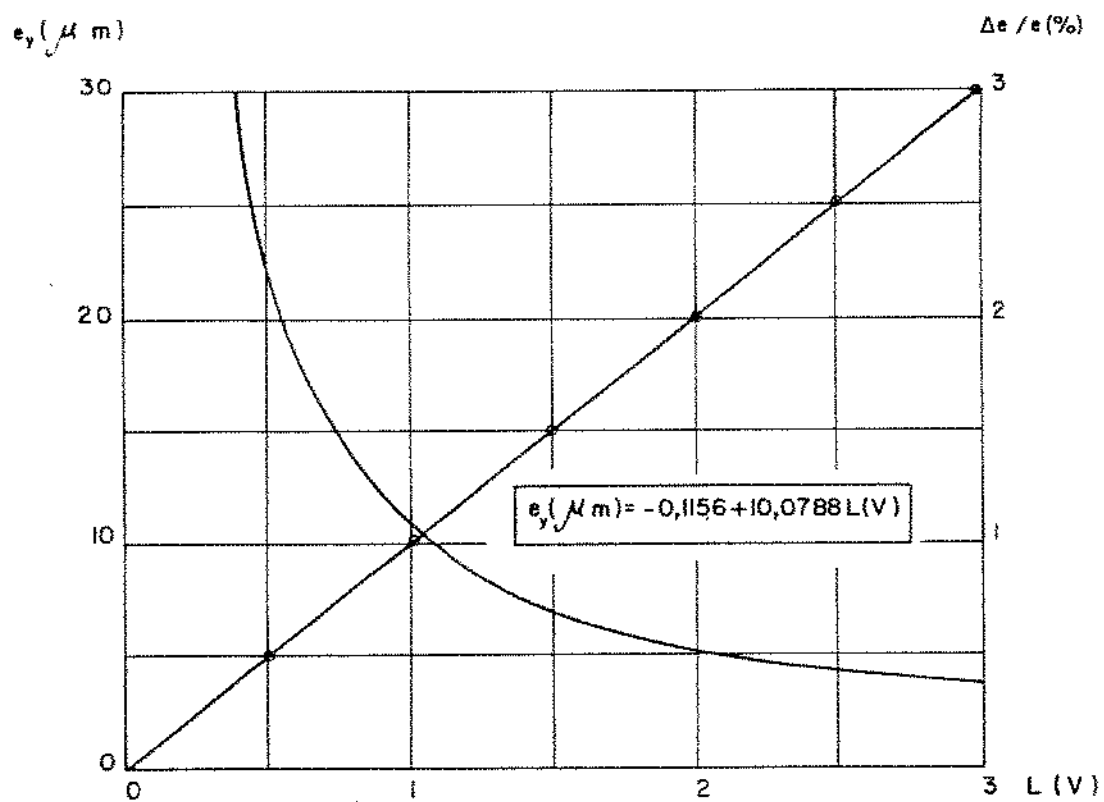
A4 - Curvas de aferição e erro do sensor de deslocamento indutivo sem contato Hottinger TR8-A

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 6 leituras.



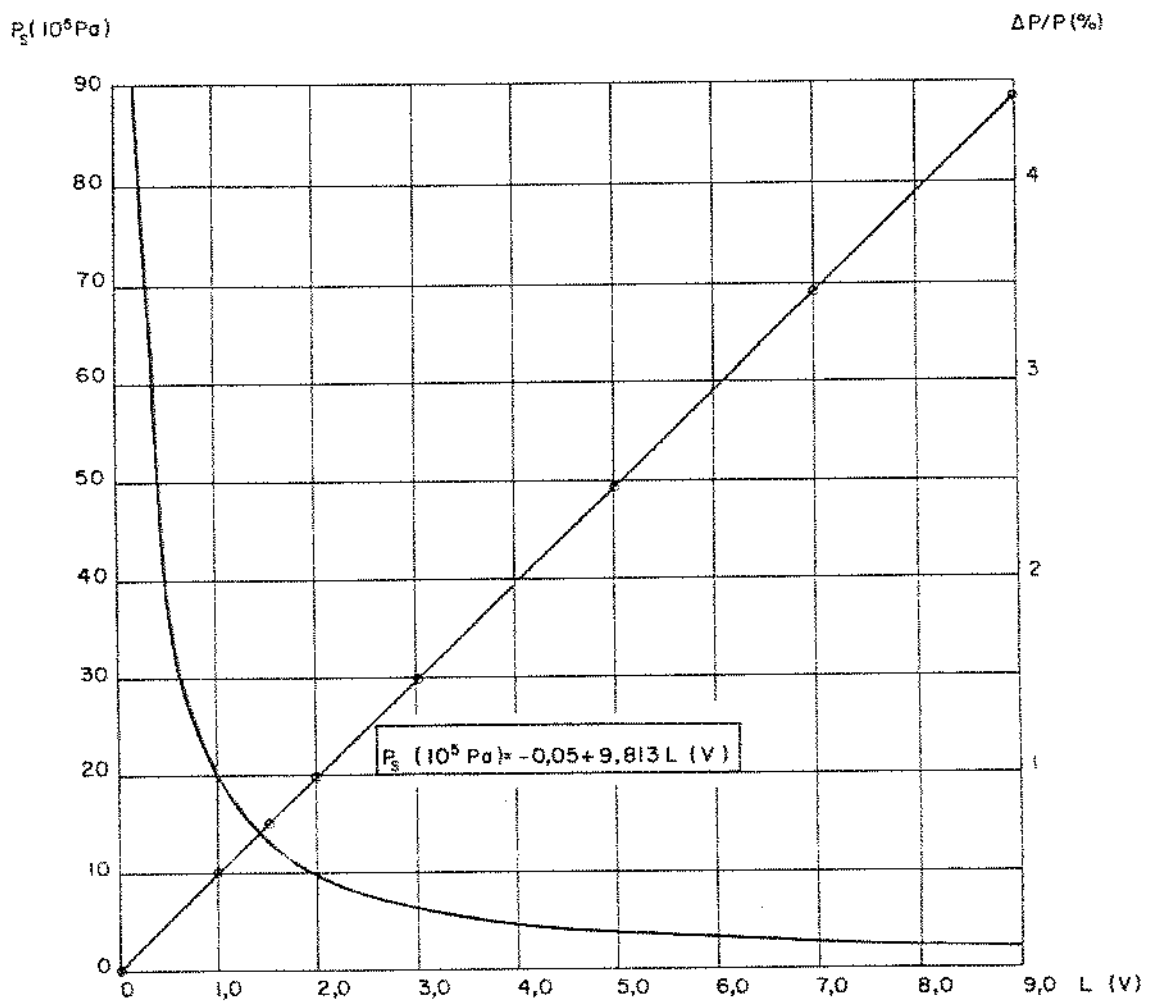
A5 - Curvas de aferição e erro do sensor de deslocamento indutivo sem contato Hottinger TR8-C

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 6 leituras.



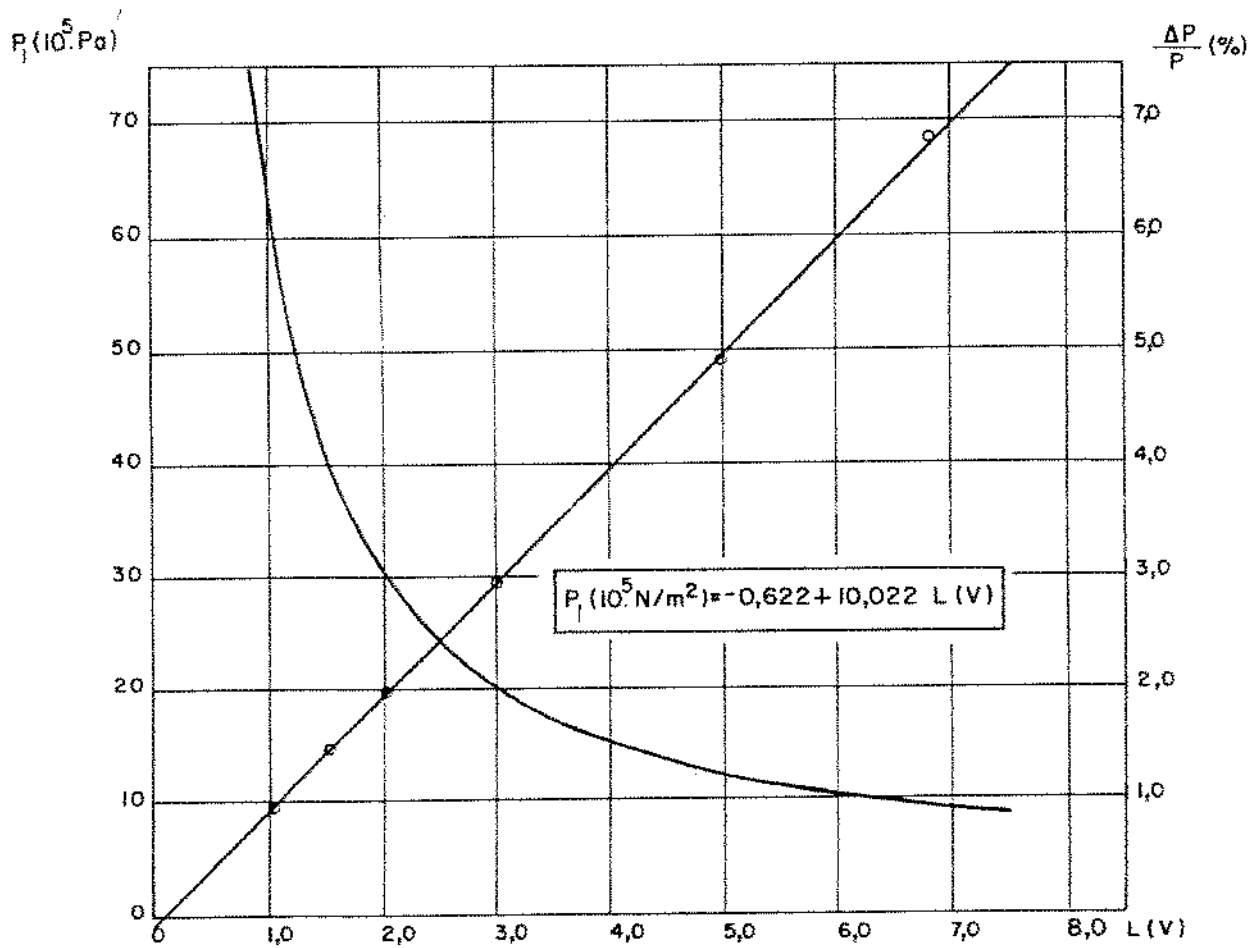
A6 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão DG17K
100 atm.

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição
e representam as médias de 8 leituras.



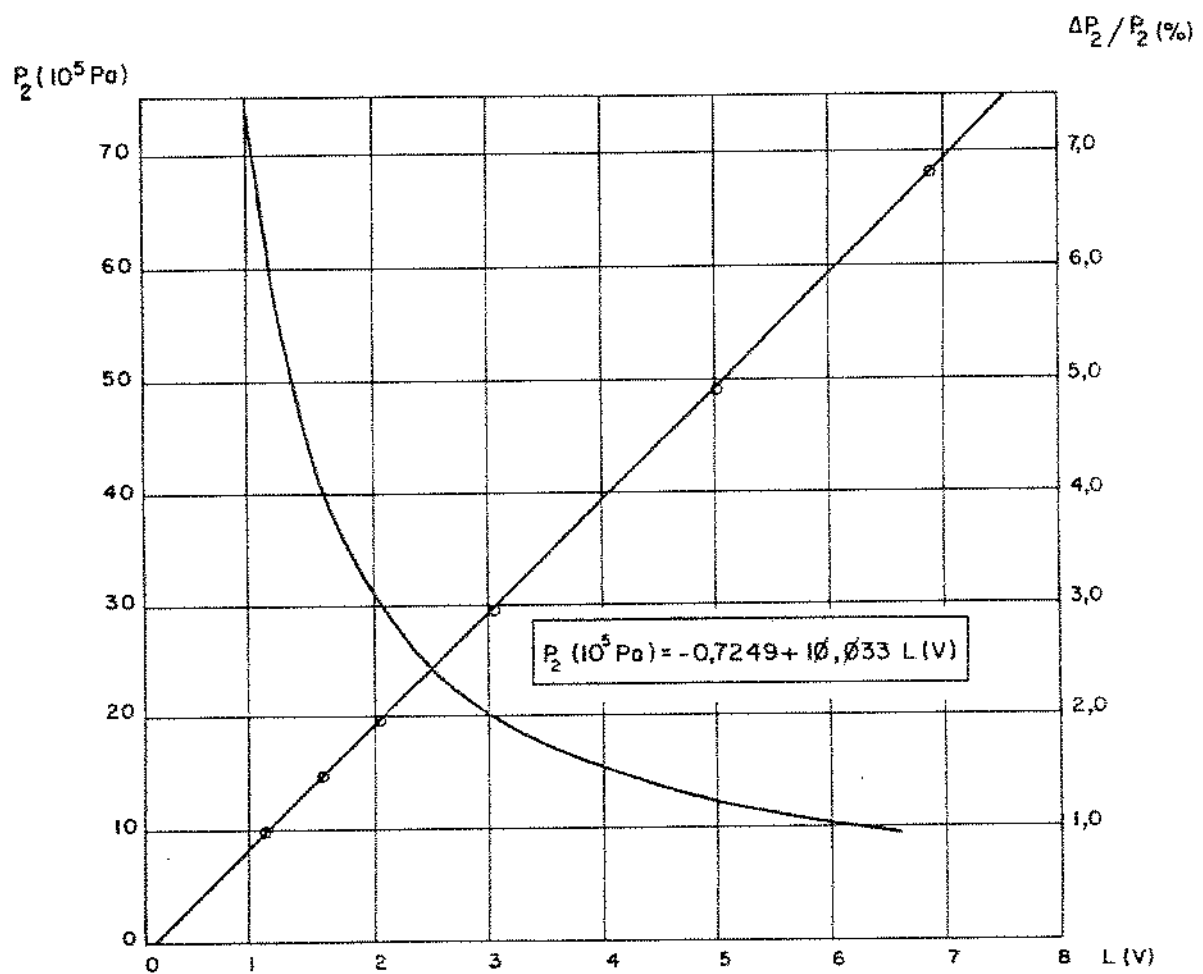
A7 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 1

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



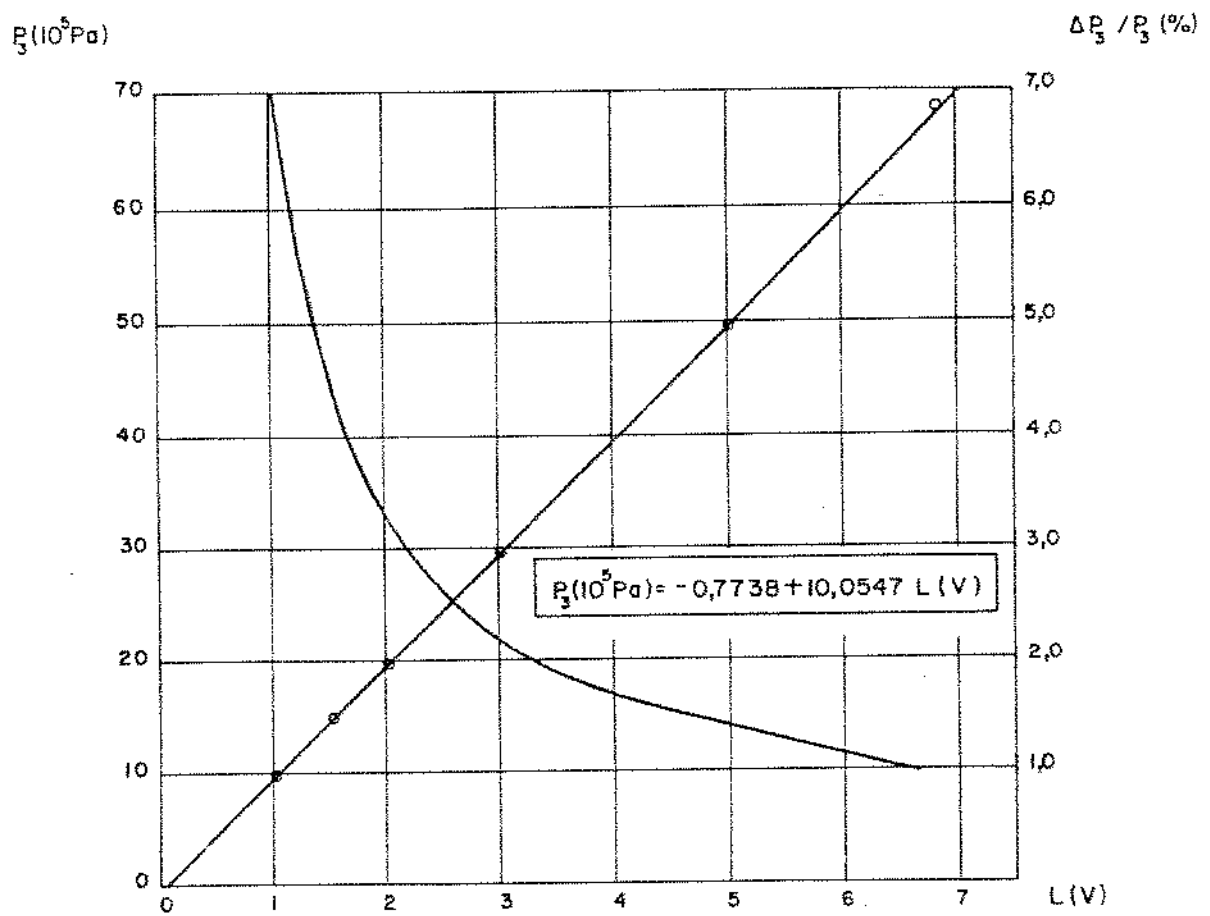
A8 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 2

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



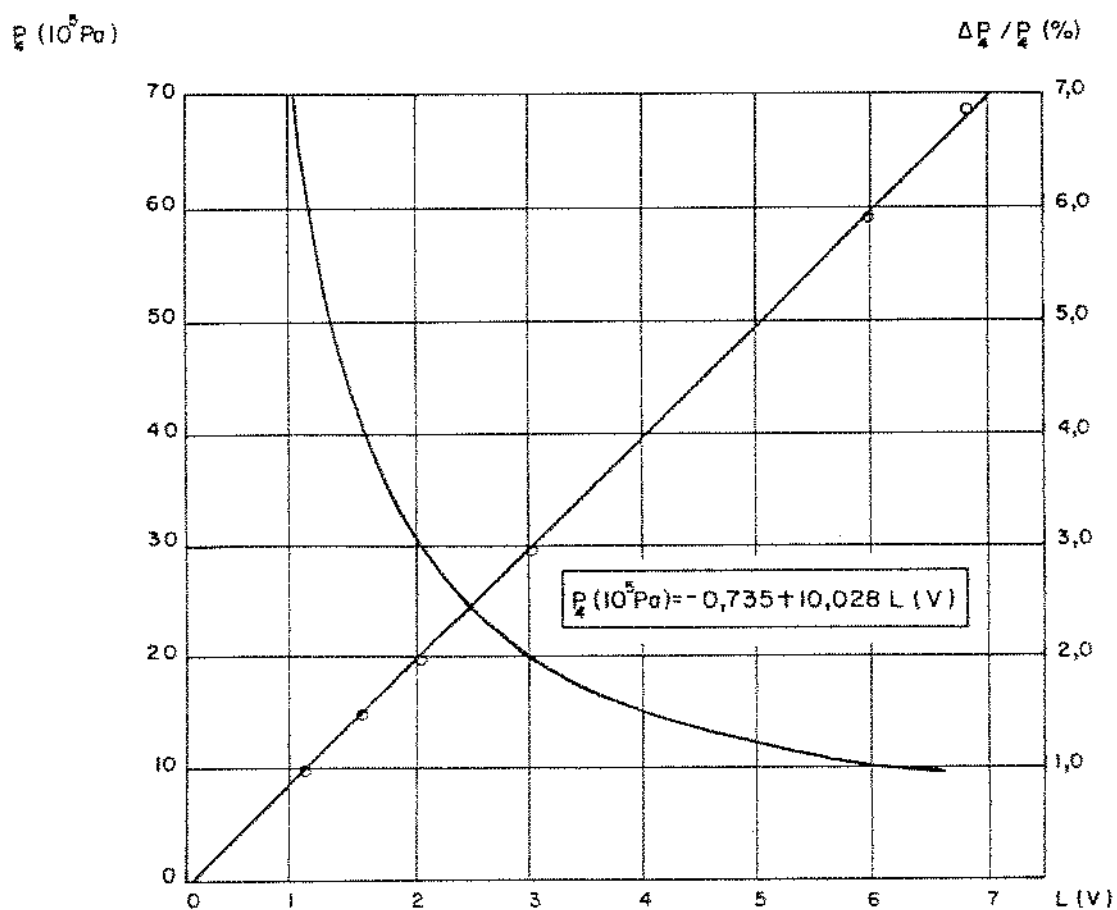
A9 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 3

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



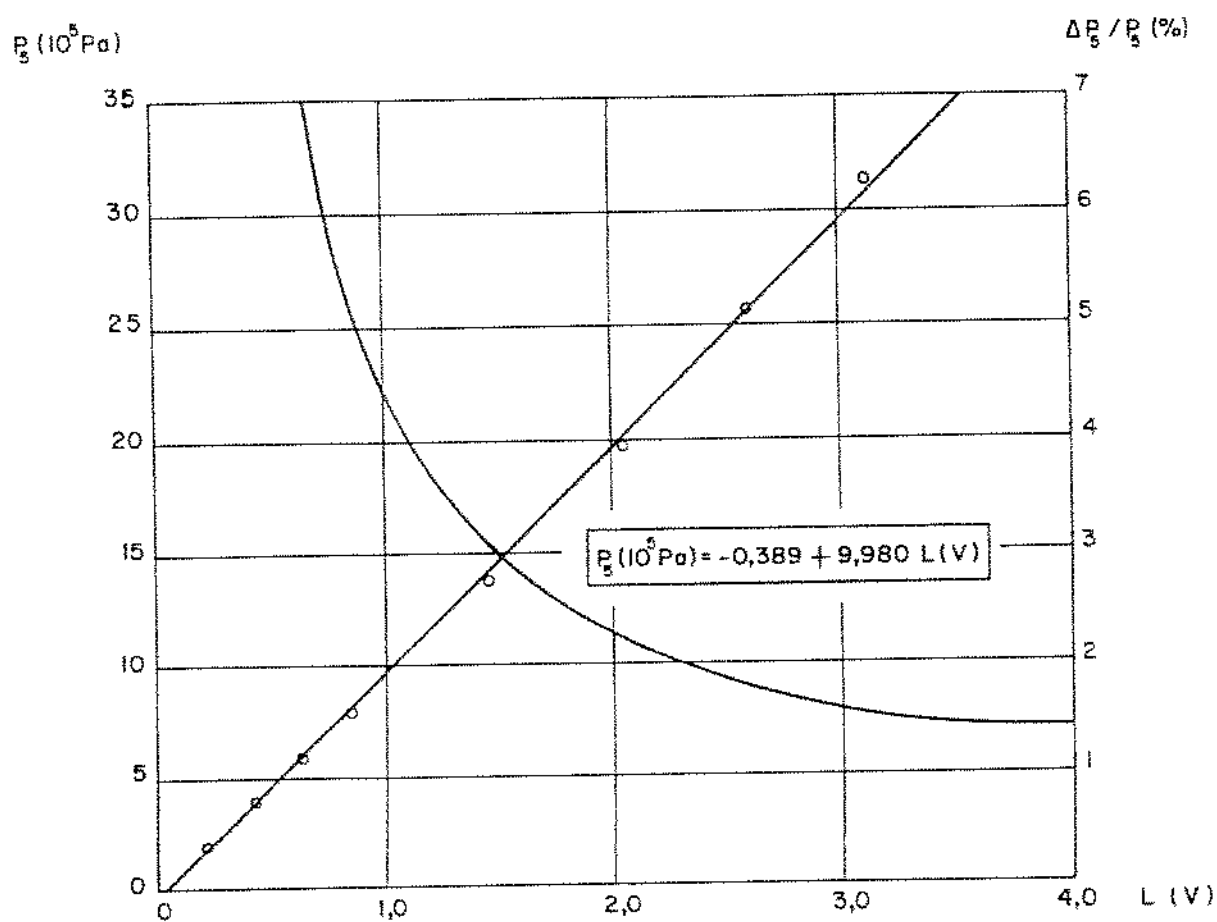
A10 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 4

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



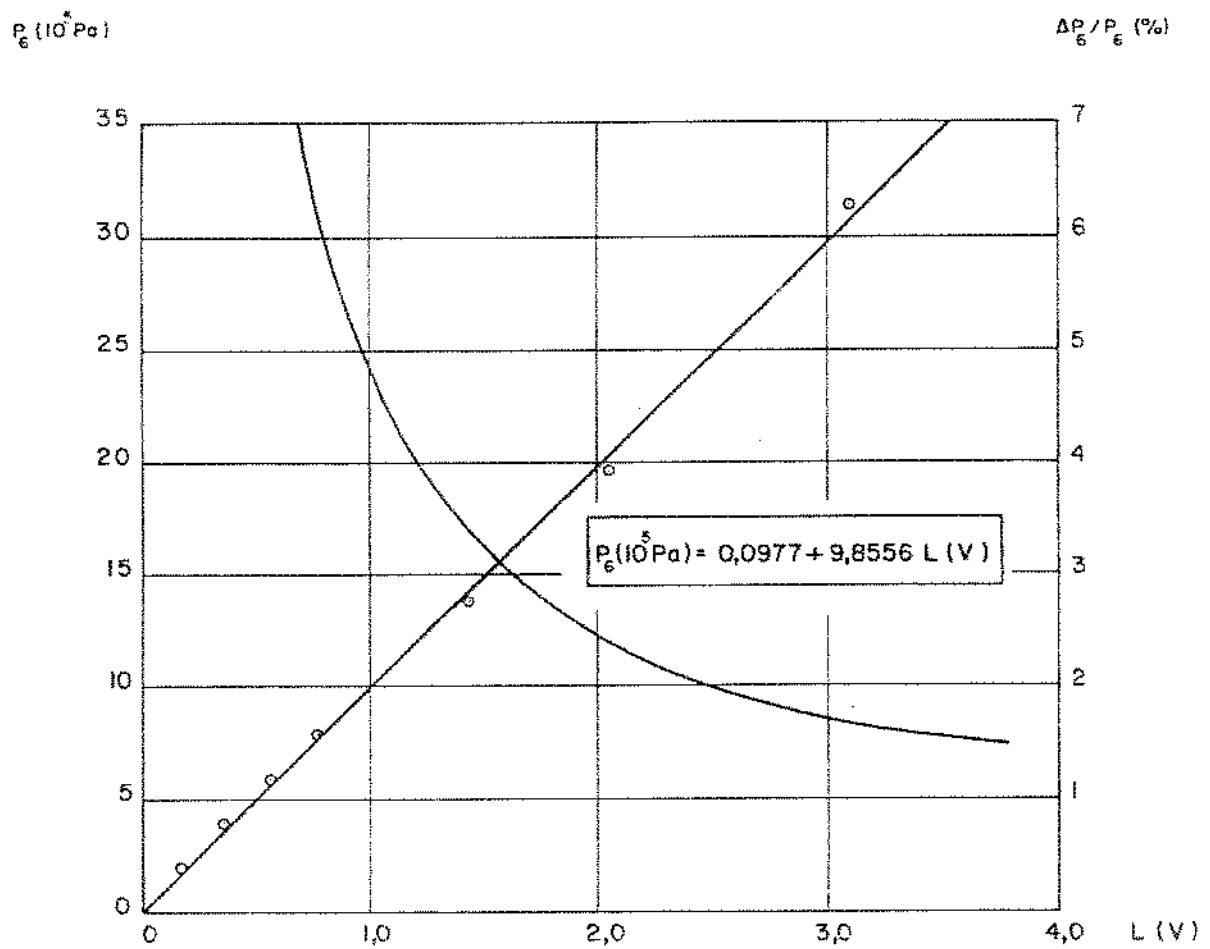
A11 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 5

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



A12 - Curvas de aferição e erro do sensor de pressão nº 6

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



A13a - Aferição do diâmetro interno dos tubos capilares

$$\Delta p = 17,66 \cdot 10^5 Pa$$

ℓ_c (mm)	Δt (s)	T_i (°C)	T_f (°C)	T_m (°C)	η (Ns/m²)	q_{cmed} $\frac{cm^3}{s}$ $10^{-6} m^3/s$	$q_c \cdot \eta$ (N.m) ($\times 10^{-6}$)	$q_c \cdot \eta \cdot \ell_c$ (N.m²) (10^{-8})	d_c ($10^{-3} m$)
335,5	524	29,5	30	29,75	0,103	1,53	0,158	5,536	1,06
	455	30,4	33	31,7	0,093	1,76	0,164		
	395	32,4	36,1	34,3	0,082	2,03	0,166		
	351	34,3	38,7	36,5	0,073	2,28	0,166		
	318	35,8	40,8	38,3	0,067	2,52	<u>0,169</u> 0,165		
316,5	488	26,4	31,1	28,8	0,108	1,64	0,177	5,729	1,07
	433	28,7	33,7	31,3	0,095	1,85	0,176		
	380	29,5	36,5	33	0,087	2,11	0,184		
	343	32,2	38,4	35,3	0,078	2,33	0,182		
	322	33	39,8	36,4	0,074	2,48	<u>0,184</u> 0,181		
303,1	519	27,7	28,5	28,1	0,111	1,54	0,171	5,516	1,06
	449	28,7	31,5	30,1	0,101	1,78	0,180		
	392	30,5	34,2	32,4	0,090	2,04	0,184		
	352	32	36,5	34,3	0,082	2,27	0,186		
	316	33,4	38,8	36,1	0,075	2,53	<u>0,190</u> 0,182		
284,7	321	32,5	36	34,3	0,082	2,49	0,204	5,893	1,08
	291	34,5	37,6	36,1	0,075	2,75	0,206		
	271	35,6	39,8	37,7	0,069	2,95	0,204		
	290	32,7	38,1	35,4	0,077	2,76	0,213		
	278	34,5	39	36,8	0,072	2,88	<u>0,207</u> 0,207		

$$\bar{d}_c = 1,07 \text{ mm}$$

A13b - Aferição do conjunto de capilares do mancal dianteiro

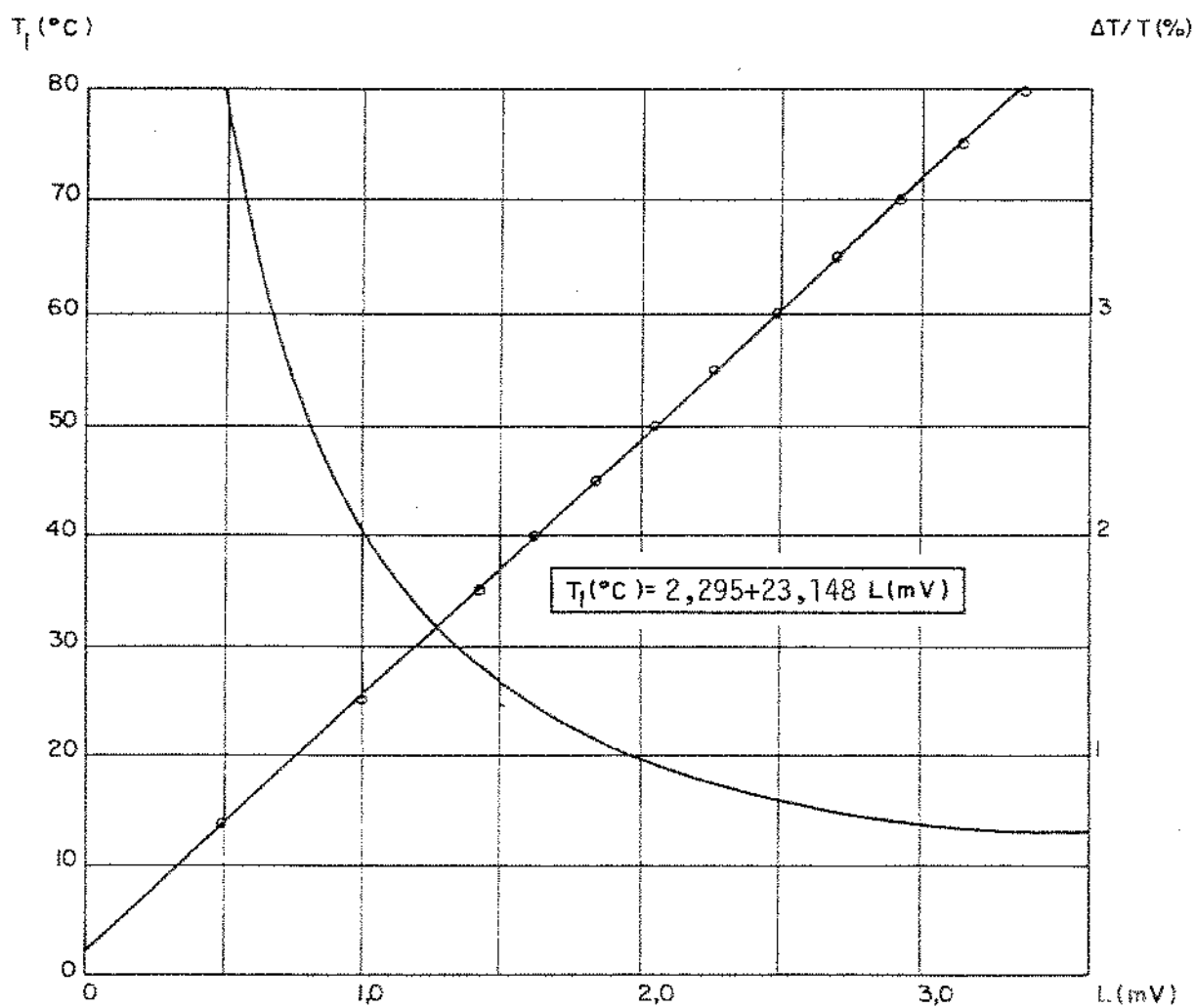
$$\Delta p = 29,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

LEI- TURA Nº	t (')	T_e (°C)	T_Δ (°C)	T_m (°C)	VOLU- ME (ml)	VAZÃO (lt/min) ($10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$)	η (T_m) Ns m^{-2}	k_c (total) ($\times 10^{-12} \text{ m}^3$)
1	1'	25,7	26,9			17,58		0,7152
	5'	26,8	27,1					
	7'			26,7	7385	(1,055)	0,1196	
2	2'	26,4	26,9			17,62		
	4'	27,1	27,7					0,7132
	5'			26,8	5285	(1,057)	0,1190	
3	2'	26,5	27,5	27,0		17,43		
	4'	27,0	27,6	27,3				0,6949
	5'			27,1	5230	(1,046)	0,1172	
4	2'	26,5	27,7	27,1		17,55		
	4'	27,2	27,9	27,55				0,6961
	5'			27,2	5265	(1,053)	0,1166	
5	2'	27,0	27,8	27,4		18,17		
	4'	27,9	28,6	28,25				0,7065
	5'			27,6	5450	(1,090)	0,1143	

$$k_c = 0,7052 \cdot 10^{-12} \text{ m}^3$$

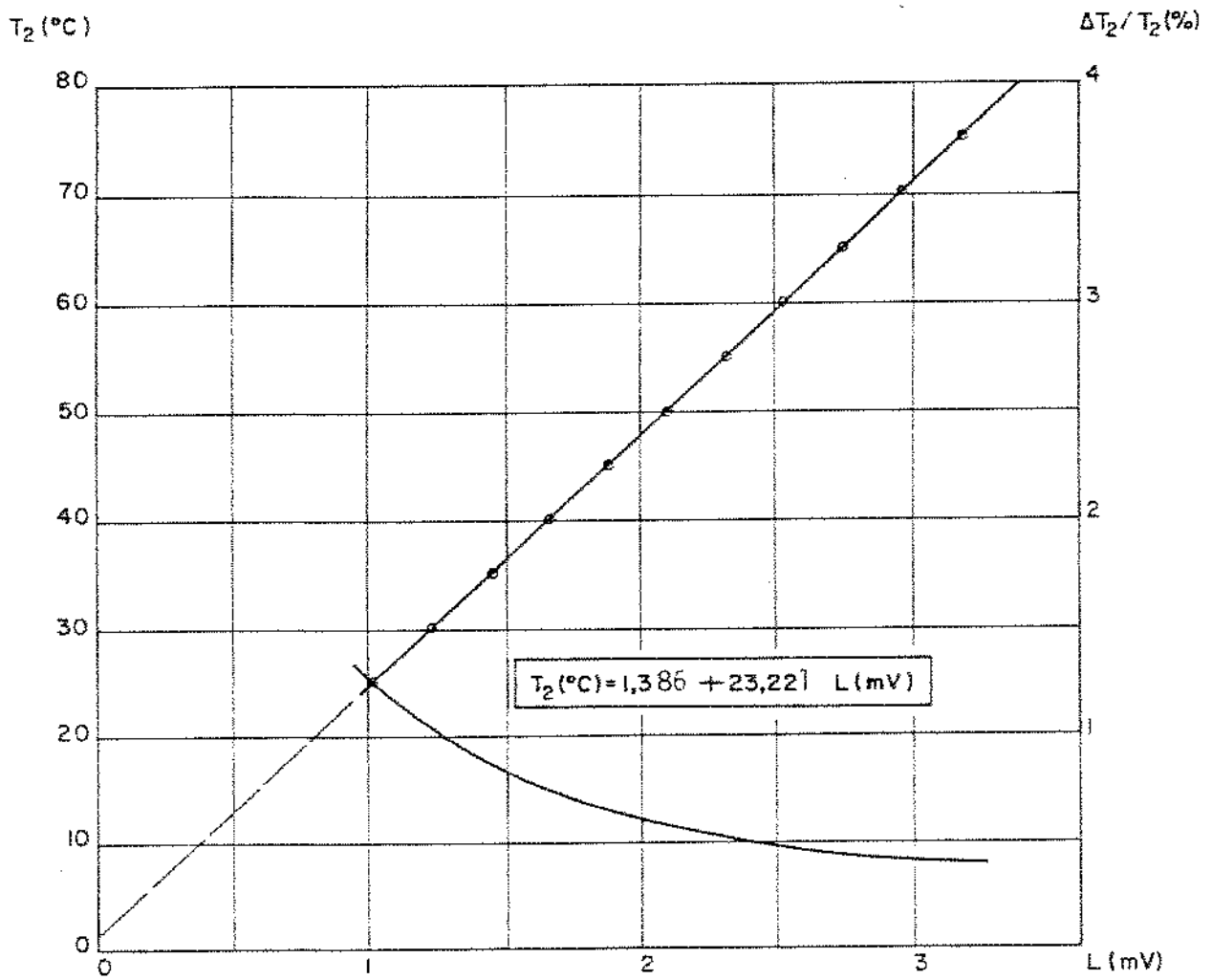
A14 - Curvas de aferição e erro do termopar T1

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 4 leituras.



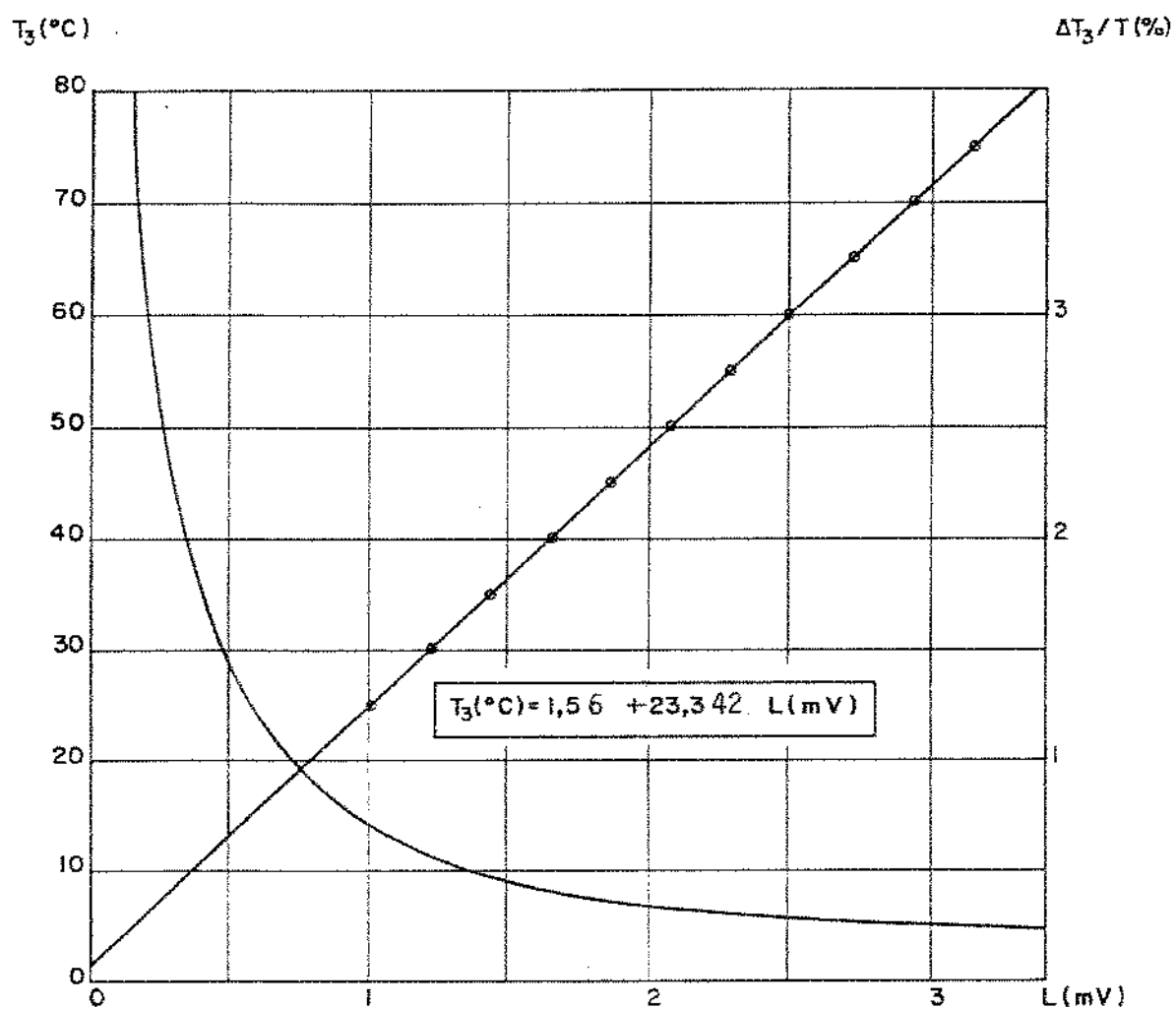
A15 - Curvas de aferição e erro do termopar T2

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 4 leituras.



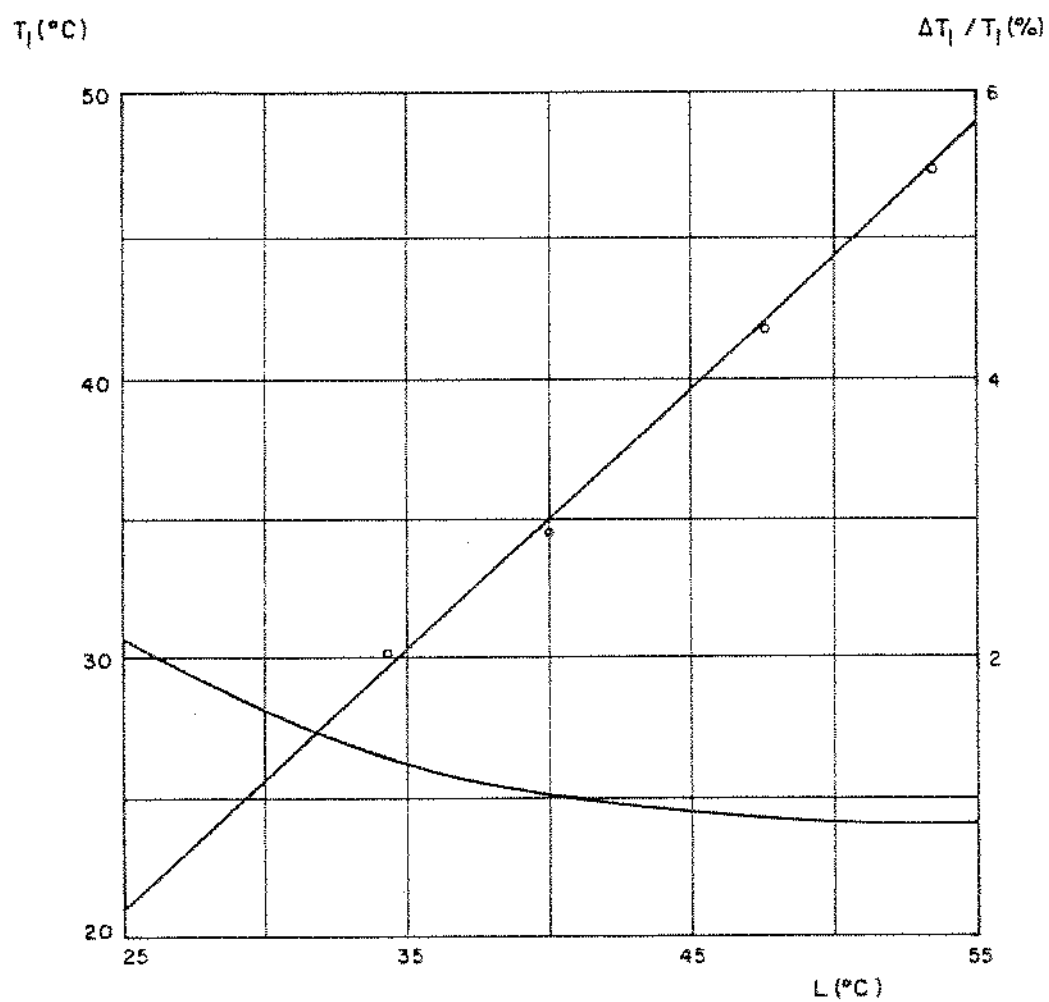
A16 - Curvas de aferição e erro do termopar T3

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 4 leituras.



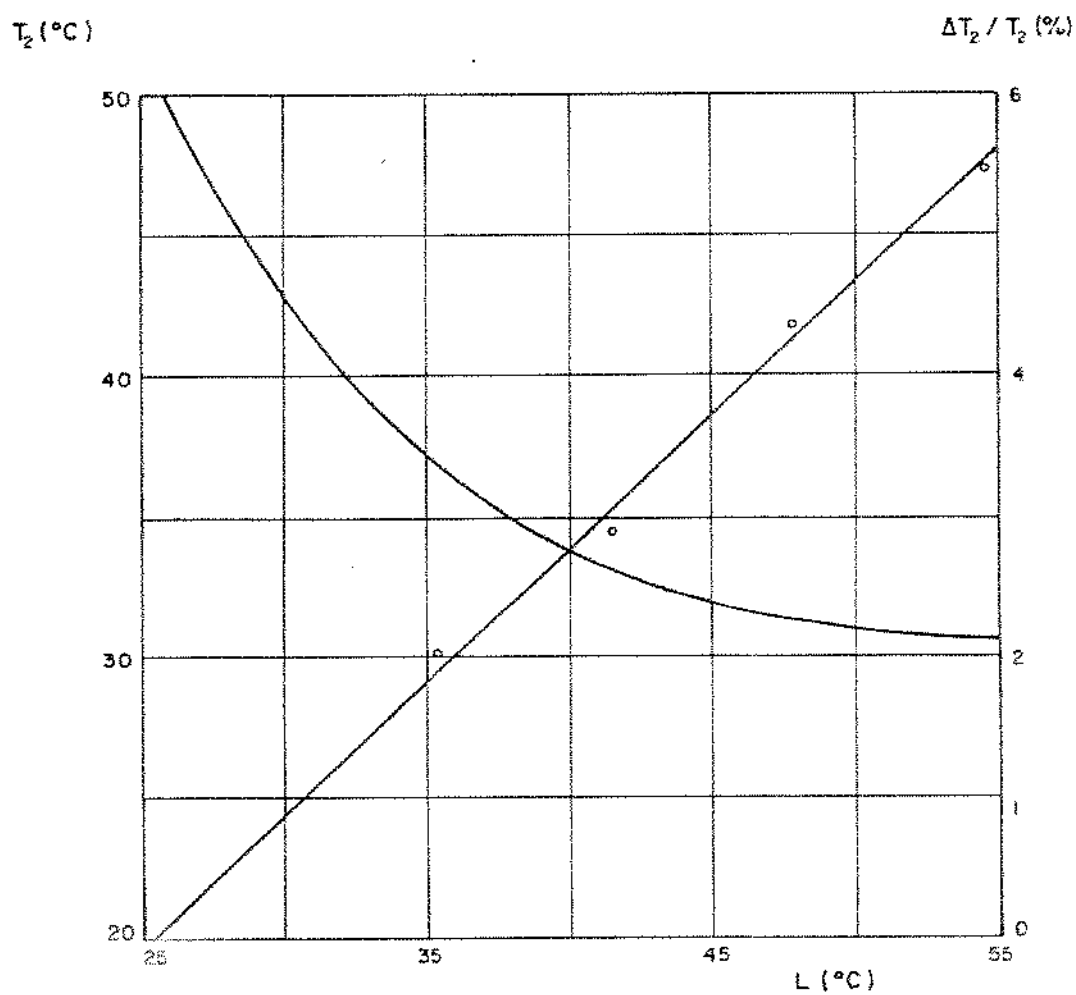
A17 - Curvas de aferição e erro do termopar T1/registrador Honeywell

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



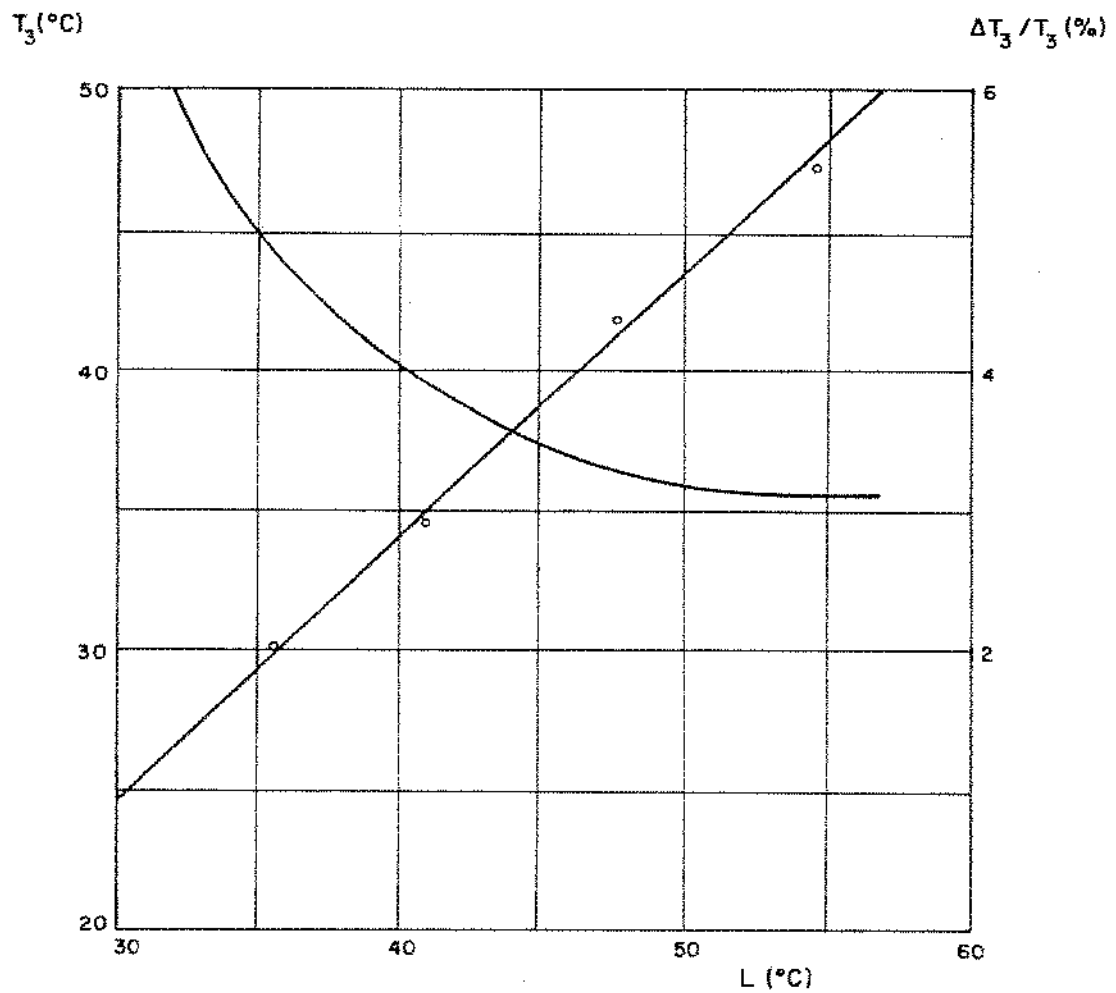
A18 - Curvas de aferição e erro do termopar T2/registrador Honeywell

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



A19 - Curvas de aferição e erro do termopar T3/registrador Honeywell

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição e representam as médias de 8 leituras.



A20 - Curvas de aferição e erro do torquímetro

Os pontos mostrados são os utilizados para a aferição a representam as médias de 8 leituras.

