

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Alexandre Mastaler

E APROVADA PELA

COMISSÃO JULGADORA EM 20/12/2004

Katia Lucchesi Cavalca
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ELEMENTOS DE SUPORTE DO COMANDO DE VÁLVULAS AVALIADO POR MODELO DE DIFERENÇAS FINITAS

Autor: Alexandre Mastaler

Orientadora: Katia Lucchesi Cavalca

11/04

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ELEMENTOS DE SUPORTE DO COMANDO DE VÁLVULAS AVALIADO POR MODELO DE DIFERENÇAS FINITAS

Autor: Alexandre Mastaler

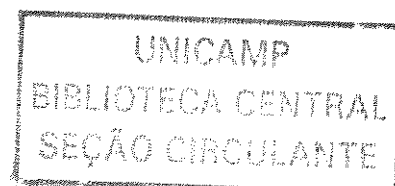
Orientadora: Katia Lucchesi Cavalca

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Mecânica dos sólidos e projeto mecânico

Dissertação de mestrado acadêmico apresentado à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**Campinas, 2004.
S.P. – Brasil.**



UNIDADE	DC.
Nº CHAMADA	
	+UNICAMP
	M391e
V	EX
TOMBO BC	63482
PROC.	16-9.00086-05
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	11,00
DATA	05/05/08
Nº CPO	

BIB ID - 349293

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

M391e Mastaler, Alexandre
Elementos de suporte do comando de válvulas
avaliado por modelo de diferenças finitas / Alexandre
Mastaler. --Campinas, SP: [s.n.], 2004.

Orientador: Kátia Lucchesi Cavalca.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Mancais. 2. Automóveis - motores. 3. Motores a
gasolina - Combustão. I. Cavalca, Kátia Lucchesi. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Camshaft support elements evaluated by finete differences model
Palavras-chave em Inglês: Valve train system; pressure distribution e tilting
Área de concentração: Mecânica dos sólidos e projeto mecânico
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora: João Carlos Menezes e Robson Pederiva
Data da defesa: 20/12/2004

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**ELEMENTOS DE SUPORTE DO
COMANDO DE VÁLVULAS AVALIADO
POR MODELO DE DIFERENÇAS
FINITAS**

200508948
Autor: Alexandre Mastaler

Orientadora: Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalca



Profa. Dra. Kátia Lucchesi Cavalca Dedini

Instituição: Universidade Estadual de Campinas


Prof. Dr. João Carlos Menezes

Instituição: Instituto Tecnológico de Aeronáutica


Prof. Dr. Robson Pederiva

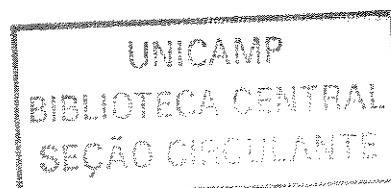
Instituição: Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 20 de Dezembro de 2004.

Campinas, 24 de Novembro de 2004.

Dedicatória:

A minha esposa Andrea, de quem tenho muito orgulho pela sua força e por sempre estar ao meu lado me ajudando e me incentivando todo tempo, e a minha filha Ivy que me trouxe motivação e alegria sem igual.



Agradecimentos

Agradeço a minha orientadora Prof.a. Dra. Katia Lucchesi Cavalca pelo profissionalismo, dedicação e companheirismo durante todo o trabalho, assim como o incentivo pelo desenvolvimento. Ao Grupo Schaeffler na divisão INA pelo apoio dado ao projeto. Ao pessoal da FEM-DPM-Unicamp que ao longo desses anos me auxiliaram e ajudaram muito. Ao Prof. Dr. Franco Dedini pelas grandes conversas, pelo grande conhecimento e a grande amizade que foi amadurecida durante todos esses anos.

“Se dedique ao que acredita”

Resumo

MASTALER, Alexandre, *Elementos de Suporte do Comando de Válvulas avaliado por Modelo de Diferenças Finitas*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. 121p. Dissertação (Mestrado)

O comando de válvulas é um sistema utilizado em motores à combustão, que tem como função controlar a abertura e fechamento de válvulas de circulação dos gases envolvidos na combustão. Ele é composto por diversos subsistemas; Um desses subsistemas é o contato balancim/pivô, onde o comando aciona o balancim para que esse acione a válvula e utilize o pivô como elemento de suporte. O conhecimento desse subsistema é importante para a avaliação de desgastes e ruídos provenientes desse contato, assim como, avaliações do atrito para otimização geral do comando. Para que haja a redução de desgaste, o pivô deve girar em relação ao balancim, mas existem certas aplicações em que o giro do pivô não é possível.

Baseando-se na equação de Reynolds, o filme de óleo ao redor do pivô será avaliado e calculado com relação à distribuição de pressão. Com o conhecimento da distribuição de pressão, poderemos saber quais as forças envolvidas no subsistema. Considerando-se o atrito e os momentos gerados pelo balancim no pivô, chegamos às condições de equilíbrio do sistema. Com essas avaliações observaremos as condições que permitam a rotação do pivô em relação ao balancim.

Palavras-chave: - mancal hidrodinâmico, distribuição de pressão, tombamento.

Abstract

MASTALER, Alexandre, *Camshaft support elements evaluated by finite differences model*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. 121p. Dissertação (Mestrado).

The Valve Train System used in combustion engines have the ability to command the opening and closure of gas circulation valves control that takes part in combustion. It is formed by many sub-systems. One of these systems is the finger follower/pivot contact, where the command starts the finger follower for valve starts and uses the pivot as a support element. The knowledge of this sub-system is important to wear and noise evaluation that came from this contact, as well as, friction evaluation for the command general optimization. To reduce wear, the pivot must turn in finger follower relation, but in some applications the pivot turn is not possible.

The oil film around the pivot is calculated in relation of its pressure distribution as Reynolds Equation. Through the knowledge of pressure distribution, the forces in the sub-system are known. Considering the friction and the moments generated by the balancing in the pivot, we came to balance conditions in the system. With these evaluations we noticed the condition that allows the pivot rotation in relation to the balancing.

Keywords: - Valve train system, pressure distribution, tilting.

Índice

1	Introdução.....	1
1.1	Objetivos deste trabalho.....	3
2	Revisão da literatura.....	5
2.1	Mancais hidrodinâmicos.....	5
2.2	Livros publicados com aplicações sobre mancais hidrodinâmicos	7
2.3	Rotação do tucho no comando de válvulas.....	10
3	O Comando de Válvulas – Descrição do problema	13
3.1	O tucho dentro do cabeçote de um motor à combustão	17
3.2	Introdução às forças envolvidas no sistema.....	22
3.3	Influência da variação térmica no sistema.....	27
3.4	Sistemas periféricos ao comando e suas influências	30
3.5	Atrito no Comando de Válvulas	34
3.6	Observações sobre desgaste no Comando de Válvulas	35
4	Mancais Hidrodinâmicos e Lubrificação	40
4.1	Tipos de Lubrificantes	41
4.1.1	Lubrificantes Gasosos	41
4.1.2	Lubrificantes Flúidos.....	41

4.1.3	Lubrificantes Sólidos.....	45
4.2	Viscosidade.....	46
4.2.1	Unidades de Viscosidade.....	48
4.2.2	Outras propriedades.....	50
4.3	Tipos de Lubrificação	53
4.3.1	Lubrificação por Camada Limite	53
4.3.2	Lubrificação Completa.....	55
4.3.2.1	Lubrificação hidrostática	55
4.3.2.2	Lubrificação hidrodinâmica.....	56
4.4	Combinações de materiais em mancais de deslizamento	58
5	Equação de Reynolds	61
5.1	Dedução.....	61
5.1	Determinação do fluxo em mancais.....	74
5.2	Derivação da Equação geral relacionando pressão com velocidades – Equação de Reynolds.....	76
6	Modelo Hidrodinâmico aproximado para o tucho	83
7	Método de Diferenças Finitas para a Equação de Reynolds	87
7.1	Equação adimensional	93
7.2	Grade do filme de óleo	95
8	Equilíbrio de momentos para o tucho	99
9	Resultados Obtidos.....	105
9.1	Dados do projeto.....	105
9.2	Resultados das Simulações	106
10	Conclusões	116

Referências Bibliográficas	118
----------------------------------	-----

Lista de Figuras

Capítulo 1

1.1 Diagrama esquemático do sistema de pivô hidráulico.....	2
---	---

Capítulo 3

3.1 Motor quatro cilindros à gasolina para o novo BMW com sistema Valvetronic.....	14
3.2 Sistema para acionamento do comando de válvulas do 5.7 L Hemi V8.....	15
3.3 Sistema de variação no instante de abertura/fechamento das válvulas e variação das válvulas através do came trilobado.....	16
3.4 Curvas de Pressão média efetiva x rotação do motor.....	16
3.5 Sistema de comando de válvulas com acionamento através de verão	17
3.6 Diversos tipos de acionamento de válvulas através de diferentes posicionamentos do comando	18
3.7 Apresentação do tucho dentro de uma configuração do comando de válvulas.....	19
3.8 Tucho mecânico com pastilha para calibração de folgas e sem pastilha	19
3.9 Tucho equipado com sistema para compensar a folga do comando	20
3.10 Suprimento de óleo lateral para o tucho e sistema para compensar folgas.....	20
3.11 Gráficos de indicação de consumo de óleo pelos principais itens do motor	21
3.12 Vista em corte de um cabeçote ressaltando a válvula de retenção	21
3.13 Diagrama de deslocamento/velocidade e aceleração de abertura de válvula.....	22
3.14 Bancada de testes com cabeçote do Porsche Carrera GT com sistema de medição por laser	23
3.15 Diagrama de forças considerando mola/inércia com o fator segurança.....	24
3.16 Diagrama de força de contato a partir do deslocamento central entre o par came/tucho	25
3.17 Diagrama de pressão em Hertz a partir de raios de curvatura do comando	25

3.18 Gráfico indicando irregularidades no deslocamento das válvulas a partir do aumento da rotação para o mesmo percurso do comando	26
3.19 Diversos materiais empregados na construção do comando de válvulas.....	27
3.20 Distribuição de temperaturas no cabeçote do motor para uma temperatura ambiente de +25°C..	28
3.21 Distribuição de temperaturas no comando de válvulas para os instantes iniciais da partida do motor	29
3.22 Motor V10 BMW para o veículo M5 com acionamento do comando via corrente.....	30
3.23 Sistema hidráulico de modificação do instante de abertura das válvulas	31
3.24 Princípio de funcionamento de sistema para alteração do instante de abertura das válvulas do motor.....	31
3.25 Valores de atrito para um motor W12 em relação à rotação	35
3.26 Desgaste no comando devido a falhas de características geométricas e de contato no par came/seguidos	36
3.27 Desgastes ocasionados por falhas de contato entre comando e tucho.....	37
3.28 Sistema para provocar a rotação da válvula	38
3.29 Diagrama esquemático do sistema de pivô hidráulico.....	39

Capítulo 4

4.1 Velocidade do fluido (a) através de um tubo circular (b) entre as superfícies, uma em estacionária e outra com velocidade U	43
4.2 Cisalhamento τ de um elemento pela diferença du na velocidade pela espessura dy	43
4.3 Velocidade de um fluido entre um mancal e um eixo vertical e girado, sem carga.....	44
4.4 Viscosidade absoluta contra a temperatura de óleos lubrificantes de petróleo em escalas de viscosidade ISO	47
4.5 Viscosidade dinâmica ou absoluta contra temperatura para óleo numerado SAE.....	51
4.6 Mudança no atrito com a velocidade relativa em um mancal de deslizamento.....	55
4.7 Condições de contorno e hidrodinâmica em um mancal deslizante.....	57
4.8 Diagrama de compatibilidade para pares de metais, baseado em diagramas de fase binários	58

Capítulo 5

5.1 Pressões em um elemento de fluido	62
---	----

5.2 Entrada e saída de fluxo em um elemento diferencial de fluido	63
5.3 Gradiente de velocidade do lubrificante.....	65
5.4 Forças na direção X em um elemento de fluido.....	74
5.5 Componentes de velocidade de duas superfícies de um fino filme de óleo.....	77
5.6 Perfil de pressão e velocidade para um filme de óleo fino não uniforme com velocidades das superfícies paralelas U_1 e U_2	79
5.7 Fluxo através de um elemento de espaço estacionário entre duas superfícies em movimento de um fino filme de óleo	80

Capítulo 6

6.1 Esquema da espessura do filme de óleo $h(\theta)$	84
6.2 Esquema do tombamento axial do mancal $e(z)$	85
6.3 Distribuição de pressão circunferencial em (θ) e direção axial (z)	86

Capítulo 7

7.1 Analisador de uma rede de corrente contínua cc	88
7.2 Divisão do filme de óleo em uma grade.....	90
7.3 Grade do filme de óleo para avaliação de diferenças finitas.....	97

Capítulo 8

8.1 Forças atuantes no tucho	100
8.2 Valores do coeficiente de atrito entre o comando e o tucho	102

Capítulo 9

9.1 Distribuição de pressão no sentido axial	106
9.2 Distribuição de pressão no sentido circunferencial.....	106
9.3 Distribuição de força no eixo x	107
9.4 Distribuição de força no eixo y	108
9.5 Distribuição de força no eixo z	108
9.6 Forças hidrodinâmicas excêntricas no eixo x	109
9.7 Força nominal total em relação ao ângulo do comando.....	109
9.8 Distribuição de pressão modificada	111
9.9 Força no eixo x modificadas.....	111
9.10 Forças referentes ao eixo y modificadas	112

9.11 Forças referentes ao eixo z modificadas.....	112
9.12 Forças F_n para diversos valores de excentricidade	113
9.13 Forças de atrito F_{at} para diversos valores de excentricidade.....	114
9.14 Valores de momento considerando o deslocamento de contato IH	114

Lista de Tabelas

Capítulo 4

4.1 Tipos de lubrificantes fluídos.....	44
4.2 Tipos de lubrificantes de filme sólido	45
4.3 Unidades de viscosidade e equivalentes.....	48
4.4 Materiais recomendados para mancais para deslizamento contra aço ou ferro fundido	60

Capítulo 9

9.1 Parâmetros do desenho.....	105
--------------------------------	-----

Nomenclatura

Letras Latinas

- b – abaulamento na parte superior do tucho/pivô
 C_1, C_2 – constantes de integração
 C_r – folga radial
 D – diâmetro do mancal
 e – excentricidade do sistema
 F – força de cisalhamento
 F_n – força na parte superior do tucho/pivô
 f_o – distância do ponto de contato do tucho/pivô para a lateral do furo guia
 h – espessura do filme.
 h_b – distância na altura até o centro do tucho/pivô.
 h_B – espessura do filme de óleo na porção inferior do referencial da grade
 h_L – espessura do filme de óleo no lado esquerdo do referencial da grade
 h_T – espessura do filme de óleo na porção superior do referencial da grade
 $h'(z)$ – variável da distância do topo do tucho até o centro do tucho/pivô dependendo de z
 I – corrente aplicada no nó.
 I_B – deslocamento da força F_n do centro do tucho/pivô.
 I_D – distância dos valores de I_H .
 I_H – distância da força F_n do centro do tucho/pivô perpendicular a I_B
 L – largura do mancal.
 M_{Fat} – momento resultante da força F_n o coeficiente de atrito μ_E e a distância h_B .
 M_A – momento resultante da força de atrito F_{at} com o valor de I_H .
 M_1 – momento resultante das forças M_1 e M_2 .
 M_{kl} – momento resultante da força F_n com a resultante da distância I_H e I_B .
 M_{kr} – resultante dos momentos M_{kl} e M_{Fat} .
 M_1 – momentos provenientes da pressão do filme de óleo em x .
 M_2 – momentos provenientes da pressão do filme de óleo em y .
 P – pressão.
 q – fluxo de fluido
 q_x – fluxo de fluido na direção x
 q_y – fluxo de fluido na direção y
 q_z – fluxo de fluido na direção z

r_s – raio do furo guia tucho / pivô
 T – valores de momento considerando a força de atrito
 U_0 – velocidade no eixo
 U_1 – velocidade no mancal
 V_1 – velocidade no mancal
 V_a, V_b, V_c, V_d – diferenças de potencial
 u, v, w - velocidade do eixo
 Y - resistências
 x, y, z – sistema de coordenadas referenciais do sistema.

Letras Gregas

α - ângulo axial de tombamento
 β_k – ângulo para a rotação do tucho
 β – ângulo de deformação no bloco infinitesimal de fluido
 ϕ - ângulo entre a menor espessura do filme de óleo entre o tucho/pivô e o furo guia e a referência
 θ do ângulo θ
 γ - ângulo de deslocamento
 φ - ângulo de contato de F_n com referência ao centro do tucho/pivô
 τ - força de cisalhamento por unidade de área
 μ - viscosidade absoluta e dinâmica
 μ_E – coeficiente de atrito entre comando e tucho/pivô
 ρ - densidade de massa do fluido
 θ - ângulo circunferencial do tucho
 ω - velocidade angular do comando de válvulas
 ν - viscosidade cinemática
 Δ - diferença finita

Capítulo 1

Introdução

O motor à combustão é o sistema mais utilizado hoje no mundo para geração de potência à partir de combustível. Este motor é um sistema mecanicamente complexo, onde vários sub-sistemas trabalham em conjunto; Um dos sub-sistemas é o comando de válvulas, que é responsável pelo acionamento das válvulas de circulação dos gases envolvidos na combustão, dos sistemas de arrefecimento, aquecimento, mancais do virabrequim, virabrequim/bielas, bielas/pistões, sistemas de fixação, etc. O sistema tem como função efetuar o fechamento/abertura das válvulas com o mínimo de perdas possível. O mau fechamento destas válvulas pode ocasionar perda de combustível, pressão de combustão e a não eliminação dos gases de escape, que neste caso em particular, ocasiona a diminuição do rendimento do motor (o que procura-se evitar). Devido a este mau funcionamento, consideramos também indesejada a geração de ruído, que poderá ocorrer em altas rotações produzindo perdas no sistema.

Consideramos os problemas em altas rotações como muito críticos, uma vez que com o aumento da rotação temos o aumento das forças envolvidas no sistema. Com isso, as inércias no sistema terão maior influência nessa somatória de forças, chegando ao limite do dimensionamento dos componentes do sistema.

O sistema do comando de válvulas é composto de vários sub-sistemas que são: eixo de cames, cabeçote do motor (como peça única), molas, suporte das molas, balancins, tuchos, etc. Todo esse sistema é composto por diversos materiais, os quais em condições térmicas

Esses sistemas de comando de válvulas, em sua maioria, trabalham com sistema de compensação hidráulica que, apesar de toda não linearidade é a melhor resposta com relação aos ajustes do sistema. O elemento de interesse neste caso é o contato balancim/pivô, onde o pivô poderá ser utilizado como base para o contato came/tucho. O interesse pelo contato entre esse par é devido à influência que este tem no sistema com relação ao desgaste e sua dinâmica, levando-se em consideração as forças envolvidas. Apesar de toda essa influência do sistema para o contato entre balancim/pivô, somente faremos a análise do contato sem deixar de mencionar os demais itens importantes.

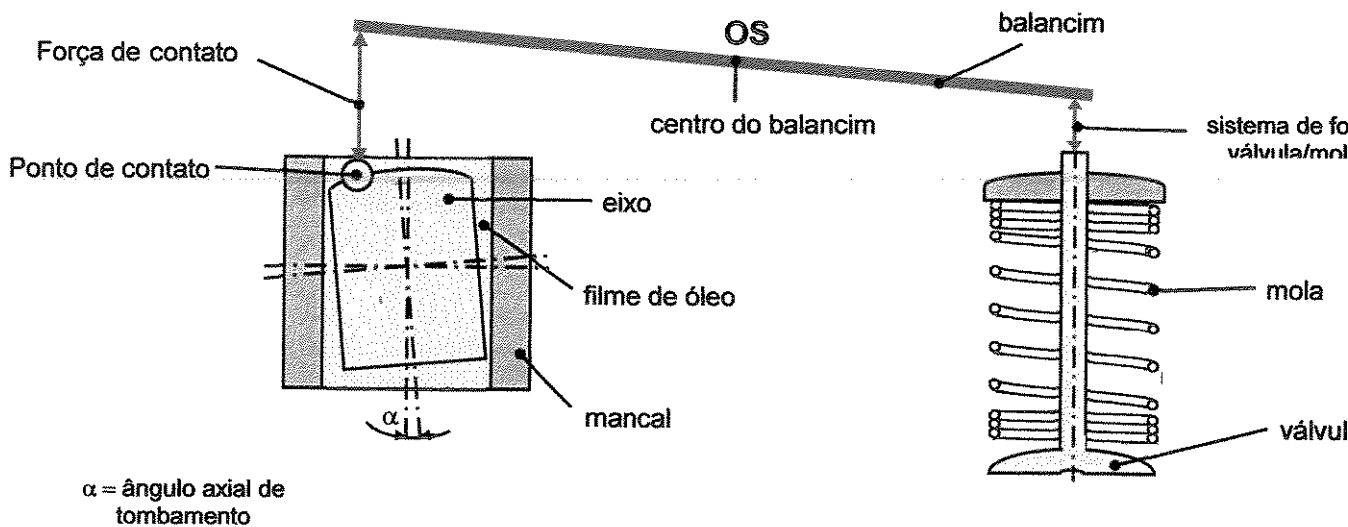


Figura 1.1- Diagrama esquemático do sistema de pivô hidráulico

Há muita dificuldade na obtenção de um sistema que tenha sido bem otimizado, devido a grande quantidade de variáveis envolvidas e a restrição dos tipos de materiais utilizados. Com o conhecimento das forças envolvidas pode-se avaliar as outras possibilidades de utilização.

Através das publicações sobre o assunto e observações de campo, verificamos que o pivô gira conforme a rotação do comando de válvulas. Esse giro é ocasionado pelo desenho do came do comando e da curvatura do sistema tucho/pivô. O giro pode ser proposital para a redução do desgaste como também pode ser usado para evitar a execução de um determinado tipo de função (exemplo o tucho comutável que não será abordado nesse trabalho).

Para o conhecimento das forças envolvidas no sistema, é necessário o cálculo do filme de óleo ao redor do pivô, onde se utiliza o método das diferenças finitas com a Equação de Reynolds. Avaliando-se os momentos aplicados no pivô durante todo o giro do comando podemos, então, avaliar as diferentes forças de atrito que o par comando/tucho é submetido. Alguns dados empíricos devem ser usados como base para os cálculos. Na conclusão deste trabalho, serão apresentadas considerações sobre o sistema global.

1.1 Objetivos deste Trabalho

Para o comando de válvulas em motores à combustão, foram desenvolvidos vários sistemas de acionamento. O acionamento através de cames, possibilita a transformação de movimentos de rotação em um movimento oscilatório linear. Em motores à combustão modernos, os sistemas trabalham com balancim roletado, que é uma mudança significativa em relação ao sistema de tucho convencional apesar de ainda serem apresentados sistemas com tuchos em veículos modernos. Os balancins são amplamente usados quando se procura a redução do atrito com o comando.

Tratando o comando de válvulas do ponto de vista tribológico, o sistema de balancim roletado apresenta diminuição do atrito. Um sistema roletado promove uma considerável redução da potência de atrito, que pode ser de até 70%, em comparação a um sistema com contato comando/tucho. O aumento do atrito em um sistema comando/tucho gera o aquecimento do contato entre ambas as partes, levando ao aquecimento do óleo de lubrificação, perda de potência no sistema e aumento do ruído interno (em alguns casos).

Com a introdução do balancim montado junto ao sistema hidráulico compensador de folgas, tem-se uma redução da periodicidade entre manutenções.

Observações feitas indicam que a rotação do elemento de suporte, neste caso o tucho, reduz o desgaste, mantendo suas características iniciais. Nos elementos em que não há rotação, observou-se indicação de desgaste, que pode ter sido intencional, como no caso de sistemas

comutáveis (item que não será abordado nesse trabalho e usados em motores no momento de alta litragem).

Indicações teóricas para uma modelagem completa do elemento de suporte são desconhecidas até agora. Além disso, também não foram avaliadas sistematicamente as alterações de parâmetros relativos ao sistema como: folgas do elemento de suporte com relação à carcaça; conicidade do comando; descentralização do comando com relação ao balancim/pivô e avaliações térmicas de dilatação e lubrificação (Schmidt, 1995).

O objetivo principal do presente trabalho é a avaliação da rotação do pivô e a sua influência sobre o atrito; e a lubrificação do sistema comando/balancim e balancim/pivô, que até o momento, não teve nenhuma descrição matemática apresentada com a qual possamos descrever em experimentos o perfil de rotação medido.

Há muitas incertezas na avaliação do comportamento da rotação. As conexões entre as causas e efeitos têm sido insuficientemente investigadas, onde predomina o empírico na execução construtiva do sistema, sobretudo nas considerações sobre tolerâncias de produção.

Sendo assim, o objetivo deste trabalho é a execução de uma introdução teórica desenvolvida para os procedimentos de cálculo, otimizando e avaliando o procedimento de rotação, levando-se em conta as variações de geometria, material e comportamento de montagem; considerando-se o atrito, temperatura e comportamento provável da lubrificação. Junto com a descrição do sistema hidrodinâmico balancim/pivô, será especialmente avaliada a deformação do pivô com carga do sistema compensador de folgas, e também, com a preparação/instrução da zona de contato no sistema comando/seguir para condições de contorno variáveis.

Ao mesmo tempo em que se faz o cálculo da velocidade periférica do tucho, também será possível a verificação da necessidade de lubrificação. Além disso, serão calculados o ângulo de tombamento e de deslocamento, a pressão média de lubrificação e o comportamento do atrito do pivô durante a sobreposição dos movimentos de rotação e oscilação.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 Mancais hidrodinâmicos

Atualmente, os mancais hidrodinâmicos são uma tecnologia amplamente utilizada em diversas aplicações como máquinas, motores à combustão, rotores de turbinas, etc. Esse tipo de mancal, com o passar do tempo foi sofrendo uma grande quantidade de alterações em relação aos primeiros que foram desenvolvidos. Além da grande facilidade de fabricação em comparação aos mancais de rolamentos, existe ainda, a baixa manutenção deste sistema no caso dos mancais hidrodinâmicos.

Os primeiros trabalhos apresentados nessa área datam do final do século XIX, designados para a aplicação na indústria ferroviária que ainda utilizava azeite de oliva como lubrificante. É muito difícil mencionar todos os autores que se referem ao tópico apresentado, devido a grande quantidade de trabalhos existentes. Eventualmente, algum nome conceituado não terá sido abordado devido à problemas de disponibilidade da obra.

Obviamente, devemos iniciar com a publicação do Prof. Reynolds em 1889, que após anos de experiências com mancais hidrodinâmicos e realizando experimentos criteriosos ainda utilizando como base as teorias do Sr. Stocks, apresentou em seu trabalho discordância dos resultados dos experimentos desenvolvidos pelo Sr. Beauchamp Tower. No trabalho mencionado, ele utiliza o equacionamento apresentado por Stocks e, a partir de determinadas condições de contorno, consegue apresentar uma equação geral para a aplicação em mancais.

Em 1931, Kingsbury publicou um artigo onde consegue comparar valores de pressão com campos elétricos, ou seja, ele consegue uma malha de resistências para calcular os pontos de tensão e traça uma analogia à distribuição de pressão, em especial para a equação de Reynolds. O experimento foi efetuado em uma caixa de madeira com revestimento asfáltico para o bom isolamento do compartimento. Com isso, ele elaborou uma aproximação onde o cálculo de malhas elétricas pode ser utilizado em cálculos de distribuição de pressão.

A partir dos anos 50, Dubois e Ocvirk publicaram uma série de trabalhos relativos aos mancais, onde inúmeros aspectos foram caracterizados. É muito difícil mencionar todos os trabalhos, mas vamos citar alguns que são os mais importantes para o trabalho exposto.

Em 1953 Dubois e Ocvirk publicaram - "*Analytic Derivation and Experimental Evaluation of Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings*" - que definiu e analisou a performance dos mancais curtos. Neste trabalho foi analisado o escoamento de óleo pelas laterais do mancal, avaliando os mancais curtos, ou seja, os que têm relação comprimento/diâmetro próxima à unidade, e também foram avaliados os efeitos da deflexão elástica, pressão de entrada, e mudanças das tolerâncias com alterações da temperatura. A aproximação analítica desenvolvida é uma extensão da função de distribuição de pressão pouco conhecida, que foi originalmente proposta por Michell e Cardullo.

Em 1955, novamente Dubois e Ocvirk apresentam - "*The Short Bearing Approximation for Plain Journal Bearings*", onde desenvolveram o número de Ocvirk para observação de carga. Esses valores foram utilizados por diversos autores, como valores comparativos para o dimensionamento de mancais.

Em 1957, Sternlicht publica um artigo para projetos de mancais de rolamentos com o uso computadores digitais, onde utiliza o trabalho de Kingsbury e apresenta o algoritmo para obtenção dos valores utilizados. Esse trabalho serviu de base para os trabalhos a seguir:

Em 1978, Noack publicou uma coletânea de trabalhos sobre mancais hidrodinâmicos, onde várias soluções foram apresentadas para o equacionamento de Reynolds, assim como, a solução numérica pelo método das diferenças finitas e avaliações de carga e comportamento do mancal com diferentes lubrificantes.

Publicações atuais sobre mancais hidrodinâmicos podem ser encontradas no livro de Childs, Dara (1993), onde a dinâmica de rotores é abordada. Vários aspectos sobre modelagem, fenômenos e análises são apresentados. Com relação a esse trabalho, foi apresentada uma sessão para avaliações com diferenças finitas principalmente focada na rigidez do mancal hidrodinâmico. A base da sessão é o trabalho de Lund e Sternlicht (1962) e posteriormente Lund e Thomsen (1978). O grande mérito do trabalho de Lund é a aproximação das forças hidrodinâmicas por um modelo linear através de coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento para o filme de óleo.

Em 1998, Cavalca, K. L. e Dedini, F. G. apresentaram – “*Experimental Analysis of a Tilting Pad Journal Bearing Influence in a Vertical Rotating System no IFToMM*” - vários dados experimentais são apresentados sobre problemas de tombamento em mancais hidrodinâmicos.

Em 2001, Idehara, S. J., Cavalca, K. L. et al. Apresentaram – “*Experimental Non Linear Model Updating Applied in Cylindrical Journal Bearings na ASME*”.

2.2 Livros publicados com aplicações sobre mancais hidrodinâmicos

Os livros publicados têm uma visão simplificada de uma série de trabalhos, além de apresentar experiências práticas coletadas pelos autores.

Em 1953, Weber e Schmidt publicaram um livro sobre mancais lisos, onde os autores apresentam todos os aspectos para a aplicação de mancais hidrodinâmicos:

- Teoria dos mancais - distribuição de pressão, carga, atrito e geração de calor;

- Materiais e utilização;
- Testes dos mancais - necessidades, grandezas observadas e procedimentos;
- Resumo com vários materiais do mancal, eixo, composição do lubrificante;
- Produção dos mancais - usinado, estampado, tratamento, controle e os não metais;
- Diversidade de aplicações (motores, máquinas de usinagem, motores de avião, turbomáquinas, transmissões).

Todos os tópicos foram apresentados com várias tabelas e exemplos, assim como, aspectos tribológicos de materiais, testes e especificações padrão e inúmeros modelos e tipos de mancais hidrodinâmicos. Apesar da obra ser antiga e utilizar certas abordagens de cálculo muito rudimentares, é, em contra partida, bem completa sob vários outros aspectos como os testes dos mancais.

Em 1966, Slaymaker publicou o livro "*Mechanical design and analysis*", que apresenta a sua experiência como consultor e mais de 30 anos como professor. Em um capítulo somente sobre mancais hidrodinâmicos, descreve o material onde são apresentados os seguintes tópicos:

- Introdução sobre o funcionamento do sistema;
- Considerações sobre viscosidade;
- Formulações sobre a influência da temperatura, em conjunto com uma tabela para consulta.

A análise de carga de Dubois e Ocvirk é apresentada em detalhes, avaliando a distribuição de pressão e um item que ele chama de número de carga. Apesar de mencionar Ocvirk, não é indicado relacionar a este, o trabalho de 1955 com o número de Ocvirk, nem a avaliação de torque e geração de calor através de equacionamento e aplicação de fórmulas, assim como, o fluxo de óleo. Este livro apresenta a teoria de maneira bem adequada, mas infelizmente não está atualizado para os trabalhos de Ocvirk (1955).

Em 1972, Shigley publica um livro sobre elementos de máquinas, que contém um capítulo especial sobre mancais hidrodinâmicos, onde define vários aspectos de viscosidade,

assim como, a teoria do Professor Reynolds, a influência térmica no sistema e vários gráficos explicativos sobre relações de espessura mínima do filme de óleo com o número de Sommerfeld (não apresentado em detalhes neste trabalho). O autor, nesse caso, apresenta vários exemplos de aplicação dos mancais hidrodinâmicos.

Em 1982, Burr publicou um livro para elementos de máquinas onde existe um capítulo sobre mancais hidrodinâmicos. Também são apresentados o equacionamento do Professor Reynolds e vários tipos de sistemas pressurizados hidrostaticamente, avaliações de velocidade e pressão assim como carga e torque. Os trabalhos de Ocvirk (1955), Pinkus (1959) e Sternlicht (1957) são mencionados. A apresentação de inúmeros problemas aumenta o espectro do material.

Em 1983, Juvinall com o livro “*Fundamentals of Machine component Design*” no capítulo “*Lubrication and Sliding Bearings*”, apresenta os seguintes aspectos sobre os mancais hidrodinâmicos:

- Breve introdução sobre os tipos de lubrificantes, tipos de mancais de deslizamento e tipos de lubrificação;
- A lubrificação hidrodinâmica é apresentada em conceitos básicos, assim como a viscosidade, mas esta é apresentada em um exemplo completo - um descritivo básico sobre a influência da temperatura e pressão na viscosidade com indicação da especificação ANSI/ASTM D2270. A equação de Petroff para o atrito do mancal foi brevemente apresentada com base em exemplos. Diagramas foram apresentados e aplicados em um exemplo para auxílio no projeto de mancais utilizando como referência Raimondi e Boyd (1958). O suprimento de lubrificante é outro tópico apresentado com descrições sucintas.

Em 1998, Norton publicou “*Machine Design – an integrated approach*” onde no capítulo “*Bearings and Lubrication*”, onde é apresentada uma visão sobre lubrificação (tipos, aditivos, condições, etc.) e sobre a teoria da lubrificação hidrodinâmica com a equação de Petroff, de Reynolds e a solução para mancais curtos e o número de Ocvirk (fator de carga). As abordagens são muito práticas com aplicações de equações resultantes da integração da Equação de Reynolds em regime laminar.

2.3 Rotação do Tucho no Comando de válvulas

Fatores como a influência da rotação do tucho em relação ao atrito e ao desgaste do par comando/seguidor, assim como o seu comportamento quando este é submetido a condições diferenciadas de lubrificação e dinâmica, foram analisados e comentados por diferentes autores. Um dos primeiros trabalhos publicados a respeito foi o de Bona e Ghilardi (1965), onde foi descrita uma diminuição no desgaste do sistema, que teve como base a rotação do tucho. Nessa publicação, vários tuchos foram submetidos a uma situação de carga que ocorre durante o trabalho até o aparecimento de pittings (pequenos orifícios), onde se verifica que o desgaste é aproximadamente 80 % a 100% maior em tuchos parados que em tuchos com rotação.

Os autores sugerem que a rotação do tucho em máquinas com alto desgaste no contato comando/tucho têm muitas vantagens; e um tucho que gira, com certeza, permite a utilização de materiais mais baratos.

Uhe (1985) experimentou em sua dissertação a avaliação da influência da rotação do tucho em relação às forças hidrodinâmicas geradas pelo par tucho/pivô a partir do filme de óleo (será abordado em detalhes a seguir). Ele chegou ao resultado, onde reduzindo-se o filme de óleo a velocidade pode aumentar em até 11 %, que para este trabalho não é uma informação tão segura, pois esta afirmação baseia-se em considerações feitas por outros trabalhos e não foram feitos cálculos matemáticos ou avaliações experimentais para a confirmação das conclusões.

Para a publicação de Pieprzak, Willermet (1989) sobre os efeitos da lubrificação e da rotação do tucho no atrito no contato comando/tucho, foi construída uma bancada com parte de um comando de válvulas para que fossem feitas avaliações experimentais do atrito. Nesse bloco de testes foi possível acionar o sistema do comando de válvulas através de motor elétrico e medir todo o sistema. Foi então, introduzida uma câmera de alta velocidade para compreensão da rotação

do tucho. Com esse método pôde-se avaliar a dependência do material de lubrificação para uma significativa redução do atrito, assim como, na rotação do tucho.

Em 1990, Willermet, Pieprzak e Dailey publicaram um trabalho a respeito da rotação de tuchos e sobre a redução do atrito no comando de válvulas com balancins roletados. Como ponto central desse experimento, mais uma vez foi abordada a redução do atrito, assim como a rotação do tucho. As medições mostraram diferenças óbvias na velocidade de rotações entre diferentes tipos de construção. Esse efeito foi baseado na diferença de projetos dos diferentes balancins. Todos os experimentos de velocidade de rotação, com exceção do escorregamento no contato, estavam menores que o aceitável na teoria.

Os autores chegaram a um resultado, onde uma possível economia de potência de atrito de aproximadamente 20 % pode ser conseguida, em consequência de uma rotação do tucho, que tendo sua velocidade periférica aumentada, poderá economizar mais potência.

Em 1991, Bockelmann, Gerve, Kehrwald e Willenbockel publicaram a confirmação dessas afirmações mencionadas acima. Com isso, o desgaste no caso de deslizamento e de rolagem freqüentemente deve-se a um mau comportamento durante a rotação. Além disso, verificou-se que o desgaste é menor com a oscilação entre tucho e furo guia durante a rotação, aumentando a vida útil do tucho. Os autores avaliaram e evidenciaram na conexão entre a rotação do tucho e o desgaste de contato que o tucho deve basicamente girar para diminuir o desgaste de contato. O valor absoluto da rotação tem significado secundário. Além disso, foi averiguado que uma conicidade lateral do comando pode ser desenvolvida para a otimização do potencial somente com um aumento no custo de produção.

Um mau comportamento de rotação favorece o desgaste do tucho. Por outro lado, podemos verificar que a segurança/eficiência do projeto em um comando de válvulas com acionamento direto e com altas cargas, é dependente do comportamento de rotação do tucho.

Resumindo, é importante observar que os autores são unânimes em confirmar as vantagens da rotação do comando de válvulas para a redução de desgaste. Uma expressão teórica para

descrição dos princípios ainda não foi apresentada. Não foram fornecidas as indicações para execução construtiva do comando e geometria do comando. Quase que completamente não foi feita avaliação essencial da rotação do tucho.

Em 1993 Holland e Schmidt publicaram um registro numérico da rotação do tucho. Em um primeiro momento, foi elaborada uma expressão para apresentação do cálculo numérico da rotação do tucho pelos calços cilíndricos circulares/sistema de tucho, aonde o caminho da solução para chegar a uma otimização numérica da rotação do tucho foi demonstrado.

Em 1995, Schmidt publicou sua tese de doutorado, comparando os valores obtidos no mesmo programa apresentado em 1993 com os dados coletados na bancada por ele projetada.

Capítulo 3

O Comando de Válvulas - Descrição do Problema

A principal solução utilizada para facilitar o acionamento de máquinas de potência ainda é o motor à combustão, especialmente as máquinas a pistão. Mesmo que métodos alternativos estejam sendo pesquisados, estes representam uma pequena parcela considerando-se o valor total de motores existentes, levando em conta o fato de que para maior geração de energia através de fluido combustível com pouca massa e volume, seja necessário um sistema de armazenamento (tanque) e que isto restringe a autonomia. Células de combustível, motores elétricos, motores híbridos, turbina a gás, assim como outros sistemas, segundo tendências (Pischinger, S., 1999), são apropriados para motores de carros de passeio, mas ainda não tem desempenho/potência suficiente para a utilização, ou como no caso de células de combustível, ainda não têm uma estrutura de suporte suficiente, apesar de estar sendo incentivado de maneira governamental (Jost, 2004) e ter seu futuro incerto devido a problemas de fornecimento de gasolina e agressividade ao meio-ambiente (Alexander, 2004). O desenvolvimento nas máquinas a combustão está chegando a um grau de eficiência de 50% (Pischinger, S., 1999), que é considerado baixo para uma máquina moderna e indica que ainda é possível a melhoria da eficiência dentro de todas as tecnologias existentes atualmente.

A indústria automobilística vem sendo estimulada proporcionalmente às necessidades do mercado para que haja um desenvolvimento constante dos motores de carros de passeio no que tange a potência, manutenção e durabilidade. As determinações dos padrões internacionais que influenciam os parâmetros do consumo de combustível (no caso de emissão de poluentes e geração de ruídos) são sempre alteradas, servindo de desafio para os engenheiros e projetistas. O

comando de válvulas é um dos alvos atuais para a melhoria do desempenho do motor, mas como mencionado por Hydra, Fritz (Carney, 2004), as próximas tecnologias para o comando que estão surgindo, deverão se consolidar somente daqui a 10 anos. A utilização de materiais alternativos e o conhecimento mais aprofundado do comando como o seu projeto estão sendo reconsiderados no momento.

Considerando-se que tecnologias como: desativação de válvulas e alteração na sua abertura, são as principais propostas que estão surgindo. Enfatiza-se aqui o fato da necessidade de melhoria e conhecimento do sistema completo.

Abaixo temos algumas figuras dos últimos lançamentos no mercado de motores para novas tecnologias de desativação/alteração do deslocamento das válvulas.

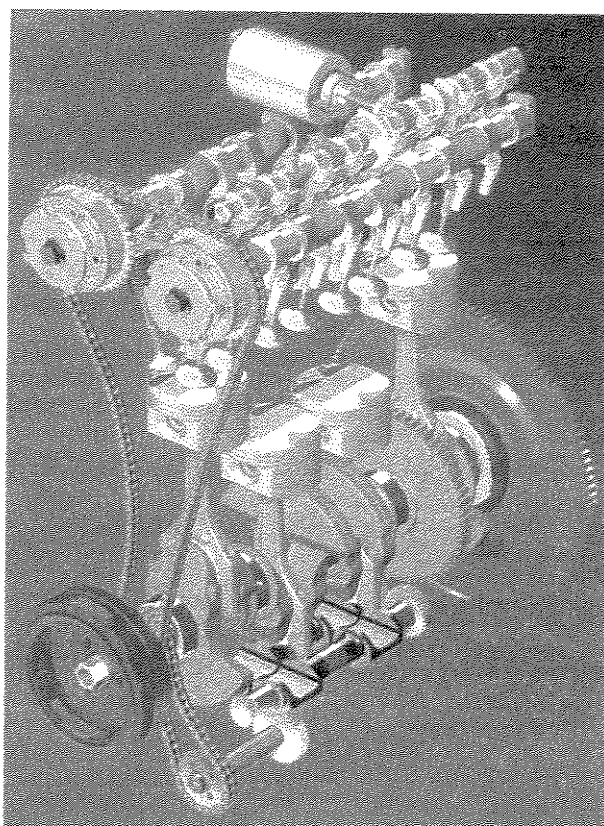


Figura 3.1 – Motor quatro cilindros a gasolina para o novo BMW série I com sistema Valvetronic que permite a variação no deslocamento da abertura das válvulas.

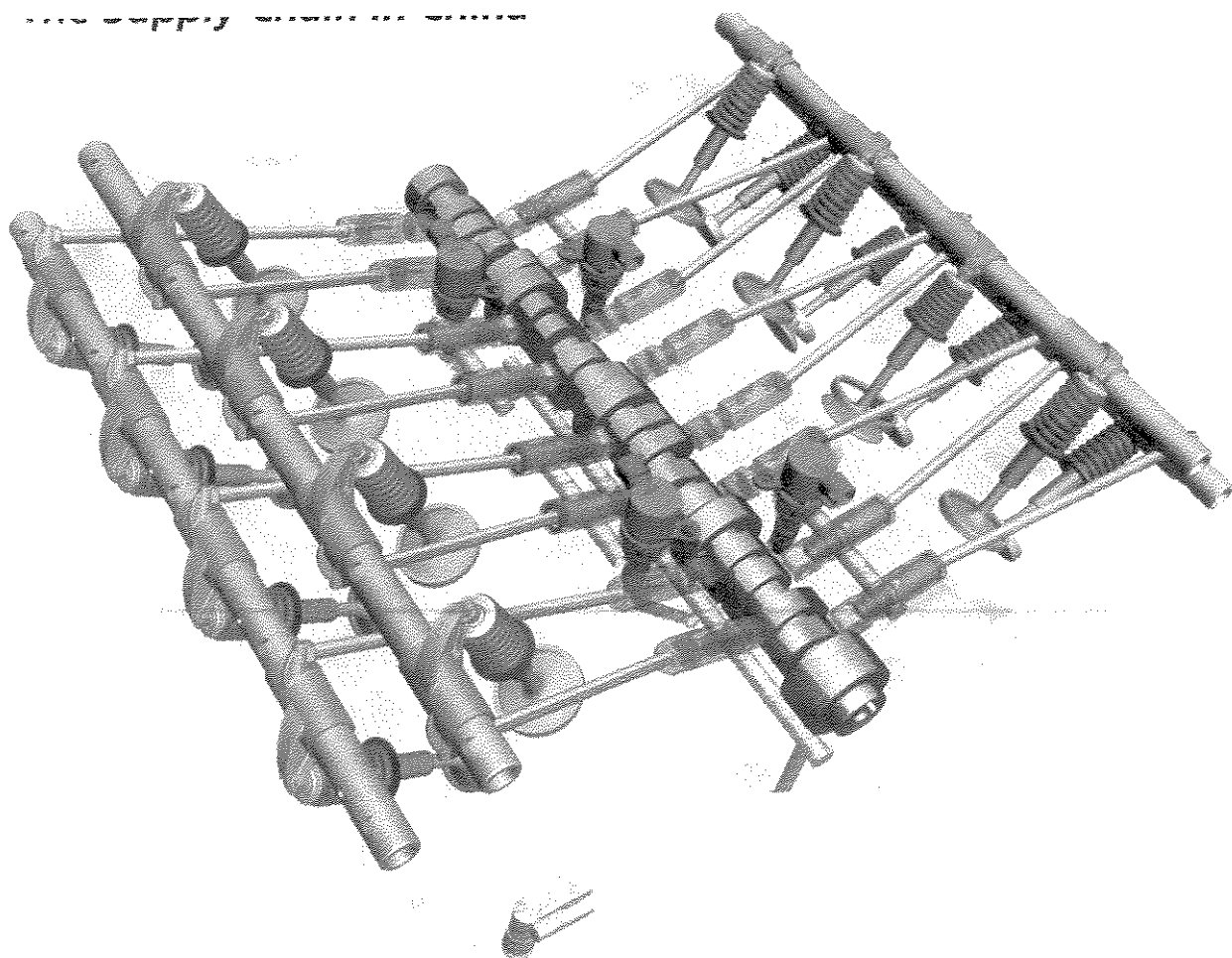


Figura 3.2 – Sistema para acionamento do comando de válvulas do 5.7 L Hemi V8 - As cápsulas centrais indicam os solenóides e os roletes de acompanhamento do comando são o sistema de desativação das válvulas. O sistema é ativado em 40 ms.

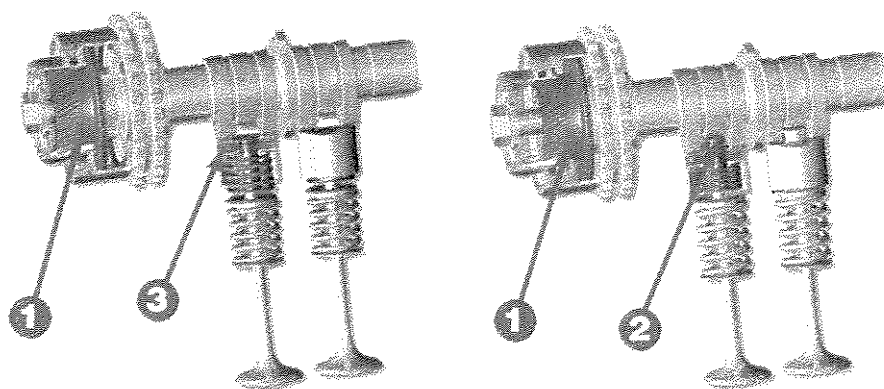


Figura 3.3 – Sistema de variação no instante de abertura/fechamento das válvulas (indicado como item 1 na Figura 3.3) e variação no deslocamento das válvulas através do came trilobado (sendo utilizado o came externo item 3 e o interno item 2) aplicado no Porsche 911 Turbo versão 2001 – 2004.

(Pressão média efetiva [MPa]

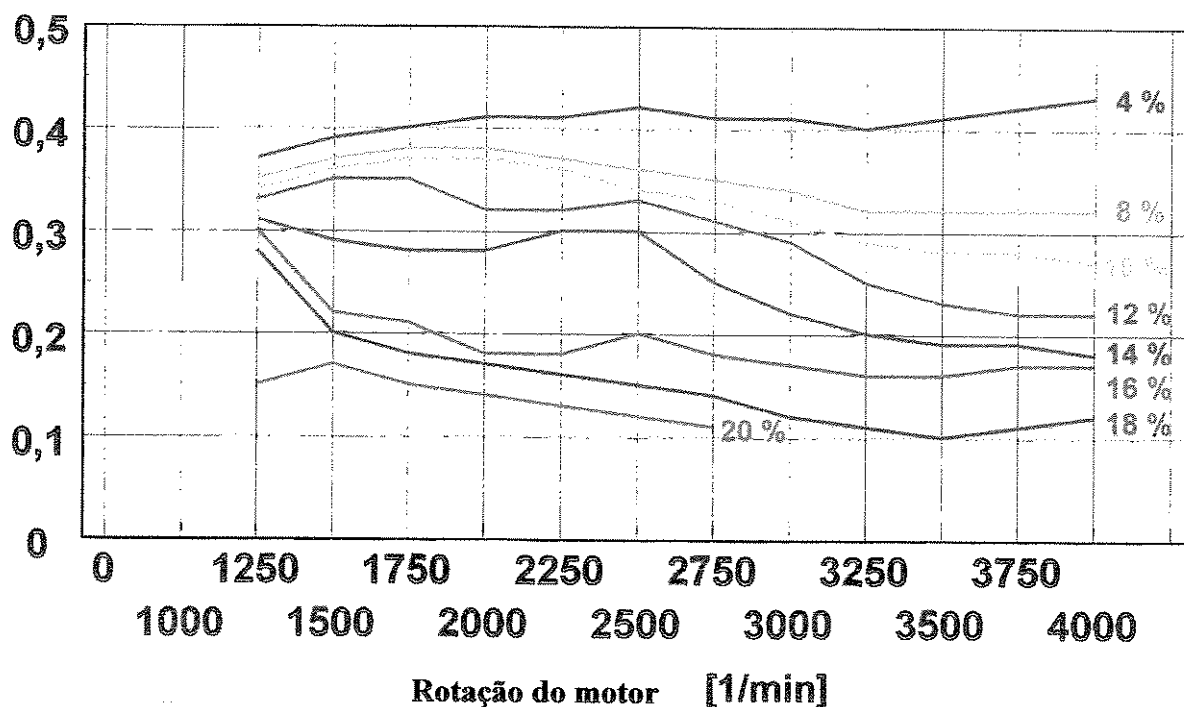


Figura 3.4 – Curva de Pressão média efetiva x rotação do motor - Obtidas de um motor 4 cilindros com dois cilindros desativados, as curvas indicam a redução de consumo médio comparativamente com o motor nas duas situações para a mesma condição de carregamento.

3.1 O tucho dentro do cabeçote de um motor a combustão

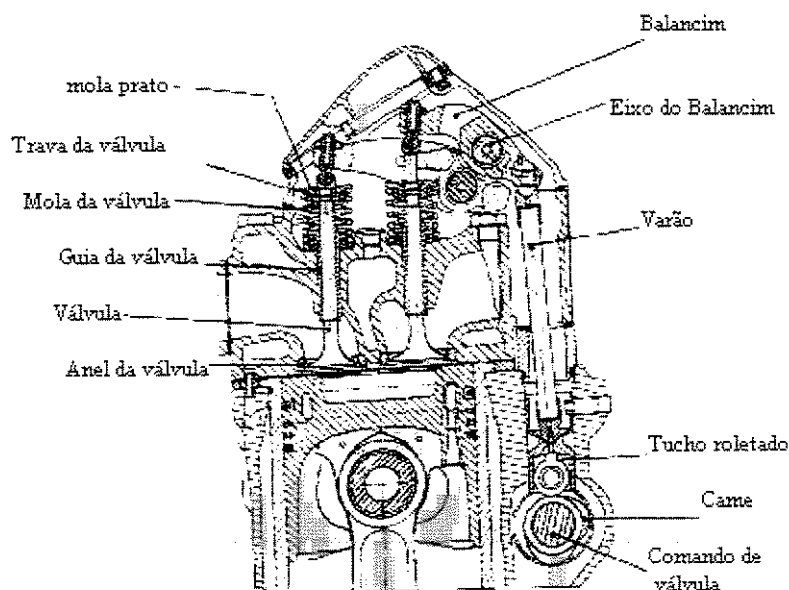


Figura 3.5 – Sistema de comando de válvulas com acionamento através de varão

Através da faísca periódica em um ambiente vedado com uma mistura de combustível vaporizado e ar, ocorre a combustão no chamado ciclo OTTO. Para o ciclo em motores à Diesel o ciclo é um pouco diferente, ocorrendo a injeção do combustível, posteriormente a entrada de ar e, então, a combustão através da compressão chamada de autocombustão ou auto-faiscamento. Ainda para motores à Diesel, temos a injeção direta com pré-câmara e com a entrada de ar em espiral. Para isto, utiliza-se como um dos tópicos principais o controle da troca de gases (entrada e saída) do sistema de válvulas (Tabellenbuch Kraftfahrzeugtechnik).

Nos motores de quatro tempos, que é o principal foco do nosso trabalho, as válvulas se abrem com a metade da rotação do motor, através de um comando e com elementos de suporte como molas, tuchos, balancins e sistemas de retorno como a força da mola, mostrado na figura 3.5. O came situado no comando aciona, neste caso, o varão através de um tucho roletado. O varão aciona o balancim através de um elemento de ligação, que por sua vez rotaciona em relação ao

eixo do balancim e aciona a válvula através de outro elemento de ligação. Esse mecanismo de acionamento da válvula é denominado como *Comando de Válvulas*.

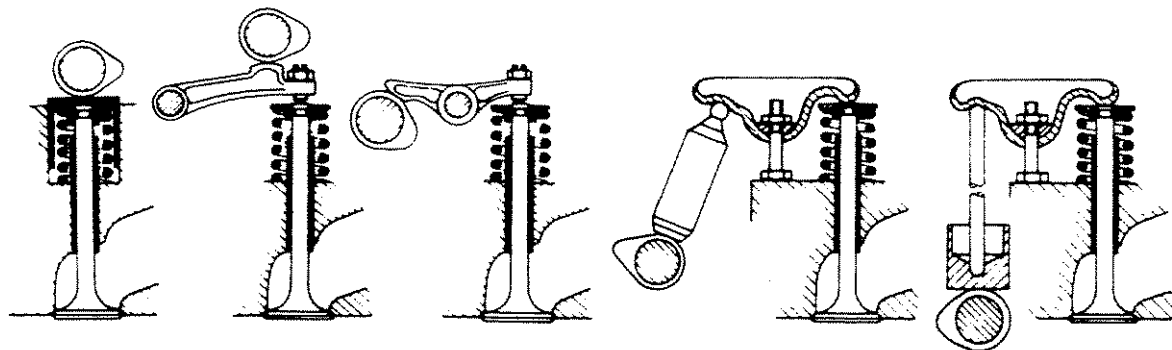


Figura 3.6 – Diversos tipos de acionamento de válvula através de diferentes posicionamentos do comando.

Existem diversos tipos de construção para o comando, como mostra a figura 3.6. Isso depende da configuração do motor e seu espaço disponível, sendo que muitos construtores variam de sistema para sistema para obter o máximo de espaço e o melhor mecanismo para o acionamento das válvulas. O comando pode ficar tanto abaixo como acima das válvulas, dependendo do lay-out do sistema primário do motor (sistema de transmissão de movimento para o acionamento do comando).

Concentra-se a discussão no tucho mostrado na figura 3.7. Neste caso, o comando se situa acima da válvula e efetua o acionamento desta, através de um elemento intermediário do tucho. Existem diferentes tipos, modelos e configurações de tuchos. Na figura 3.8 é apresentado o tucho mecânico, que pode ser com ou sem pastilha para calibração de folga (a esquerda e a direita da figura, respectivamente). É uma peça única de metal, onde o grande segredo é o seu desenho. A procura de um desenho definitivo é até hoje analisada, visto que para os últimos desenvolvimentos no mercado ainda aparecem novos projetos, buscando a melhor eficiência do sistema, assim como o mínimo desgaste. Na figura 3.9 é apresentado o tucho hidráulico equipado com um sistema de eliminação de folgas, também muito comum. Esses tuchos têm um suprimento de óleo lateral, no qual a vazão é apresentada na figura 3.10, assim como um gráfico do consumo total do motor na figura 3.11.

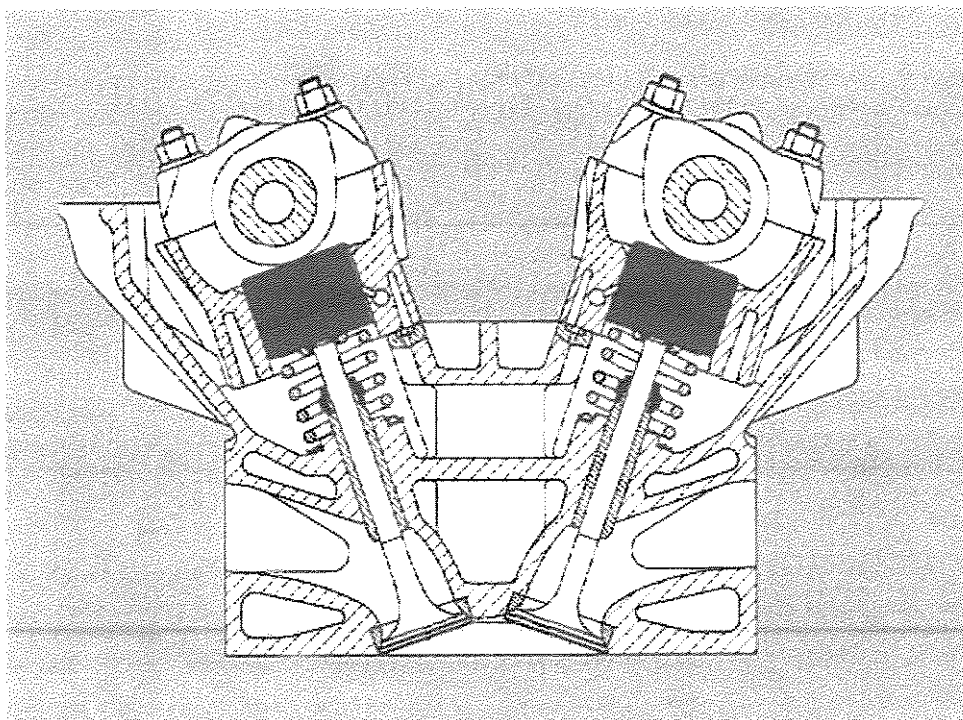


Figura 3.7 – Apresentação do tucho dentro de uma configuração do comando de válvulas.

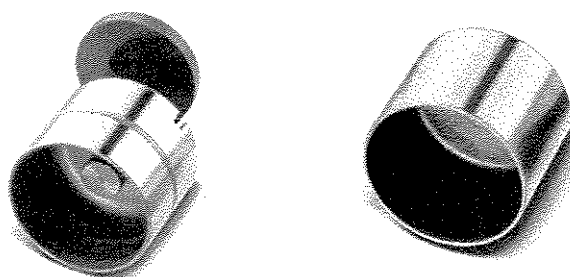


Figura 3.8 – Tucho mecânico com pastilha para calibração de folgas e sem pastilha.

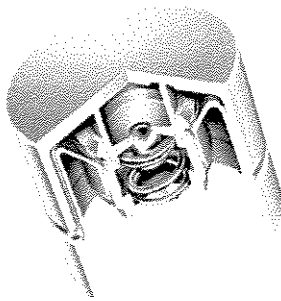
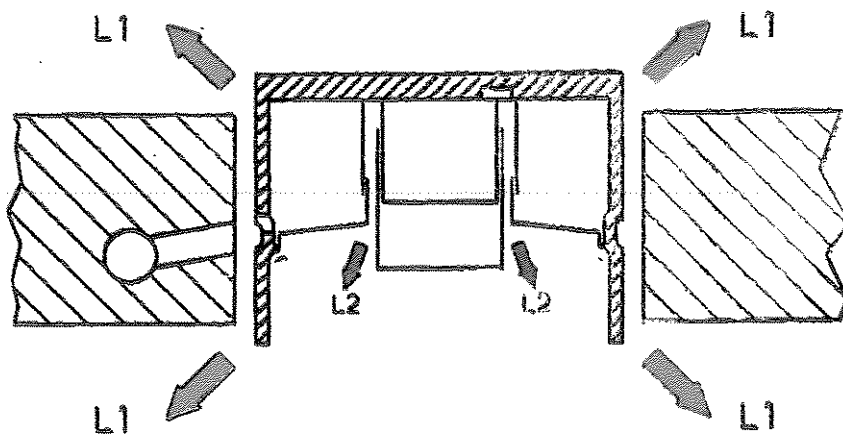


Figura 3.9 – Tucho equipado com sistema para compensar a folga no comando.



$L1 = 0.5$	l/min
$L2 = 0.02$	l/min

Figura 3.10 – Suprimento de óleo lateral para o tucho e sistema para compensar folgas.

Um dos problemas típicos para os tuchos é o suprimento inicial de óleo, ou seja, o tucho durante os primeiros giros, pode ter um atrito seco e provocar um desgaste acentuado no sistema. Para evitar ou minimizar esse tipo de desgaste existe uma válvula que evita o retorno de todo o óleo e contribui substancialmente para a vida do sistema. Essa válvula é apresentada na Figura 3.12 e é chamada de válvula de retenção ou check valve.

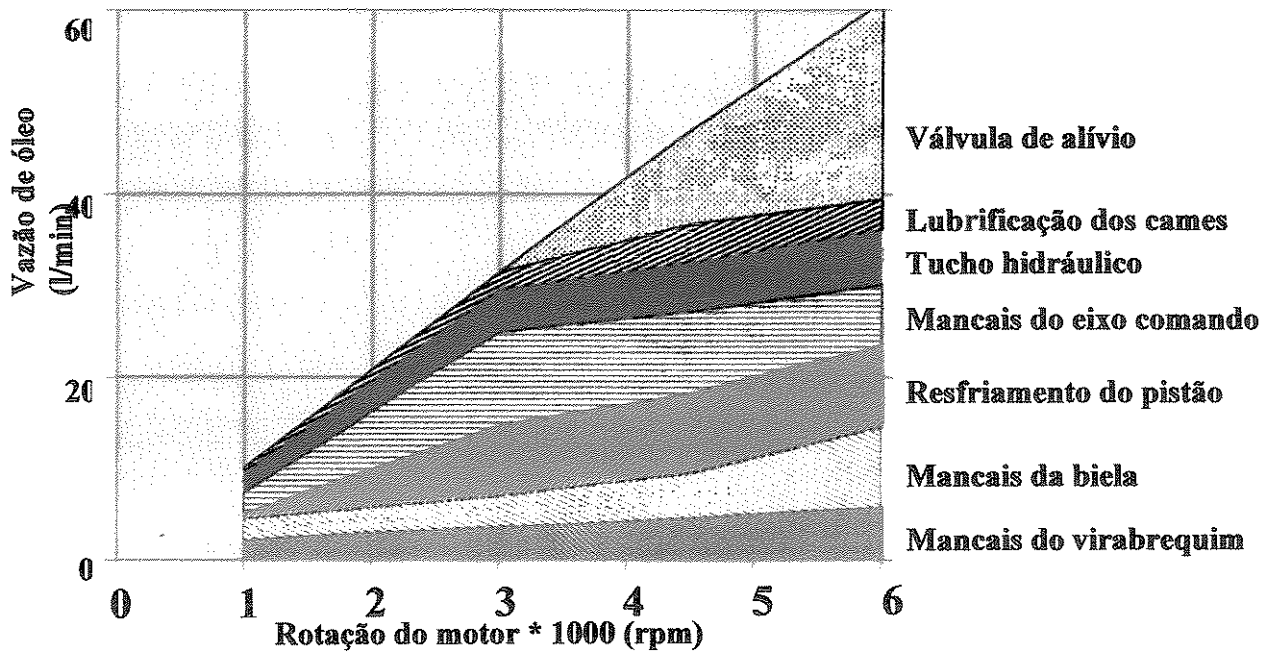


Figura 3.11 – Gráfico de indicação de consumo de óleo pelos principais itens do motor (valores estimados).

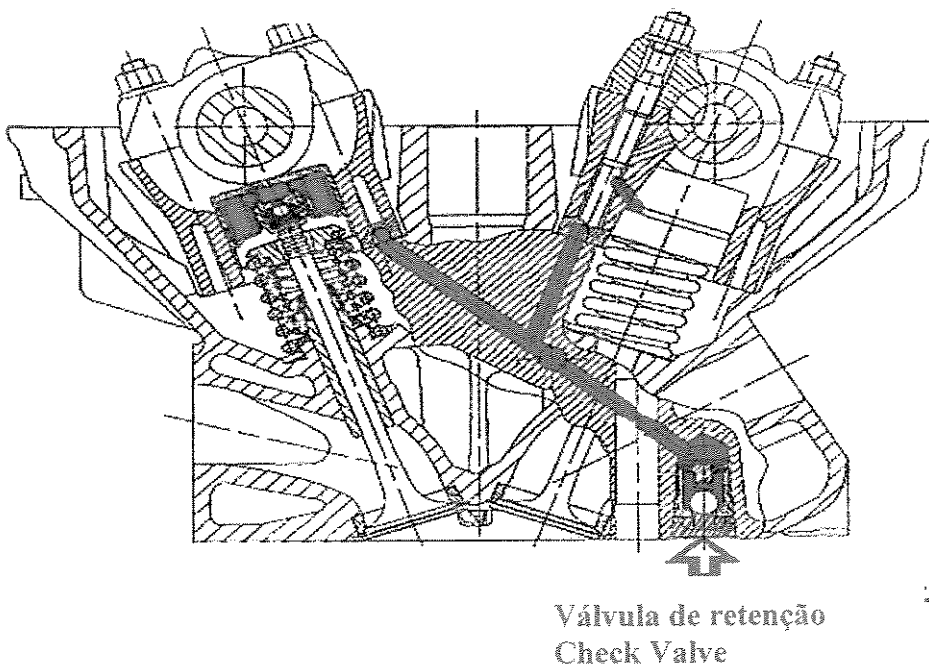


Figura 3.12 – Vista em corte de um cabeçote ressaltando a válvula de retenção (check valve).

3.2 Introdução das forças envolvidas no sistema

A principal causa para o aumento do grau de deficiência do motor é a perda pelo sistema mecânico, que é maior em rotações menores, podendo chegar até 30% da perda total (Batch, Henrik 1993).

Para a redução nos tempos de abertura e fechamento das válvulas e para a otimização do sistema de comando, é necessária uma inclinação acentuada da rampa de abertura, que promoverá altas forças dinâmicas a elevadas acelerações do comando com o seguidor (figura 3.13).

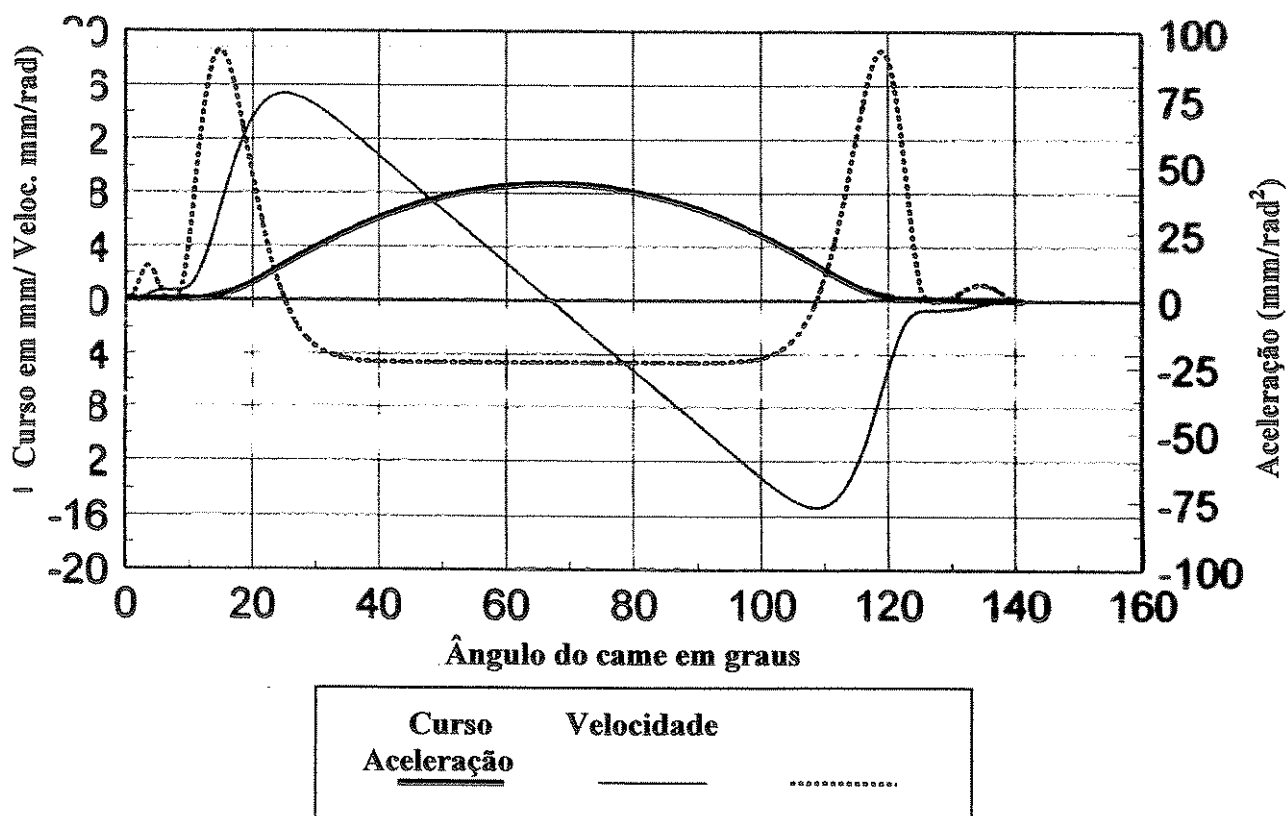


Figura 3.13 – Diagrama de deslocamento/velocidade e aceleração de abertura de válvula.

Podemos analisar na figura 3.13 que, apesar da rampa de abertura/fechamento da válvula ser relativamente suave, as velocidades e acelerações envolvidas são consideravelmente altas. Para a medição dessas curvas, geralmente é utilizado o cabeçote separado do restante do motor e um sistema a laser é colocado na base para serem obtidos os valores de deslocamento e velocidade. Neste caso, evitamos que seja feita uma derivação numérica, reduzindo os erros envolvidos nas medições (figura 3.14).

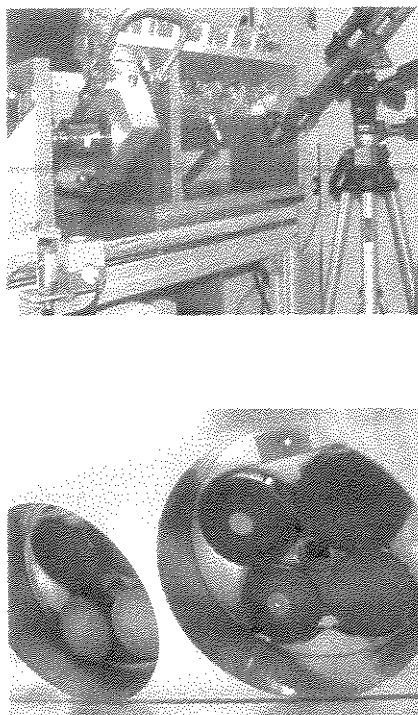


Figura 3.14 – Bancada de testes com cabeçote do Porsche Carrera GT com um sistema de medição por laser (superior). Medição diferencial na válvula e no cabeçote referencial (inferior).

A partir do projeto dos deslocamentos das válvulas e da averiguação dos resultados pelas medições a laser, são dadas condições para se verificar em detalhes os erros dos modelos propostos. Apesar da variedade de modelos propostos, ainda existe uma série de dificuldades para se otimizar o sistema. A figura 3.15 apresenta o diagrama de forças envolvidas no sistema, a inércia, e o mais importante, o fator de segurança do conjunto, onde as situações críticas ocorrem

nos momentos de abertura e fechamento das válvulas. Esses momentos são críticos, pois todas as massas devem ser desaceleradas em um instante de tempo muito curto.

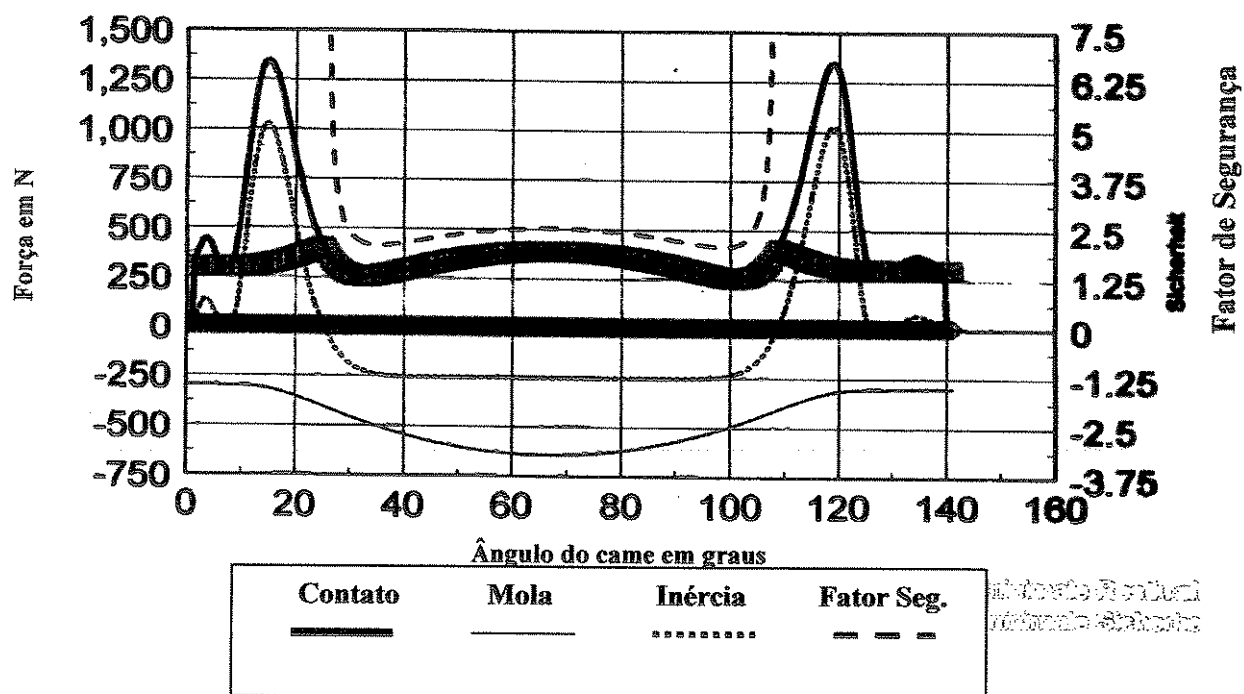


Figura 3.15 – Diagrama de forças considerando mola/inércia com o fator de segurança.

Observando novamente a figura 3.15 vemos, ainda, que as molas, apesar de sofrerem esforços de compressão, não tem influência significativa nos momentos mais críticos. A inércia, por outro lado, tem uma influência considerável no projeto inicial de todo o sistema. Componentes mais leves são, portanto, desejáveis no conjunto, apesar da utilização de materiais alternativos ao aço, em motores atuais, ser extremamente restrita.

Os diagramas de forças dependem da relação de contatos entre came e seguidor, seja ele um balancim ou um tucho. Como parâmetros tradicionais ou distribuição de forças do sistema, temos um diagrama típico que pode ser observado na figura 3.16. Neste caso, podemos novamente observar as forças envolvidas em relação ao deslocamento do centro do tucho. Mais uma vez as forças mais altas não indicam a situação mais crítica, mas as mais baixas, sim, onde o came pode perder o contato com o tucho ou com o balancim.

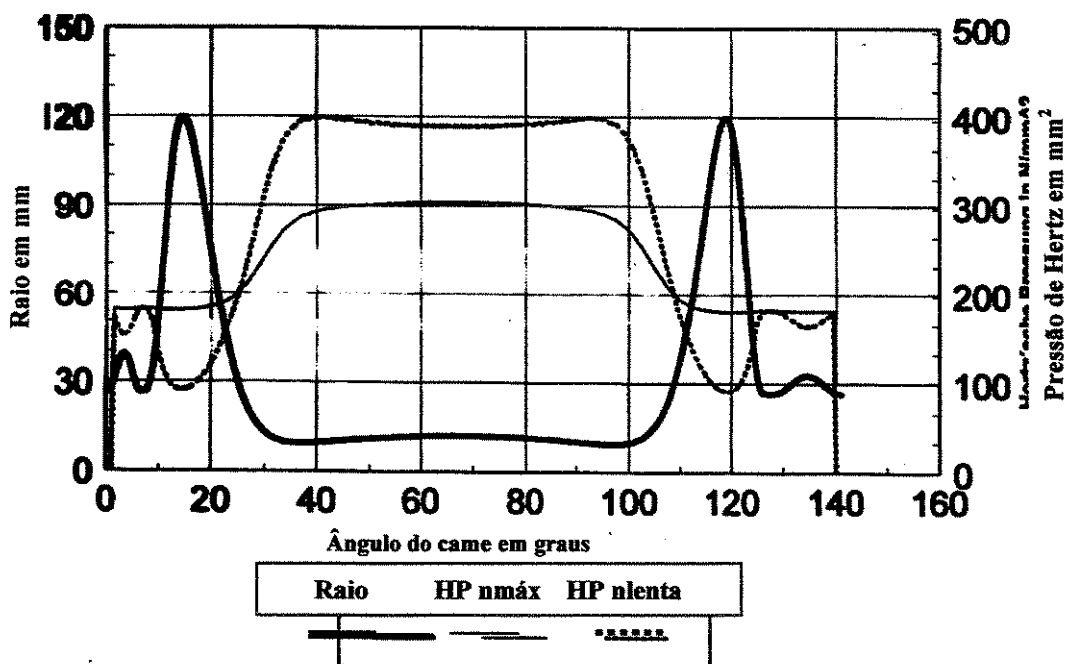


Figura 3.16 – Diagrama de força de contato a partir do deslocamento central entre o par came/tucho.

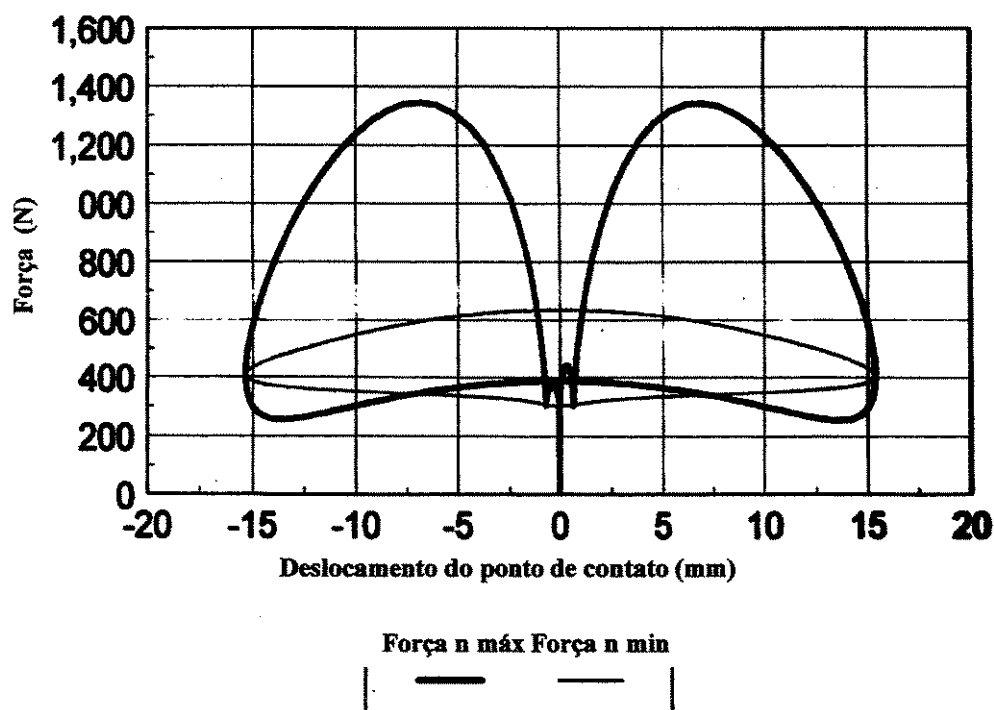


Figura 3.17 – Diagrama de pressão de Hertz a partir de raios de curvatura do comando .

Apesar deste assunto não ser aprofundado nesse trabalho, mostramos o gráfico (figura 3.17) com as características de pressão de Hertz ao longo do ângulo do comando. Ocorrem variações na pressão de Hertz, devido o comando ou o came apresentar uma série de raios para a obtenção do deslocamento/velocidade e aceleração adequados.

Todos esses gráficos são referentes a uma determinada condição do motor, considerando-se a rotação, temperatura, carga, etc. A figura 3.18 mostra o deslocamento da válvula quando o motor é submetido a outros regimes de rotação, o que pode afetar o funcionamento do comando, gerando irregularidades e ocasionando um funcionamento inadequado do sistema. Na figura observa-se que com o aumento da rotação, as irregularidades começam a deformar a curva de abertura das válvulas.

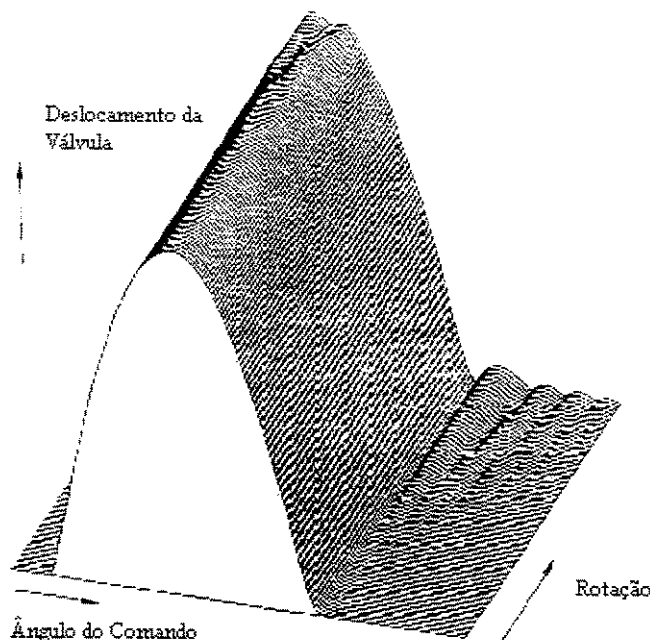


Figura 3.18 – Gráfico indicando irregularidades no deslocamento das válvulas a partir do aumento da rotação para o mesmo percurso do comando.

3.3 Influência da variação térmica no sistema

O comando de válvulas tem como função comandar as válvulas para a troca de gases com os dutos de admissão e escape durante um determinado período de tempo.

Para se obter o melhor do seu rendimento em relação ao custo, observando as características de peso, o cabeçote deverá ser composto de diversas ligas e diversos materiais (figura 3.19).

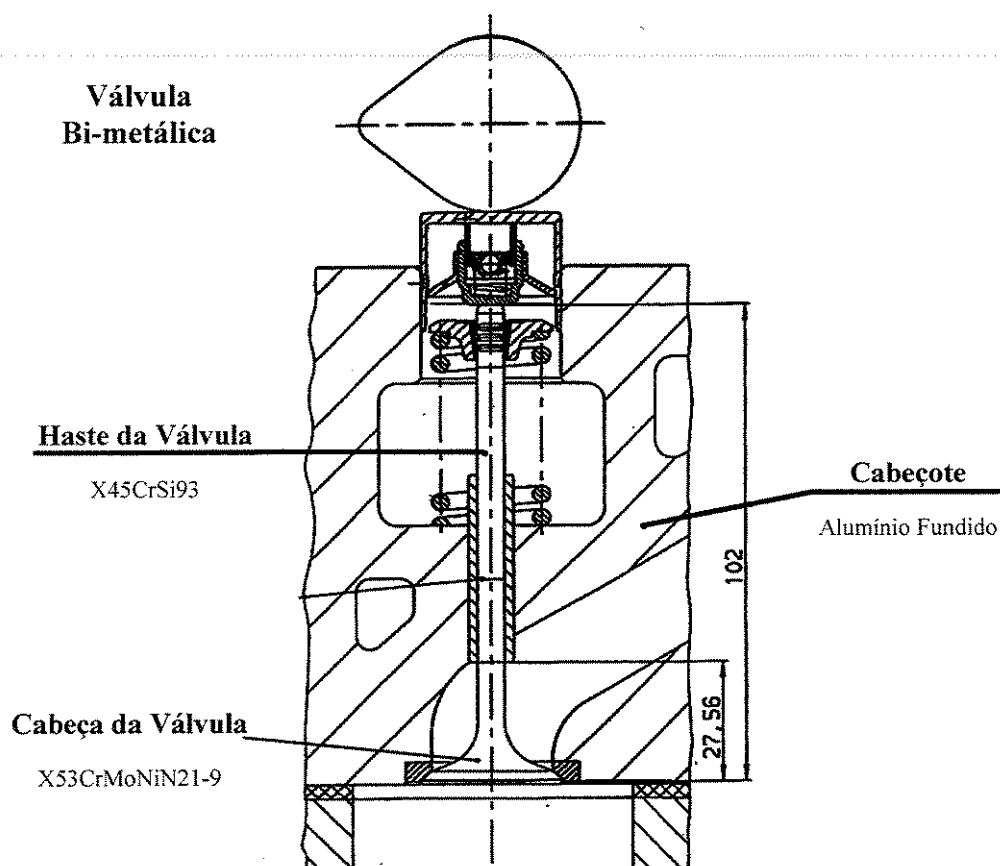


Figura 3.19 – Diversos materiais empregados na construção do comando de válvulas.

Uma das maiores preocupações em relação ao sistema do comando é a partida a frio. Neste caso, o motor está submetido a uma temperatura baixa (podendo chegar a vários graus abaixo de

zero). Nesta condição, o óleo apresenta uma viscosidade muito alta, dificultando o escoamento e podendo gerar problemas de falta de lubrificação. Outro problema reside no momento da partida, onde o cabeçote está com a mesma temperatura em todos os seus componentes (figura 3.20). Para fins ilustrativos, utiliza-se como referencial zero um ponto *A* indicado na figura 3.20, e uma linha de referência que indica se a válvula está fechando corretamente. Nesse momento, quando se dá a partida, a câmara de combustão é submetida a uma temperatura de mais de 700 °C.

Condições Iniciais
 $T(\text{óleo}) = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$
 Motor Desligado

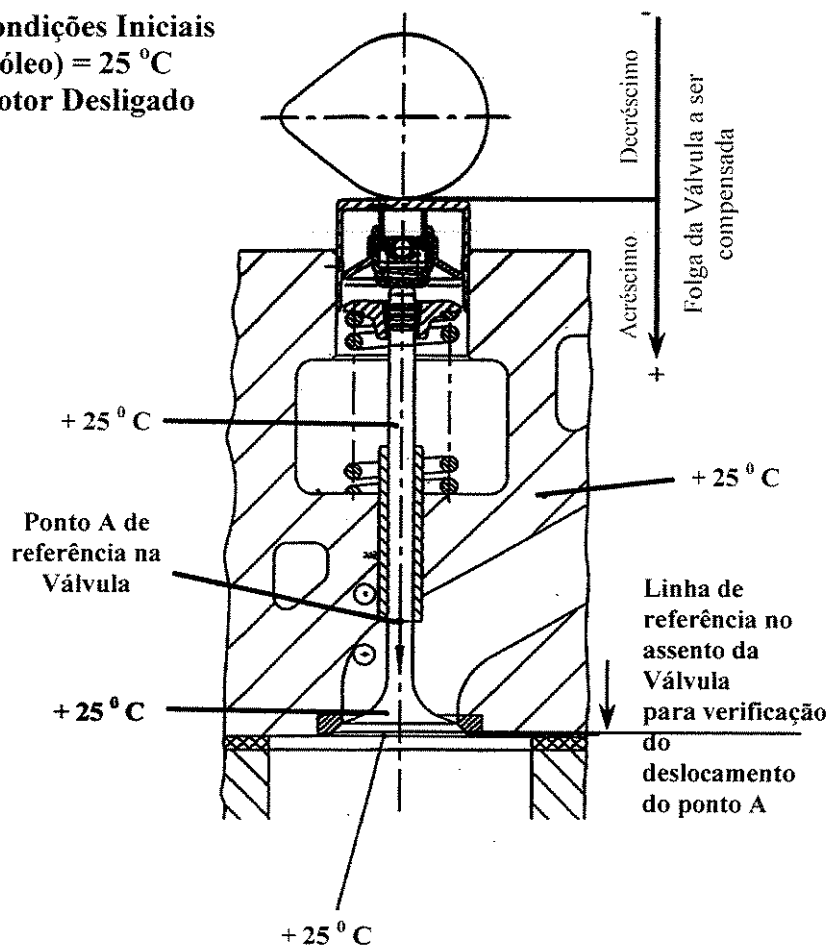


Figura 3.20 – Distribuição de temperaturas no cabeçote do motor para uma temperatura ambiente de $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

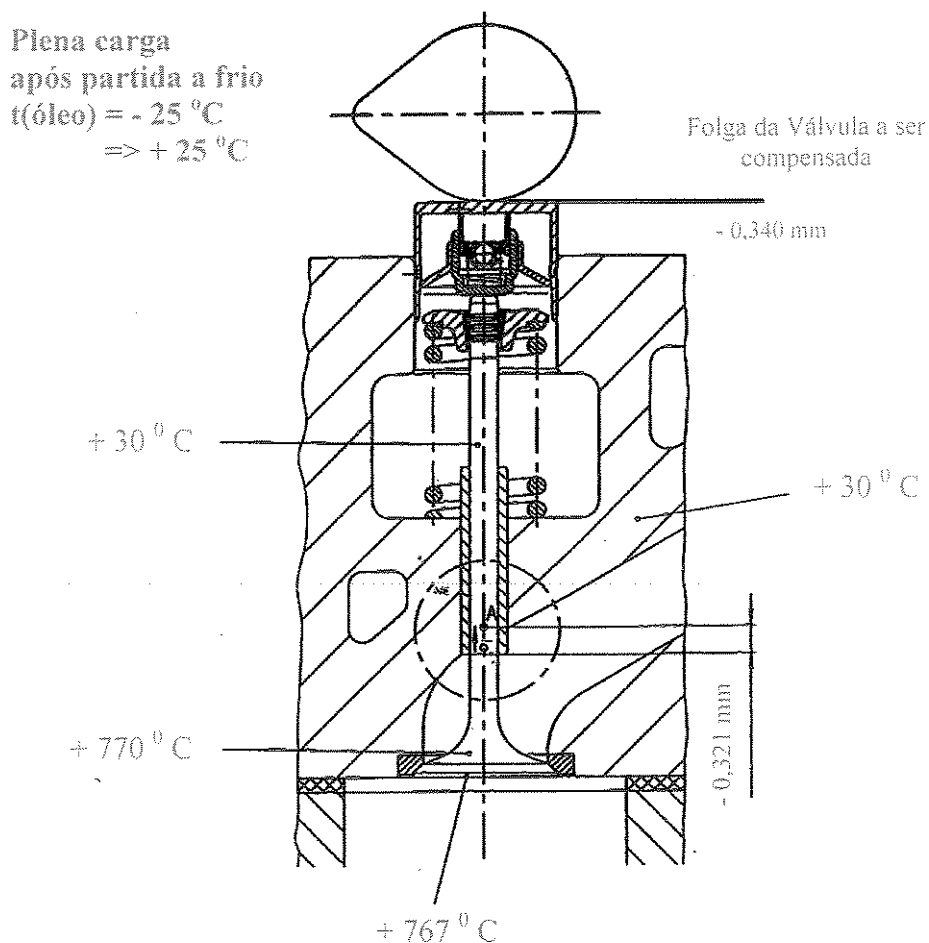


Figura 3.21 – Distribuição de temperaturas no comando de válvulas para os instantes iniciais da partida do motor.

Com o aumento da temperatura na câmara de combustão quando ocorre a partida, toda a região ao redor da câmara é submetida a temperaturas acima de 700°C , porém, neste caso, a parte superior do comando continua com uma temperatura de 25°C . A válvula, então, irá dilatar mais que o cabeçote, formando uma folga de $340\text{ }\mu\text{m}$, o que prejudica ainda mais a eficiência do sistema.

O objetivo dessas observações é o de registrar os problemas típicos deste conjunto e assim, nas conclusões dos modelos que serão apresentados, verificar as possíveis influências que as características apresentadas podem ter no sistema.

3.4 Sistemas periféricos ao comando e suas influências

A fase de acionamento do comando de válvulas é feita através de um sistema de correias e polias dentadas sincronizadas com o virabrequim, à metade da rotação, ou seja, com virabrequim girando a uma rotação duas vezes maior do que o comando de válvulas para motores de 4 tempos. Para motores de 2 tempos a rotação do comando é igual a do virabrequim.

As transmissões também podem ser por engrenagens ou correntes, o que ainda é muito comum para os desenvolvimentos atuais, embora a utilização de polias ainda seja a mais representativa (Birch, 2004). Também é bastante comum corrente e engrenagens conjugadas (figura 3.22). Nessa configuração, temos a introdução de peças plásticas no compartimento do motor.

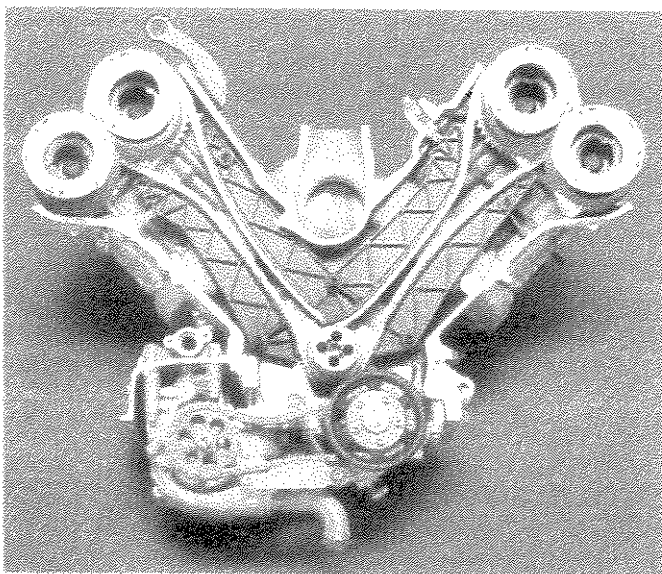


Figura 3.22 – Motor V10 BMW para o veículo M5 com acionamento do comando via corrente.

O acionamento do comando pode ser feito pelo lado da embreagem, que devido as suas características vibracionais apresenta vantagens, porém, sua característica construtiva é uma desvantagem. Devido a isso, na maioria dos casos, utiliza-se o lado inverso da embreagem. O sistema de tensionamento de correia ou corrente é feito, na maioria das vezes, por sistemas

mecânicos de molas ou sistemas hidráulicos mantendo, dessa maneira, praticamente sempre a mesma tensão na correia ou corrente. Neste caso, a vida útil dos componentes aumenta.

Outro sistema que é muito utilizado é um conjunto para alteração do instante de abertura das válvulas. Na figura 3.22 é apresentado um dos modelos existentes. A Figura 3.23 mostra o princípio de funcionamento, sempre controlado por um sistema de sensores, para verificação do posicionamento do comando de válvulas e do virabrequim. O conjunto apresentado na figura 3.23 trabalha como um cilindro hidráulico rotativo controlado pela válvula de controle, indicado na figura 3.24. A principal vantagem é uma curva de torque mais constante para uma grande faixa de rotações.

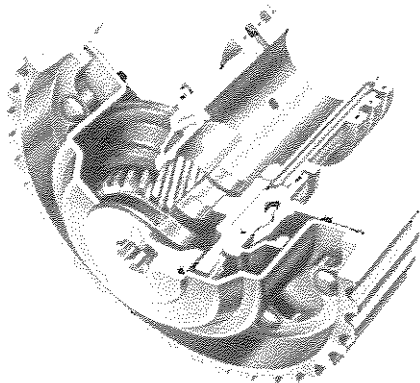


Figura 3.23 – Sistema hidráulico de modificação do instante de abertura das válvulas.

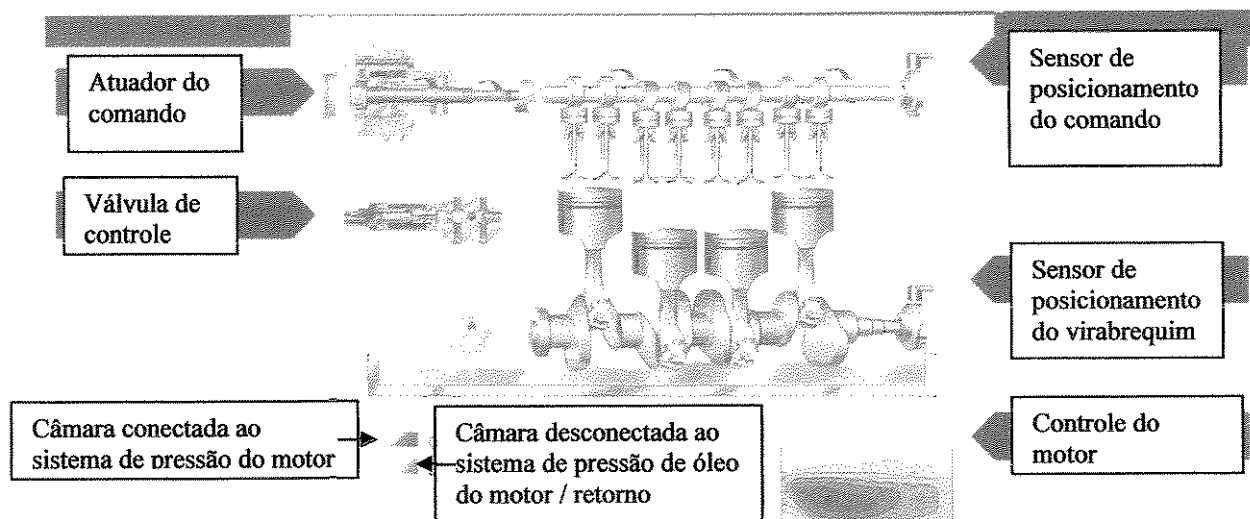


Figura 3.24 – Princípio de funcionamento de sistema para alteração do instante de abertura das válvulas do motor.

Figura 3.24 – Princípio de funcionamento de sistema para alteração do instante de abertura das válvulas do motor.

A função do comando de válvulas é transformar um movimento de rotação em um movimento linear através de um excêntrico. Os excêntricos trabalham no comando de válvulas como os chamados comes. Assim, quando a válvula e o seu componente acionador (tucho, balancim) passam pelo ciclo básico do comando, a válvula permanece fechada. No instante que passa do ciclo básico para a parte excêntrica do comando (came), o tucho ou balancim é empurrado até que todas as folgas do sistema sejam eliminadas (somente desta maneira que a válvula pode vedar completamente). Deve ainda, entre a válvula e os periféricos, como o tucho e balancim, existir uma folga suficiente para que a dilatação das válvulas, através do aquecimento, não inicie o processo de abertura das válvulas. Com a eliminação da folga do sistema, será então deslocada a válvula pelo formato do came através do tucho/balancim – a velocidade da válvula deve ser a máxima, até que atinja o valor máximo de deslocamento. Devemos considerar a inércia do sistema, que pode gerar um deslocamento maior que o desejado. A válvula também deve se movimentar no limite para que se mantenha por mais tempo aberta, permitindo a admissão ou exaustão dos gases. Por isso, a curva do came da válvula tem o atraso através da mola da mesma, ou seja, retarda a ação da válvula. Depois da válvula estar totalmente aberta, a mola irá acelerá-la novamente na direção do assento. O movimento da válvula será parcialmente efetuado pelo perfil do came e parcialmente pela força da mola. A mola deve, o mais rapidamente possível, abrir e fechar para que deixe a entrada de gases livre para a admissão e exaustão. Ambos irão, por um breve período de tempo, ocorrer em conjunto, ou seja, os gases da combustão saem enquanto os gases do vapor de combustível começam a entrar. Nesse caso, os gases do vapor do combustível “empurram” os gases da combustão.

O comando de válvulas é um sistema massa/mola com ciclagem periódica, predominantemente oscilatória. Observando o comportamento periódico, o comando de válvulas deve ser rígido o suficiente, e em consideração à sua massa, ele deve ser o mais leve possível para que, nesse caso, evite problemas de inércia. Os comes do comando de válvulas geralmente são montados ou usinados no eixo do comando.

As irregularidades no curso de abertura ou fechamento das válvulas do comando com o aumento da rotação é resultado das folgas, geometrias, inércias, etc.

As vibrações do comando são geradas através de:

- Formato do came, principalmente o seu retorno;
- Problemas de fornecimento/ fabricação, por exemplo, excentricidade do círculo básico;
- Vibrações de rotação do comando;
- Irregularidades do acionamento (vibrações torcionais);
- Flexões de vibração do comando de válvulas e/ou vareta de acionamento. O comando de válvulas não tem somente vibração na direção da força, mas também vibração de flexão. A excitação da vibração de flexão é realizada através do atrito no sistema e suas frequências naturais.

Os comes do comando acionam as válvulas e o sistema de injeção é dependente do motor. Os comes são apoiados por mancais hidrodinâmicos situados no bloco e para carros de passeio (na grande maioria dos veículos utilitários e para grandes motores), e motores à diesel de alta potência no cabeçote, onde a válvula é acionada por intermédio de um tucho ou balancim.

No came do comando atuam as seguintes forças:

- Forças do comando;
- Forças das massas;
- Forças das molas;
- Forças da combustão;
- Forças do atrito do sistema;
- Forças do sistema de injeção.

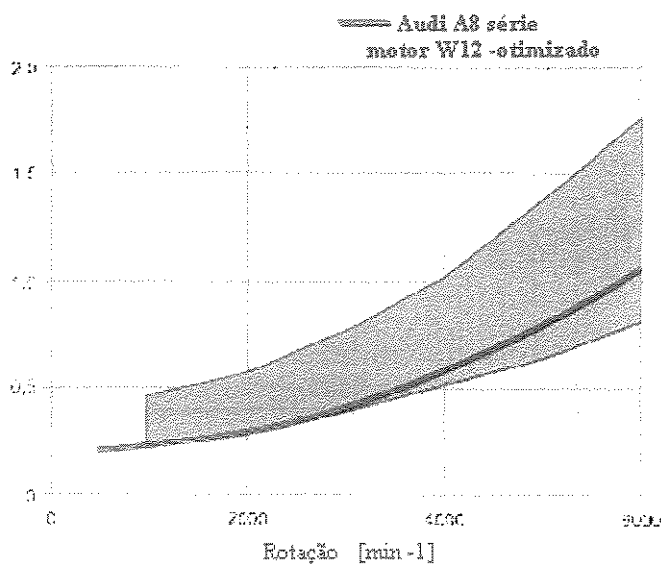
Com isso, o comando recebe forças consideráveis para o acionamento dos came de comando de motores à diesel de alta potência, chegando a forças de 40.000 N e para bombas de injeção de 60.000 N. Essas forças solicitam fortemente o comando de maneira torsional.

Os sistemas de comando de válvulas comutáveis também são uma outra possibilidade de acionamento que aparece de maneira discreta atualmente no mercado, apesar de seu desenvolvimento já ter mais de 8 anos (Automotive Engineering, 2004). O principal objetivo desse sistema é a redução de emissões e economia de combustível, ou seja, o sistema permite que alguns cilindros sejam desativados durante certas condições de trabalho do motor. Existem motores de 8 cilindros em V com desativação de 4 cilindros (Chrysler), outros com 6 cilindros (Boxter) e com desativação de 3 cilindros que já estão em produção (Porsche). Além de apresentar um nível tecnológico elevado de engenharia, o comando de válvulas comutáveis também consegue reduzir em até 20% o gasto de combustível para determinadas condições de carregamento (Maas, 2000).

3.5 Atrito no Comando de Válvulas

Na maioria dos motores, o sistema de comando deve suportar outros agregados como: a bomba de óleo do motor, ar condicionando, alternador, bomba da direção hidráulica, etc.

Devemos mencionar que esses sistemas, apesar de representarem um carregamento para todo o sistema do comando, funcionam como inércia para as vibrações torsionais do motor, aumentando, assim, a perda de potência. A grande tendência é a redução do atrito do motor mesmo para motores grandes de elevada potência. O atrito indesejado, mas, que até então não muito considerado, está sendo estudado em detalhes para ser reduzido. A figura 3.25 ilustra um dos maiores motores para veículos de passeio, indicando que a sua curva de atrito encontra-se entre os valores mais baixos dos motores de categorias similares (Metzner, F., 2004). O gráfico demonstra a pressão média efetiva em relação à rotação.



Fonte: FEV

Figura 3.25 – Valores de atrito para um motor W12 em relação à rotação.

A redução do atrito no motor tem sido um item muito explorado ultimamente pelos grandes centros de desenvolvimentos de motores, tanto em motores de baixa cilindrada como nos de alta. O principal objetivo é o aumento de potência disponível, ou seja, perda menor durante o funcionamento.

3.6 Observações sobre desgaste no Comando de Válvulas

Nós relatamos previamente, que a composição química do lubrificante e, particularmente, a presença ou ausência de modificadores de fricção têm um largo impacto no atrito do comando de válvulas (Staron e Willermet, 1983). Isto foi atribuído ao domínio da fricção periférica no contato eixo/tucho, um fator que também é responsável pela influência relativa da viscosidade do lubrificante.

Outros pesquisadores relataram recentemente os resultados obtidos em bancadas de fricção eixo/tucho (Sun e Rosenberg, 1987; Bair, Griffioen e Winer, 1986; Van der Meer, Van Staaden e

Van Gelderen, 1985). Exceto pelo trabalho relatado por Van Helden et al, os efeitos da composição dos lubrificantes não foram examinados. Naquele relatório, os efeitos da composição dos lubrificantes foram examinados testando-se um óleo base com modificadores de fricção adicionados. Em vários trabalhos, foram usados óleos registrados na ASTM e uma quantidade de óleos formulados.

Alem disto, nós relatamos efeitos consideráveis de fricção em consequência da rotação do tucho. Além de examinar a influência da fricção do balancim pivotado como uma função do ângulo do eixo e comparar os dados do seu ângulo versus a fricção para a previsão de um modelo de fricção do eixo/tucho, outro fator de influência encontrado é a força da mola, sendo muitas vezes necessária para o retorno rápido da válvula que aumenta a força entre o par came/tucho.

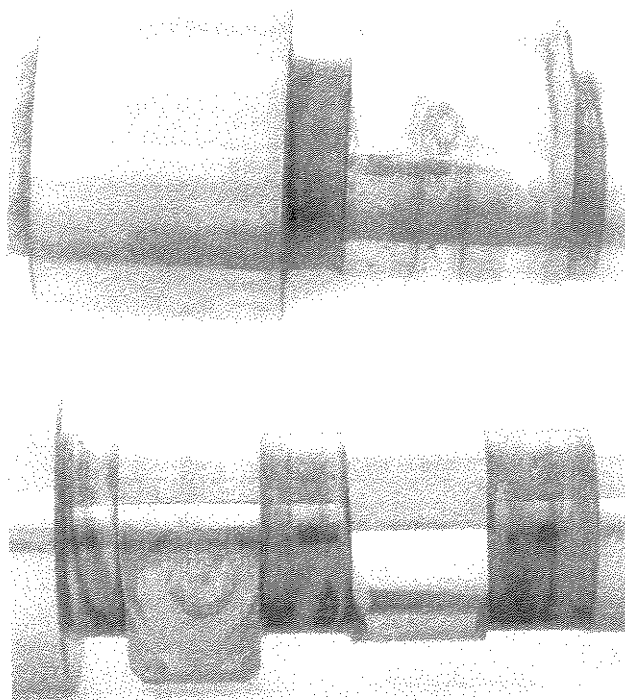


Figura 3.26 – Desgaste no comando devido a falhas de características geométricas e de contato no par came/seguidor.



Figura 3.27 – Desgastes ocasionados por falhas de contato entre comando e tucho

O contato eixo/tucho em um motor automotivo comum é um exemplo de um contato deslizante não deformável e altamente carregado. Dependendo do projeto, lubrificante e das variáveis operacionais, o regime de lubrificação pode variar de total elasto-hidrodinâmico (ehd) à total periférico (Winer e Cheng, 1980). É sabido que o desgaste do contato eixo/tucho pode ser reduzido se o tucho rodar ocasionalmente em torno de seu eixo. O desgaste é então distribuído sobre a superfície do tucho, ao invés de se concentrar em apenas uma área. Além disso, o contato randômico evita a geração de um perfil de superfície orientado que pode fornecer uma menor espessura do filme de óleo. A maioria dos tuchos é projetada para direcionar a rotação através do posicionamento do centro na área de contato; fora do eixo de rotação do tucho. Isto é feito montando-se o eixo fora de centro, como no caso de um tucho plano ou fornecendo-se uma leve inclinação de eixo, como no caso de um tucho convencional (maiores detalhes serão explicados a seguir).

Geralmente, não é muito aceito que a rotação do tucho também poderá reduzir o atrito. A razão para isto pode ser que: enquanto um pequeno aumento da rotação reduz incrivelmente o desgaste, em contra partida, a rotação rápida é requerida para promover uma redução significativa do atrito. Quantificar o efeito tem sido difícil, pois os tuchos giram esporadicamente e essa rotação é acompanhada por acelerações rápidas e desacelerações da velocidade angular e de translação do tucho.

O desenvolvimento recente de um monitoramento da rotação do tucho, baseado em reflexão de sinal luminoso leve, tem tornado estas medições práticas (Pieprzak, Willermet e Klassen,

1989). Usando este novo método, as velocidades de rotação dos tuchos para muitos projetos foram medidas e comparadas com perdas de fricção.

Foram desenvolvidos sistemas especiais para promover, a qualquer custo, a rotação das válvulas e de todo o sistema (Grueter/Zima, 2000). Esses sistemas são mecanismos simples, mas aumentam o número de peças envolvidas aumentando, assim, a probabilidade de falhas mecânicas.

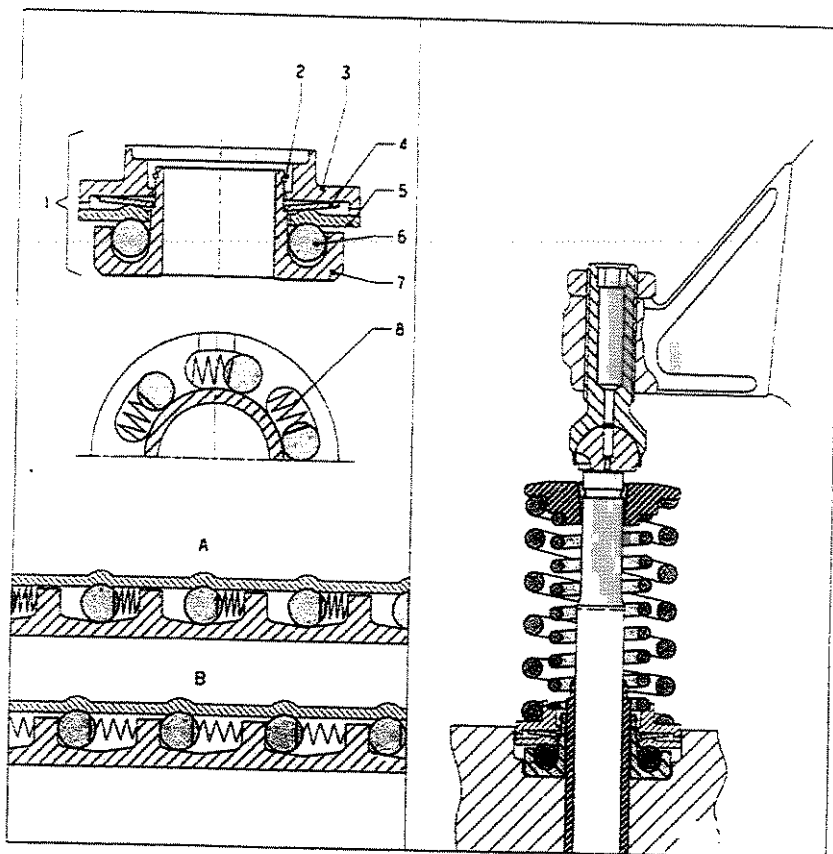


Figura 3.28 – Sistema para provocar a rotação da válvula.

Mesmo considerando-se que exista um mecanismo para “garantir” a rotação da válvula, existem outros problemas que prejudicam a rotação da válvula/tucho, são elas:

- Impurezas – a função da rotação da válvula/tucho pode ser prejudicada por impurezas no óleo de lubrificação, partículas provenientes da usinagem e produtos da combustão. Esses

depósitos grudam nas peças que compõem o mecanismo e não permite o correto movimento da esfera;

- Alto momento de rotação – o elevado momento entre o tucho/balancim com a válvula ou um desvio da mola da cobertura podem prejudicar o trabalho do sistema, assim como, levar a uma falha prematura.

Neste trabalho, propõe-se simular numericamente a condição para força normal aplicada no tucho/pivô para gerar o momento necessário à rotação do mesmo. A representação do sistema avaliado é mostrado abaixo (Figura 3.29):

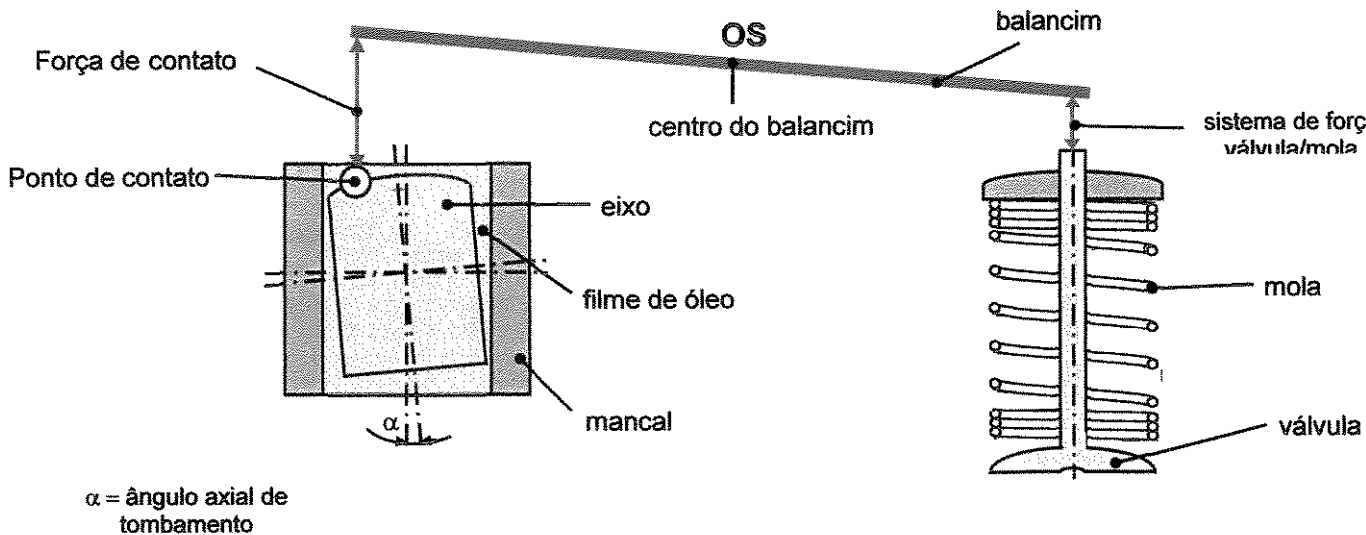


Figura 3.29- Diagrama esquemático do sistema de pivô hidráulico

Capítulo 4

Mancais hidrodinâmicos e lubrificação

Segundo Norton, a teoria da lubrificação para superfícies em movimento relativo é matematicamente complexa. As soluções das equações diferenciais parciais que governam o comportamento desta teoria, estão baseadas em hipóteses simplificadoras que produzem apenas soluções aproximadas. Este capítulo apresenta uma discussão simplificada dos fenômenos da dinâmica da lubrificação, pois estes estão além dos objetivos deste trabalho. Serão introduzidos e descritos os casos de lubrificação por camada limite, hidrostática, hidrodinâmica e elasto-hidrodinâmica; e a teoria para as condições hidrodinâmicas, será discutida sem a apresentação das derivações completas das equações que governam estes casos.

A derivação das equações que governam o comportamento do mancal está disponível na maior parte dos livros especializados sobre o assunto. O capítulo 5 apresenta uma introdução mais adequada e com um tratamento matemático do assunto.

Neste capítulo, faremos uma abordagem simples e razoavelmente precisa sobre o projeto de mancais radiais que permitirá uma visão geral sobre o assunto. Também abordaremos o caso do comando de válvulas/tucho ou balancim/pivô.

4.1 Tipos de Lubrificantes

A introdução de um lubrificante em uma interface deslizante tem diversos efeitos benéficos no coeficiente de atrito. Os lubrificantes podem ser gasosos, fluidos ou sólidos. Os lubrificantes fluidos ou sólidos têm em comum as propriedades: baixa resistência ao cisalhamento e alta resistência à compressão. Um lubrificante fluido como o óleo de petróleo é essencialmente incompressível aos níveis de tensão de compressão encontrados em mancais, porém cisalha de imediato. Assim, se torna o material mais fraco na interface e sua baixa resistência ao cisalhamento reduz o coeficiente de atrito.

4.1.1 Lubrificantes Gasosos

Os lubrificantes gasosos são usados em situações especiais, como bolsas de ar para obter atrito excepcionalmente baixo e também para remover calor da interface.

4.1.2 Lubrificantes Fluidos

Os lubrificantes fluidos são os mais usados, e os óleos minerais são os lubrificantes fluidos mais comuns. As graxas são óleos misturados com sabões para formarem um lubrificante espesso e pegajoso usado onde os líquidos não podem entrar ou se aderir às superfícies.

Os lubrificantes fluidos são principalmente derivados do petróleo ou de óleos sintéticos, embora a água seja, às vezes, usada como lubrificante em ambientes aquosos. Muitos óleos lubrificantes comerciais são misturados com vários aditivos que reagem com o metal para formar contaminantes de monocamada. Os lubrificantes conhecidos como EP (*extreme pressure*) adicionam ácidos gordurosos ou outros compostos ao óleo para atacar quimicamente o metal e formar uma camada contaminante que protege e reduz o atrito, mesmo quando o filme de óleo é comprimido na superfície pelas altas cargas de contato. Os óleos são classificados por sua

viscosidade, bem como, pela presença de aditivos para aplicações EP. A tabela 4.1 mostra alguns líquidos lubrificantes comuns, suas propriedades e usos típicos.

Segundo Burr, a maioria dos lubrificantes fluidos tende a “umedecer” e aderir às superfícies solidas. Quando o fluido escoar através de um tubo circular estacionário, a velocidade do fluido nas paredes é zero, e a velocidade do fluido no centro é máxima, estando abaixo de um certo valor critico, onde existirá um fluxo aerodinâmico ou laminar (fig. 4.1 a). Desta forma, em um fluido situado entre uma superfície estacionária e outra superfície movendo-se com velocidade U (fig. 4.1 b) ou entre um mancal rotacional e um estacionário (fig. 4.3), a velocidade é zero na superfície estacionaria e igual a U na superfície em movimento. A ação da velocidade u , a uma distancia y , passando pelo filme é conhecida como *perfil de velocidade*. O inverso da inclinação em qualquer ponto $du/dy = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \Delta u / \Delta y$ é o gradiente de velocidade, o qual tem a unidade de s^{-1} .

Experiências mostram que quanto maior a velocidade U da superfície e quanto menor for a espessura h do filme (fig. 4.1 b), maior será a força requerida para a movimentação do eixo. Deste modo, dentro do filme em um elemento de fluido (fig. 4.2) a força de cisalhamento será relacionada à diferença de velocidade du de suas superfícies e a distancia dy entre as mesmas. Esta diferença de velocidade requer uma deformação contínua ou cisalhamento do elemento.

Em 1668, Isaac Newton conjecturou que a força de cisalhamento F e a força de cisalhamento por unidade de área τ_x são diretamente proporcionais a dy/dt , sendo t o tempo de deformação de cisalhamento ou deformação angular v (fig. 4.2). Se μ é um coeficiente de proporcionalidade, então:

$$\frac{F}{A} = \tau_x = \mu \frac{dv}{dt} = \mu \frac{d}{dt} \frac{dx}{dy} = \mu \frac{d}{dy} \frac{dx}{dt} = \mu \frac{du}{dy} \quad (a)$$

A unidade de força de cisalhamento também será:

$$\tau_x = \mu \frac{du}{dy} \quad \text{ou} \quad \tau_x = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4.1)$$

O termo du/dy ou sua forma derivada parcial $\partial u/\partial y$ é o gradiente de velocidade. Para muitos óleos considera-se μ independente da velocidade, conforme Newton e constante na Eq. (4.1) para toda temperatura e pressão fornecidas.

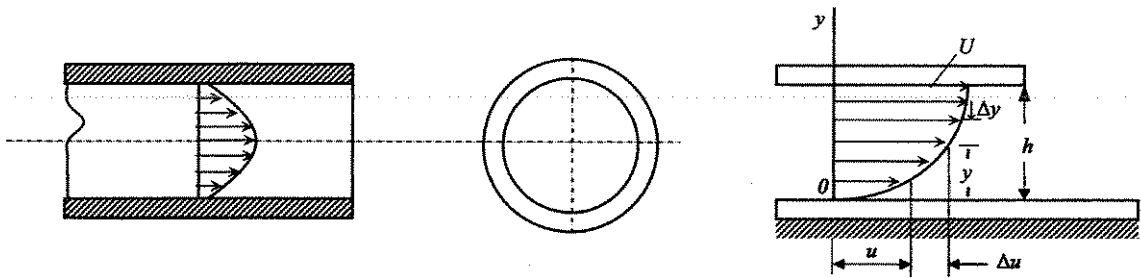


Figura 4.1. Velocidade do fluido (a) através de um tubo circular (b) entre superfícies, uma estacionária e outra com velocidade U .

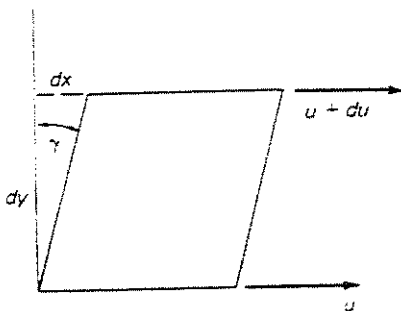


Figura 4.2 Cisalhamento γ de um elemento pela diferença du na velocidade pela espessura dy

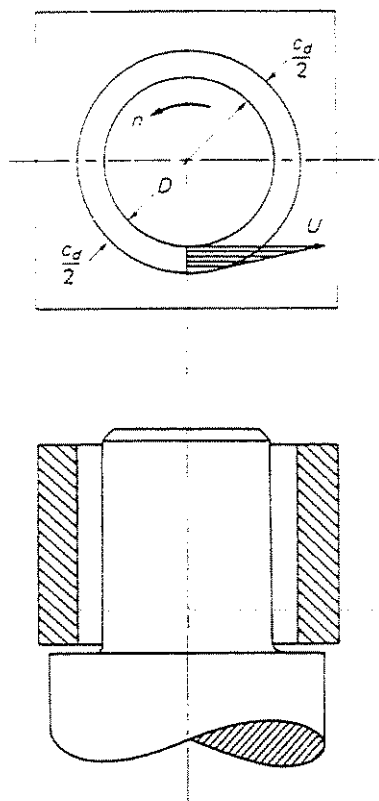


Figura 4.3 Velocidade de um fluido entre um mancal e um eixo vertical e guiado sem carga.

Tabela 4.1 – Tipos de lubrificantes fluidos

Tipo	Propriedades	Usos tópicos
Óleos derivados do petróleo (óleos minerais)	Habilidade de lubrificação básica razoável, mas com aditivos se consegue grandes melhorias. Pobre ação lubrificante a altas temperaturas.	Bastante amplo e geral
Poliglicólicos	Lubrificantes muito bons, não formam escória em oxidação	Fluido de freios
Silicones	Habilidade de lubrificação pobre, especialmente contra o aço. Boa estabilidade térmica.	Selos de borracha; amortecedores mecânicos.
Clorofluorcarbonatos	Lubrificante bom, boa estabilidade térmica	Compressores de oxigênio,

		equipamento de processamento químico.
Éteres polifenólicos	Gama de líquidos muito ampla. Excelente estabilidade térmica. Razoável habilidade lubrificante	Sistema de deslizamento de altas temperaturas
Ésteres de fósforo	Lubrificante bom – ação EP.	Fluido hidráulico + lubrificante
Ésteres dibásicos	Podem suportar temperaturas mais altas que os óleos minerais.	Motores a jato

4.1.3 Lubrificantes Sólidos

Os lubrificantes sólidos são usados em situações onde os lubrificantes fluidos não podem ser mantidos nas superfícies ou carecem de alguma propriedade requerida, como resistência a altas temperaturas.

Existem dois tipos: materiais que exibem tensões de cisalhamento baixas, tais como: o grafite, o dissulfeto e o dissulfeto de molibdênio que são adicionados à interface e às camadas depositadas, tais como: fosfatos, óxidos ou sulfetos que são produzidos nas superfícies dos materiais. Os lubrificantes secos têm a vantagem de baixo atrito e resistência a altas temperaturas, embora esta última possa estar limitada pela escolha do aglutinador. Camadas como fosfatos ou óxidos podem ser depositadas química ou eletroquimicamente. Essas camadas são finas e tendem a desgastar-se em pouco tempo. A tabela 4.2 mostra alguns lubrificantes comuns de filme sólido, suas propriedades e usos típicos.

Tabela 4.2 – Tipos de lubrificantes de filme sólido

Tipo	Propriedades	Usos típicos
Grafite e/ou MoS ₂ + aglutinante	É o melhor entre os lubrificantes de uso geral. Baixo atrito (0,12 – 0,06) e vida	Cadeados e outros mecanismos

	razoavelmente longa ($\cong 10^4 - 10^6$ ciclos).	intermitentes
Teflon + aglutinante	Vida não tão longa quanto o tipo anterior, mas tem melhor resistência à alguns líquidos.	Como acima
Grafite emborrachado, ou filme de MoS ₂	Atrito muito baixo, (0,10 – 0,04) mas a vida útil é muito baixa ($10^2 - 10^4$ ciclos)	Repuxe profundo e outro trabalho em metal
Metal brando (chumbo, índio, cádmio)	Atrito mais elevado (0,30 – 0,15) e vida não tão longa quanto os tipos com resina aglutinada	Proteção de colisão (temporária)
Fosfato, filme anodizado. Outras camadas químicas	Atrito elevado ($\cong 0,20$). Adições preventivas deixam uma camada esponjosa na superfície	Subcamada para filme de resina aglutinada

4.2 Viscosidade

A viscosidade é uma medida da resistência de um fluido ao cisalhamento, e varia inversamente com a temperatura e diretamente com a pressão, ambos de maneira não-linear. Pode ser expressa tanto como uma viscosidade absoluta μ ou viscosidade cinemática ν , que estão relacionadas por:

$$\mu = \nu \rho \quad (4.2)$$

onde ρ é a densidade de massa do fluido.

As unidades de viscosidade absoluta η são lb.s/in² (reyn) no sistema inglês ou Pa.s in em unidades SI. Essas unidades são freqüentemente expressas em μ reyn ou mPa.s para melhor adaptar-se a suas magnitudes típicas. Um centopoise (cP) é 1 mPa.s. Os valores típicos da viscosidade absoluta a 20°C (68°F) são 0,0179 cP (0,0026 μ reyn) para o ar, 1,0 cP (0,145 μ reyn) para água e 393 cP (57 μ reyn) para óleo de motor SAE 30. Os óleos operando em mancais

aquecidos têm viscosidades no intervalo de 1 a 5 µreyn. O termo viscosidade geralmente refere-se à viscosidade absoluta.

A viscosidade absoluta é necessária para cálculos de pressão de lubrificante e fluxos no interior de mancais. É determinada pela medida da viscosidade cinemática e a densidade do fluido à temperatura de teste. A figura 4.4 mostra um gráfico da variação da viscosidade absoluta com a temperatura para vários óleos comuns de petróleo, designados pelos seus números ISO e pelos números SAE em escalas de óleos para motor e óleos para engrenagens.

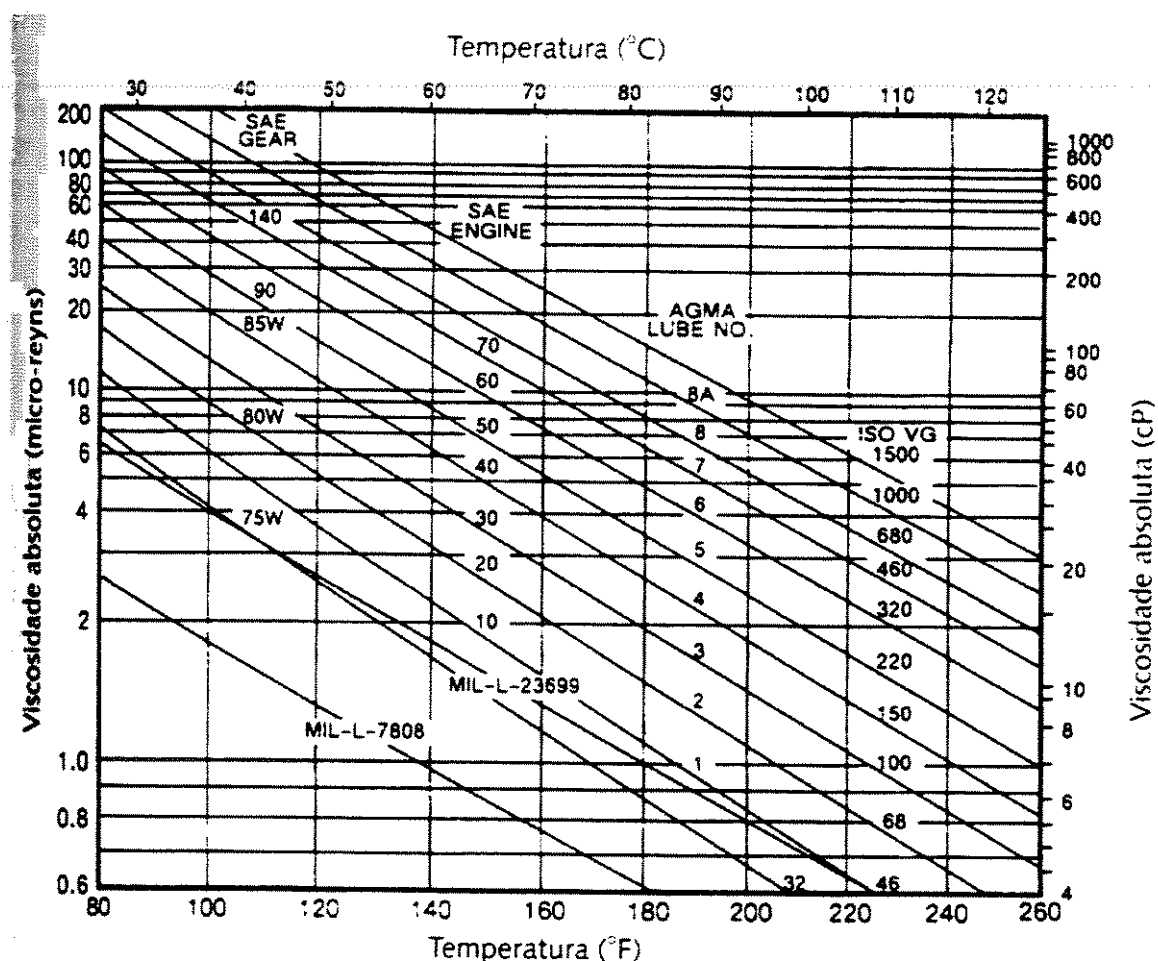


Figura 4.4 – Viscosidade absoluta contra a temperatura de óleos lubrificantes de petróleo em escalas de viscosidade ISO e SAE.

4.2.1 Unidades de Viscosidade

O termo de proporcionalidade μ na equação (4.1) é conhecido como *viscosidade dinâmica*, *viscosidade absoluta*, ou simplesmente, *viscosidade*. Uma vez que a unidade de du/dy é s^{-1} e $\mu = \tau_x / (du / dy)$, a unidade de viscosidade é uma unidade de tensão por unidade de tempo. As unidades são fornecidas para três sistemas na tabela 4.3. O sistema cgs está incluído porque muitos testes foram reportados neste sistema. Inicialmente, as unidades básicas de viscosidade eram denominadas fazendo referência a pesquisadores: J. L. M. Poiseuille; e reyn, devido a Osborne Reynolds, um pioneiro na análise da lubrificação. No SI, é simplesmente Pa.s. Frequentemente são relatados em unidades que fornecem números mais convenientes, o centipoise (cP), o mPa.s (equivalente a 1 cP), ou o microreyn (μ reyn). Valores de viscosidade a 20°C são dados na Tabela 4.3 para muitas substancias; porém, a temperaturas de operação contínua, que são maiores, a viscosidade dos óleos são da ordem de 1 a 5 μ reyn.

Tabela 4.3. Unidades de viscosidade e equivalentes

Sistema de Unidades	Viscosidade Cinemática ν	Densidade ρ	Viscosidade Dinâmica μ	Equivalentes de μ	Valores Típicos de μ a 20°C (68°F)
SI	m ² /s	Kg/m ³	Pa.s	10 ³ cP	Ar 0.0179 mPa.s
			N.s/m ²	145.04 μ reyn	Água 1.0 mPa.s
	ou		ou		Óleos
	mm ² /s		mPa.s (10 ⁻⁶ Pa.s)	cP 0.145 04 μ reyn	SAE 10, 110 mPa.s SAE 30, 338 mPa.s
cgs	stoke (St)	g/cm ³	poise (P)		
	cm ² /s		dyn.s/cm ²		
	ou		Ou		
	centistoke (cSt)		centipoise (cP)	mPa.s	Água, 1.0 cP
	mm ² /s	(10 ² P)	0.145.04		

μreyn			
IPS		reyn	6895 Pa.s
	in^2/s	$(\text{lb}/\text{in}^2).\text{s}$	$6.895 \times 10^6 \text{ cP}$
	$\text{lb.}/\text{s}^2/\text{in}^4$	ou	
		microreyn	6.895 mPa.s
		(μreyn)	
		(10^{-6} reyn)	

Para óleos lubrificantes, a viscosidade é normalmente determinada por observações feitas do tempo requerido para uma quantidade fixa de óleo para escoar para fora de um container cilíndrico através de tubo pequeno de pequeno diâmetro. O instrumento normalmente usado na medição da viscosidade é o Viscosímetro Universal Saybolt, e o tempo do fluxo é relatado como Segundos Universais Saybolt (SUS). Os SUS são convertidos na viscosidade cinemática ν em centistokes (cSt), ou $10^{-2} \text{ cm}^2/\text{s}$, pela equação:

$$\nu = 0,22(\text{SUS}) - \frac{180}{(\text{SUS})} \quad (4.3)$$

A força para o fluxo é uma função da densidade do óleo. Quanto mais denso é o óleo, maior é a força e menor é o tempo do escoamento (SUS), sendo assim, pela equação 4.3 teremos uma viscosidade cinemática menor. Para obter a viscosidade dinâmica ou absoluta μ , é necessário multiplicar a viscosidade cinemática pela densidade ρ . Seus valores para óleos de petróleo são listados em tabelas sob “gravidade específica”, e para uma temperatura de 60°F (15.56°C). Deve-se corrigi-los para a temperatura onde o valor SUS foi obtido, e multiplicá-lo por ν na Eq. (4.3) para obter a viscosidade absoluta μ em centipoises naquela temperatura: $\mu \text{ (cP)} = \rho t(\text{g}/\text{cm}^3) \times \nu \text{ (cSt)}$, onde ρ_t é a densidade corrigida para a temperatura.

A densidade a qualquer temperatura T em $^\circ\text{F}$ deverá ser determinada a partir da equação

$$\rho_t = \rho_{60} \frac{1}{1 + \alpha(t - 60)}$$

onde ρ_{60} é a densidade a 60°F (15.56°C) e α é o coeficiente de expansão do óleo (aproximadamente $0.42 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{F}^{-1}$). O valor da densidade relativa dos óleos a 60°F é 0.87 a 0.91, e se a tabela não estiver disponível, um valor médio de 0.89 deverá ser usado. A uma temperatura operacional típica de 150°F (65.5°C); o valor médio de ρ_t é 0.86.

4.2.2 Outras Propriedades

A relação entre temperatura e segundos Saybolt ou viscosidade cinemática, pode ser diagramada como uma linha reta em gráficos com escalas especiais conhecidos como *Diagramas Padrão Viscosidade-Temperatura para Produtos Líquidos de Petróleo D341* (Standard Viscosity-temperature Charts for Liquid Petroleum Products – ASTM). Para um óleo novo, determina-se apenas a viscosidade em duas temperaturas espaçadas experimentalmente, traçando-se uma linha reta entre elas. Linhas retas para viscosidade dinâmica μ contra temperatura são diagramadas nos gráficos cinemáticos com erro mínimo, como mostrado na Fig. 4.5.

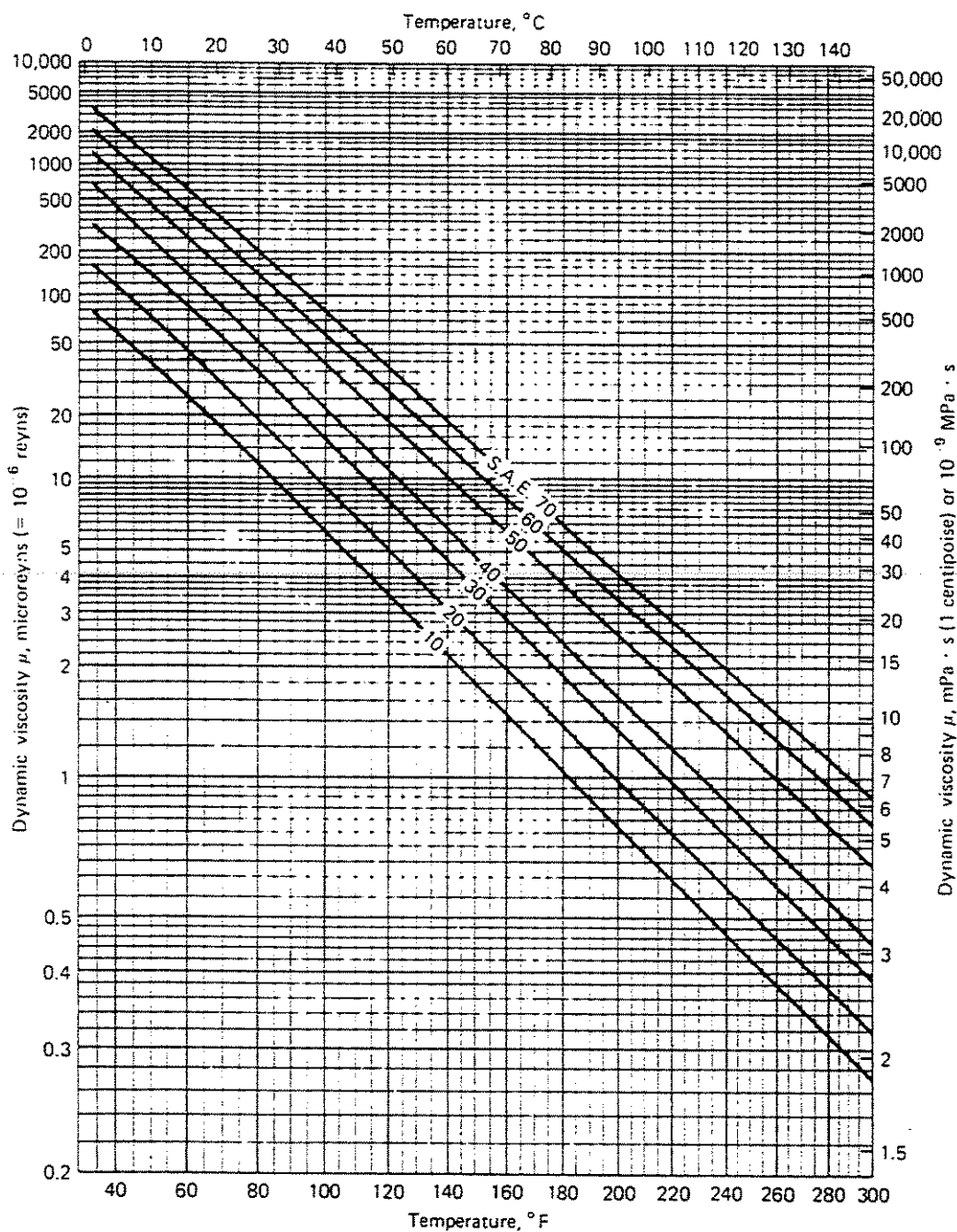


Figura 4.5- Viscosidade dinâmica ou absoluta contra temperatura para óleo numerado SAE (após J. Boyd e A. A. Raimondi, *J. Appl. Mech.*, Vol. 18, Trans. ASME, Bol, p. A300, 1951).

A variação da viscosidade com a temperatura é ampla, e o índice de viscosidade (VI) é usado para indicar a magnitude relativa da variação para óleos diferentes. Um índice alto (próximo a 100) indica uma baixa variação, enquanto um índice baixo (próximo a 0) indica elevada variação.

Um óleo é normalmente selecionado para trabalhar a uma viscosidade que será satisfatória sob cargas operacionais máximas. Com cargas leves, as temperaturas tendem a serem menores, e a viscosidade maior, a menos que sejam controladas por aquecedores antes do fornecimento de óleo para os mancais. Em baixas temperaturas atmosféricas a viscosidade tende a ser muito alta na ignição de veículos e aeronaves, portanto, deverá ser usado um óleo com baixos coeficientes de Viscosidade/Temperatura.

Outras propriedades limitadas nas especificações do óleo são temperaturas flash-point (volatilidade) e temperaturas pour-point. Aditivos que possam ser colocados nos óleos são inibidores de oxidação, detergentes (como para motores à combustão interna), inibidores de ferrugem, aditivos de carga (lubrificantes para pressões extremas), depressores pour-point, que melhoram o índice de viscosidade, agentes anti-espumante, e emulsificantes. Óleos sintéticos como os diésteres, poliglicóis, e silicones são usados para temperaturas altas e baixas, acima de 259°F e abaixo 0°F. Acima de 400-500°F, os lubrificantes sólidos como o grafite, disulfato de molibdênio, e mica poderão ser necessários. Ar, gases inertes, metais líquidos, ou silicone na ausência de ar, também poderão ser usados. Água e outros líquidos, onde um eixo opera, poderão ser usados como lubrificante sob certas condições.

Na escolha de um lubrificante e o método de lubrificação, deverá ser observado que o lubrificante deverá ter funções importantes para que haja a diminuição da fricção nos mancais. O lubrificante deverá servir como um meio para a remoção do calor gerado no mancal e talvez em algum outro local do motor. Deverá eliminar partículas de metal suspensas, assim como umidade, sujeira, e ácidos introduzidos inadvertidamente dentro da máquina ou motor. Finalmente, lubrificantes como os óleos de petróleo e graxas inibem a corrosão.

4.3 Tipos de Lubrificação

4.3.1 Lubrificação por Camada Limite

Muitos mancais, particularmente os pequenos e não muito freqüentemente usados, são lubrificados com graxas ou alimentados com óleo através de dutos de um reservatório ou intermitentemente de uma lata de óleo. Mancais “*Permanentemente lubrificados*” são constituídos de luvas ou buchas porosas de bronze, impregnados de óleo na fabricação. Em todos estes casos o fornecimento é insuficiente para um filme contínuo ou para lubrificação de um filme espesso, mas o óleo adere às superfícies dando as condições chamadas filme-fino e *lubrificação limite*. A capacidade de aderência de um lubrificante a uma superfície é chamada de *oiliness*. Alguns lubrificantes, incluindo os aditivados, possuem esta capacidade em maior magnitude que outros, independentemente de sua viscosidade.

Com a lubrificação limite a resistência ao movimento de deslizamento poderá ser da ordem de 10 a 100 vezes maior do que a lubrificação por filme de óleo. Cálculos de torque e perda de potência, como a fricção seca, são então baseados em um *coeficiente de fricção* empírico, o qual é uma função do lubrificante, materiais, e acabamento das superfícies, e as vezes, da velocidade e pressão. A capacidade de carga e as dimensões deverão ser estimadas em uma unidade de carga aceitável ou pressão média p' correspondente ao tipo e velocidade de um mancal. Frequentemente, capacidade e dimensões são estimadas considerando-se que o desgaste é proporcional a quantidade de trabalho executado ou calor produzido em uma unidade de área projetada. Assim, para uma equação do projeto, o produto $p'V$ na expressão para força é determinada como constante, onde p' é a unidade de carga ou pressão baseada na área projetada e V é a velocidade da superfície da parte rotacional. Esta constante deverá ser 35000 a 50000 para mancais radiais e 10000 para mancais axiais, onde p' está em psi e V esta em ft/min.

Três tipos gerais de lubrificação podem ocorrer em um mancal: *lubrificação completa*, *lubrificação mista* e *lubrificação por camada limite*. A lubrificação completa descreve uma

situação na qual as superfícies do mancal estão completamente separadas por um filme de lubrificante, eliminando qualquer contato. A lubrificação completa pode ser hidrostática, hidrodinâmica, cada uma das quais discutidas abaixo (ainda temos a lubrificação elasto-hidrodinâmica, que não será abordada neste trabalho). A lubrificação limite descreve uma situação na qual, por razões de geometria, aspereza da superfície, carga excessiva ou falta de lubrificante suficiente, as superfícies do mancal se contatam fisicamente e podem ocorrer desgaste abrasivo ou adesivo. A lubrificação mista descreve uma combinação de filme lubrificante parcial com algumas asperezas de contato entre as superfícies.

A Figura 4.6 mostra uma curva representando a relação entre o atrito e a velocidade de deslocamento relativo em um mancal. Em baixas velocidades, a lubrificação limite ocorre concomitantemente com atrito elevado. Conforme a velocidade de deslizamento, aumenta além do ponto A, um filme de fluido hidrodinâmico começa a se formar reduzindo a aspereza de contato e o atrito no regime de filme misto. Em velocidades mais altas, a lubrificação completa é formada no ponto B, separando completamente as superfícies com atrito reduzido. A velocidades ainda mais altas, a perda de viscosidade no lubrificante cisalhado aumenta o atrito.

Nos mancais radiais em rotação, todos os três regimes serão experimentados durante a partida e parada. À medida que o eixo começa a girar, ele estará em lubrificação limite. Se sua velocidade máxima for suficiente, passará pelo regime misto e alcançará o regime de lubrificação completa desejado onde o desgaste é reduzido praticamente a zero se o lubrificante for mantido limpo e não for sobreaquecido.

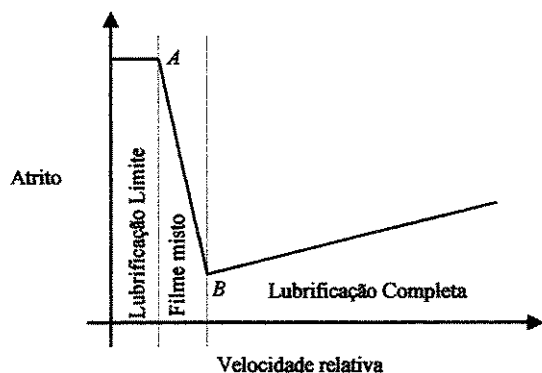


Fig. 4.6– Mudança no atrito com a velocidade relativa em um mancal de deslizamento.

4.3.2 Lubrificação Completa

Três mecanismos podem originar lubrificação completa: lubrificação hidrostática, hidrodinâmica e elastohidrodinâmica.

4.3.2.1 Lubrificação Hidrostática

Este tipo de lubrificação refere-se ao fornecimento de um fluxo de lubrificante (tipicamente óleo) à interface deslizante a uma pressão hidrostática elevada ($10^2 - 10^4$ PSI). Isto requer um reservatório para armazenar, uma bomba para pressurizar e um sistema para distribuir o lubrificante. Quando realizado adequadamente e com folgas radiais adequadas, isso pode eliminar todo o contato metal-metal na interface durante o deslizamento. As superfícies são separadas por um filme de lubrificante, o qual, se mantido limpo e livre de contaminantes, reduz a taxa de desgaste praticamente a zero. Na velocidade relativa zero, o atrito é essencialmente zero. Com uma velocidade relativamente maior, o coeficiente de atrito em superfícies lubrificadas hidrostaticamente está entre 0.002 e 0.010. Água é algumas vezes usada em mancais hidrostáticos. Os mancais de encosto axial hidrostático são mais comuns que os mancais radiais hidrostáticos.

Devido à complicação e ao alto custo, a lubrificação hidrostática é utilizada somente em aplicações específicas.

4.3.2.2 Lubrificação Hidrodinâmica

Esta lubrificação se refere ao suprimento constante de um lubrificante (tipicamente um óleo) para a interface deslizante, de modo a permitir a velocidade relativa necessária para bombear o lubrificante dentro do espaço livre, e separar as superfícies em um filme de fluido dinâmico. Esta técnica é mais deficiente em conjuntos eixo-mancal, onde o eixo e o mancal criam um estreito espaço anular dentro da folga radial, que pode prender o lubrificante, permitindo, através do seu giro, bombeá-lo ao redor do espaço anular. Ocorre escoamento nas extremidades. Logo um fornecimento contínuo de óleo deve ser providenciado para compensar as perdas. Este suprimento pode ser pressurizado ou não.

Em um mancal hidrodinâmico de deslizamento parado, o eixo repousa em contato com a parte inferior do mancal, como na Figura 4.7a. Conforme começa a girar, a linha de centro do eixo se desloca excentricamente dentro do mancal e o eixo age como uma bomba para puxar o filme de óleo que adere à superfície do mancal. A Figura 4.7b mostra a superfície do mancal envolta pelo filme lubrificante. A região externa do filme de óleo adere à superfície do mancal estacionário. Um fluxo se estabelece dentro da reduzida espessura do filme de óleo. Com velocidade relativa suficiente, o eixo sobe sobre uma cunha de óleo bombeado e elimina o contato metal-metal com o mancal (Figura 4.7c).

Portanto, um mancal lubrificado hidrodinamicamente somente tem sua superfície em contato com o eixo quando parado ou quando operando em uma velocidade abaixo da sua “velocidade de aquaplanagem”. Isto significa que desgaste por adesão somente pode ocorrer durante os estados transitórios de início e final de operação. Quanto mais lubrificante e velocidade estiverem presentes para permitir a operação hidrodinâmica do eixo no mancal, em sua velocidade de operação, menor será o desgaste por adesão. Este fato aumenta a vida do mancal em relação à situação de contato contínuo. Tal como na lubrificação hidrostática, o óleo deve ser mantido livre de contaminantes para evitar outras formas de desgaste como a abrasão. O coeficiente de atrito em

uma interface lubrificada hidrodinamicamente está entre 0.002 e 0.010. A espessura mínima do filme de óleo está entre 0.008 e 0.020 mm.

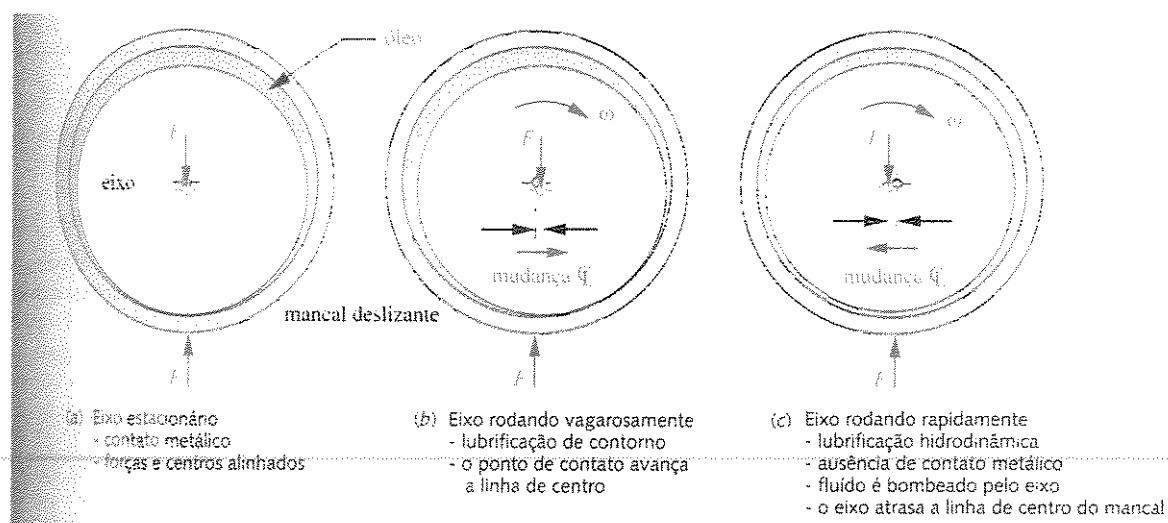


Figura 4.7 – Condições de contorno e hidrodinâmica em um mancal deslizante – movimentos e folga foram exagerados.

4.4 Combinações de materiais em mancais de deslizamento

A figura 4.8 mostra combinações de bem sucedidas ou não em aplicações de engenharia de mancais lubrificados.

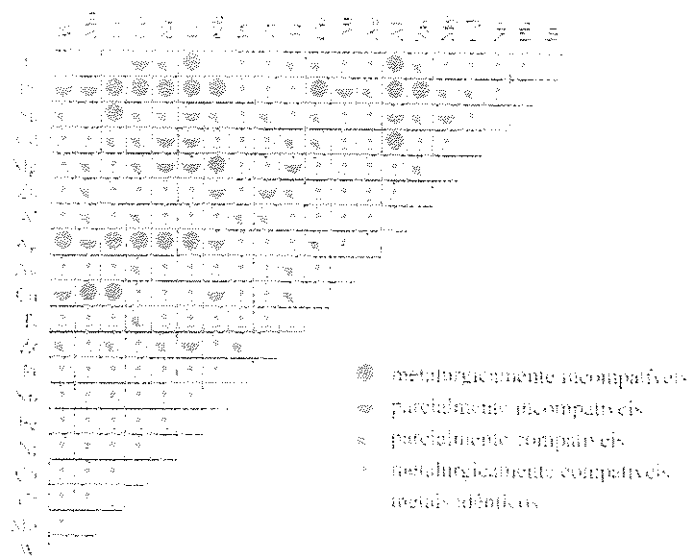


Figura 4.8 – Diagrama de compatibilidade para pares de metais baseado em diagrama de fase binários.

Algumas das propriedades necessárias em um mancal são: a suavidade relativa (para absorver partículas suspensas), resistência razoável, usinabilidade (para manter as tolerâncias), lubrificidade, resistência à temperatura e corrosão e, em alguns casos, porosidade (para absorver lubrificantes). Um material de mancal deve ter pelo menos um terço da dureza do material que está se movendo em relação a ele, a fim de promover encravabilidade de partículas abrasivas. Além disso, é preciso considerar os problemas de compatibilidade enfocados anteriormente sobre a abrasão, o que depende dos materiais acoplados. Diversas classes de materiais podem ser utilizadas para mancais, tipicamente aqueles baseados em chumbo, estanho ou cobre. O alumínio em si, não é um bom material para mancais, embora seja usado como um elemento de liga em alguns materiais de mancal.

Babbitts. Uma família completa de ligas a base de chumbo e estanho é muito efetiva, especialmente quando depositados eletroliticamente em filmes finos sobre um substrato mais forte, como o aço. O babbitt é provavelmente o exemplo mais comum dessa família e é usado para mancais de eixos manivela e de comando de válvulas em motores de combustão interna. Sua suavidade permite o encravamento de pequenas partículas e permite baixa rugosidade no acabamento. Uma camada depositada eletroliticamente de babbitt tem melhor resistência à fadiga que uma bucha grossa do mesmo material, mas não absorve partículas tão bem. Requer-se boa lubrificação hidrodinâmica ou hidrostática, porque o babbitt tem uma temperatura de fusão baixa e falhará rapidamente sob condições de lubrificação limite. Eixos para mancais de babbitt devem ter uma dureza mínima de 150 – 200 HB e um acabamento superficial de $R = 0,25$ a $0,30 \mu$ (10 a $12 \mu\text{in}$).

Bronzes. A família de ligas de cobre, principalmente bronzes, são uma escolha excelente para mancais que correm contra aço e ferro fundido. O bronze é mais brando que os materiais ferrosos, mas tem boa resistência, usinabilidade e resistência à corrosão, correndo bem contra as ligas ferrosas quando lubrificado. Há quatro ligas comuns de cobre usadas em mancais: cobre-chumbo, chumbo-bronze, estanho-bronze e cobre-berílio. As buchas de bronze podem suportar a lubrificação por camada limite, assim como cargas elevadas e altas temperaturas. Buchas de bronze e formas planas estão disponíveis comercialmente em uma variedade de tamanhos, sólidas ou sinterizadas.

Ferro fundido cinzento e aço são materiais razoáveis para mancais quando correm um contra o outro a baixas velocidades. O grafite livre no ferro fundido adiciona lubricidade, mas um lubrificante fluido também é necessário. O aço também pode correr contra o aço, se ambas as partes forem endurecidas e lubrificadas. Esta é a escolha comum em contato de rolamento em mancais de elementos rolantes. De fato, o aço endurecido correrá contra quase todos os materiais com lubrificação apropriada. A dureza parece proteger o aço contra a adesão em geral.

Materiais sinterizados são encontrados na forma de pó e permanecem microscopicamente porosos depois de tratamento térmico. A porosidade permite-lhes absorver quantidade significativa de lubrificante e mantê-lo, pelo efeito de capilaridade, desprendendo-o no mancal

quando aquecido. O bronze sinterizado é amplamente usado em superfícies que se movem contra aço ou ferro fundido

Materiais não-metálicos, oferecem a possibilidade de correr à seco se eles tiverem lubricidade suficiente. O grafite é um exemplo. Alguns termoplásticos, como nylon, acetal e teflon, oferecem baixo coeficiente de atrito μ contra qualquer metal, mas têm resistência e temperatura de fusão baixa, as quais, combinadas com a baixa capacidade de condução de calor, limitam as cargas e velocidades de operação que podem sustentar. O grafite e o pó de MoS, são usados como aditivos e adicionam lubricidade, bem como, resistência mecânica e térmica. Os mancais de termoplásticos são práticos apenas onde as cargas e as temperaturas são baixas. As combinações práticas de material de eixo e mancal são realmente bastante limitadas. A tabela 4.5 mostra algumas combinações de materiais metálicos para mancal e indica suas razões de dureza contra os valores típicos de eixo de aço.

Tabela 4.4 – Materiais recomendados para mancais para deslizamento contra aço ou ferro fundido.

Material do mancal	Dureza Kg/mm ²	Dureza mínima do eixo kg/mm ²	Razão da dureza
Liga babbitt baseada em alumínio	15-20	150	8
Liga babbitt baseada em estanho	20-30	150	6
Chumbo álcali endurecido	22-26	200-250	9
Chumbo-cobre	20-36	300	14
Prata	25-50	300	8
Base cádmio	30-40	200-250	6
Liga de alumínio	45-50	300	6
Liga de bronze	40-80	300	5
Bronze-estanho	60-80	300-400	5

Capítulo 5

Equação de Reynolds

5.1 Dedução

O comando de válvulas é um sistema mecanicamente complexo, devido a grande diversidade de tecnologias que o compõe. A lubrificação do sistema e a rotação do tucho, necessita da dedução da equação de Reynolds citada no início do trabalho. A derivação da equação de Reynolds que segue, aplica-se ao escoamento unidimensional entre placas planas.

Esta análise também pode ser aplicada aos conjuntos eixo/mancal, pois o raio do eixo tem magnitude muito superior à espessura do filme de óleo. O escoamento unidimensional assumido despreza as perdas laterais do mancal, e é aproximadamente válido para mancais com razões L/D maiores que cerca de 2 (mancais longos).

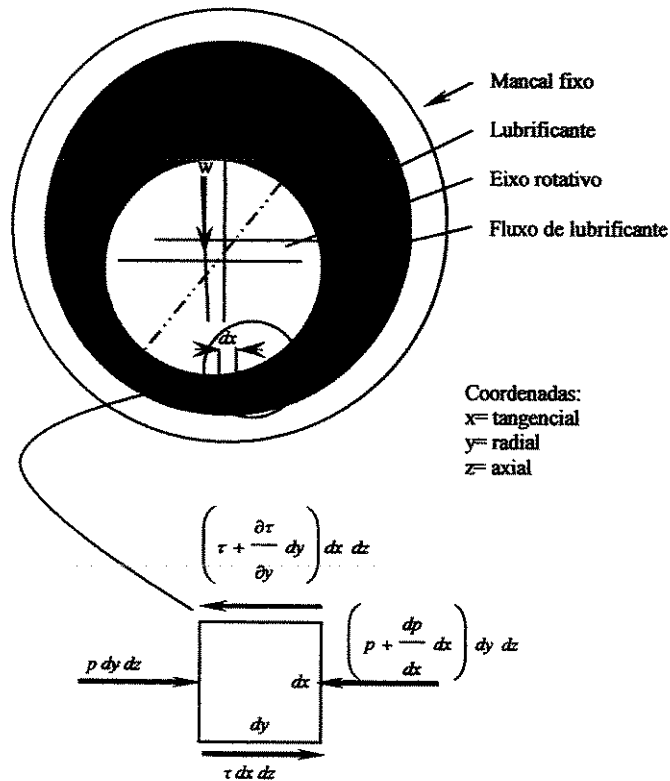


Figura 5.1 – Pressões em um elemento de fluido

A derivação começa com a equação para o equilíbrio das forças na direção x agindo no elemento de fluido mostrado na Figura 5.1.

$$p \, dy \, dz + \tau \, dx \, dz - \left(p + \frac{dp}{dx} \cdot dx \right) \cdot dy \cdot dz - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} \cdot dy \right) \cdot dx \cdot dz = 0 \quad (5.1)$$

onde: p = distribuição de pressão em xz ;

τ = tensão de cisalhamento no fluido.

ou ainda:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (5.2)$$

Na Equação 5.2, o valor F/A representa a tensão de cisalhamento τ no topo do elemento infinitesimal. Na Figura 5.1, o elemento infinitesimal é reduzido ao elemento diferencial de altura dy , velocidade u , e gradiente de velocidade du . Substituindo na Equação 5.2 tem-se que $\tau = \mu \cdot (du/dy)$, exceto que neste caso, u varia com x e y e, portanto, a derivada parcial é utilizada:

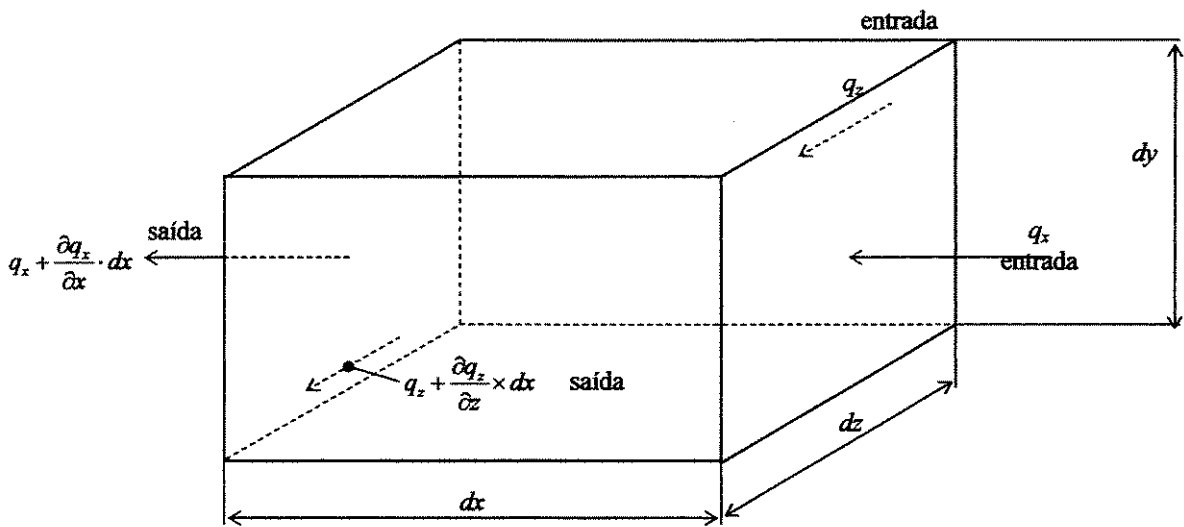


Figura 5.2 – Entrada e saída de fluxo em um elemento diferencial de fluido

A tensão de cisalhamento é proporcional ao ângulo β de deformação no bloco infinitesimal de fluido, através da viscosidade absoluta η :

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial y}$$

$$\tau = \mu \cdot \beta$$

$$\tau = \mu \cdot \beta \quad (5.3)$$

onde: μ = viscosidade absoluta do fluido

β = taxa de variação da velocidade do fluido em função da espessura do filme

Do mesmo modo, τ varia com x e y e a derivada parcial $\partial\tau/\partial y$ é utilizada na Figura 5.2 e na Equação 5.2. A pressão, por outro lado, é considerada como não variando nas direções y e z e, portanto, a derivada total dp/dx é utilizada.

Substituindo-se a Equação 5.2 na Equação 5.1 temos:

$$\frac{dp}{dx} = \mu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (5.5)$$

Mantendo-se x constante e integrando-se duas vezes com relação à y temos:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \cdot \left(\frac{dp}{dx} \cdot y + C_1 \right) \quad (5.6)$$

$$U = \frac{1}{\mu} \cdot \left(\frac{dp}{dx} \cdot \frac{y^2}{2} + C_1 \cdot y + C_2 \right) \quad (5.7)$$

A hipótese de não escorregamento entre o lubrificante e a superfície de fronteira fornece as condições de contorno e possibilita obter C_1 e C_2 : $u = 0$ em $y = 0$ e $u = U$ com $y = h$

$$C_1 = \frac{U \cdot \mu}{h} - \frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx} \quad \text{e} \quad y = 0 \Rightarrow C_2 = 0$$

Substituindo tais valores na Equação 5.7 temos:

$$U = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot (y^2 - hy) + \frac{U}{h} \cdot y \quad (5.8)$$

A Equação 5.8 descreve a distribuição de velocidade do filme de lubrificante através de qualquer plano yz , como uma função da distância y , gradiente de pressão dp/dx , e velocidade da superfície U . Note que esta distribuição de velocidade consiste de dois termos:

- (1) uma distribuição linear dada pelo segundo termo e mostrada como uma linha tracejada na Figura 5.3;
- (2) uma distribuição parabólica superposta dada pelo primeiro termo.

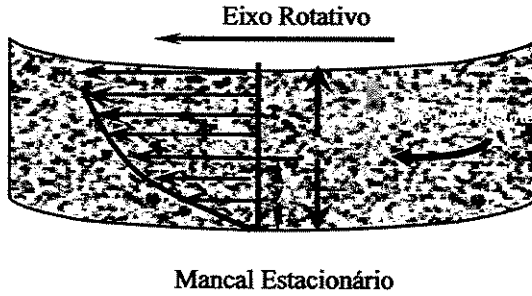


Fig. 5.3 – Gradiente de velocidade no lubrificante

O Termo parabólico dependendo de dp/dx pode ser positivo ou negativo, adicionando ou subtraindo da distribuição linear. Na seção onde a pressão é máxima, $dp/dx = 0$, o gradiente de velocidade é linear.

Seja o volume de lubrificante por unidade de tempo escoando através da secção contendo o elemento na Figura 5.1. Por unidade de comprimento na direção z , temos:

$$Q_f = \int_0^h u \cdot dy = \frac{U \cdot h}{2} - \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (5.9)$$

Para um lubrificante incompressível, a taxa de escoamento deve ser a mesma para todas as seções, significando que:

$$\frac{dQ_f}{dx} = 0$$

Logo, diferenciando a Equação 5.9 temos:

$$\frac{dQ_f}{dx} = \frac{U}{2} \cdot \frac{dh}{dx} - \frac{d}{dx} \cdot \left(\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 0 \quad (5.10a)$$

ou

$$\frac{d}{dx} \cdot \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 6 \cdot U \cdot \frac{dh}{dx} \quad (5.10b)$$

A Equação 5.10b é a clássica equação de Reynolds para o escoamento unidimensional. Resumindo as hipóteses que foram mostradas - o fluido é Newtoniano, incompressível, de viscosidade constante, e não sofre ação de forças de inércia ou gravitacionais; o fluido está em regime laminar de escoamento, sem escorregamento nas superfícies de fronteira; a espessura de fluido é tão fina (estamos tratando de 10^{-6} metros) que: (1) a velocidade sofre variação desprezível e (2) o raio do eixo pode ser considerado infinito em comparação a esta mesma espessura de fluido.

Quando o escoamento na direção z é incluído (fluxo axial e perdas nas extremidades), um desenvolvimento similar fornece a equação de Reynolds para o escoamento bidimensional:

$$\frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5.11)$$

Como os mancais modernos tendem a ser mais curtos (L/D entre 0.25 e 0.75), o fluxo na direção z (e as perdas nas extremidades) representam o maior gradiente de pressão. Para estes mancais curtos, Ocvirck propôs desprezar o termo em x na equação de Reynolds resultando em:

$$\frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \mu \cdot U \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5.12)$$

Ao contrário das Equações (5.10b) e (5.11), a Equação (5.12) pode ser prontamente integrada e, portanto, utilizada para projeto e análise. Este procedimento é conhecido como a aproximação de Ocvirck para mancais curtos.

Outra maneira de representar a dedução é através das forças de cisalhamento do fluido segundo Reynolds (a partir de Stocks) nas equações de equilíbrio simplificando pela omissão da gravidade e inércia.

A seguir, equações de Hidrodinâmica aplicadas à lubrificação.

De acordo com o método comum de demonstração do cisalhamento em um fluido viscoso (o qual é o mesmo em um sólido elástico):

Estes valores substituídos na equação de movimento fornecem as equações completas de movimento para o interior de um fluido viscoso. Estas equações envolvem termos que dependem integralmente da inércia e do peso do fluido, e também da variação do cisalhamento no fluido.

No caso da lubrificação, os espaços entre as superfícies sólidas são tão pequenos comparados a:

$$\frac{\mu}{U}$$

Onde: o movimento do fluido mostra-se livre de turbulências. Também demonstra como as forças que vêm do peso e inércia estão reunidas com o cisalhamento que vem da viscosidade.

As equações abaixo devem ser simplificadas pela omissão dos termos de inércia e gravidade.

No caso do óleo, os termos restantes podem ainda ser simplificados omitindo-se os termos dependendo da compressibilidade do fluido. Ainda se, como é o caso, μ for quase constante, os termos envolvendo $d\mu$ deverão ser omitidos ou considerados como de importância secundária.

Faremos o desenvolvimento a partir das seguintes equações de Stocks (Reynolds, 1886):

$$\frac{dp}{dx} = \mu \left(\frac{d^2u}{dx^2} + \frac{d^2u}{dy^2} + \frac{d^2u}{dz^2} \right) \quad (5.13a)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \mu \left(\frac{d^2v}{dx^2} + \frac{d^2v}{dy^2} + \frac{d^2v}{dz^2} \right) \quad (5.13b)$$

$$\frac{dp}{dz} = \mu \left(\frac{d^2w}{dx^2} + \frac{d^2w}{dy^2} + \frac{d^2w}{dz^2} \right) \quad (5.13c)$$

$$0 = \frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} \quad (5.13d)$$

Novamente, uma vez que no caso da lubrificação, temos sempre que lidar com um filme de fluido entre superfícies quase paralelas, onde o raio da curvatura é grande comparado com a espessura do filme, devemos, desconsiderar qualquer curvatura que possa existir nas superfícies, e determinar:

x para distâncias medidas em uma das superfícies na direção do movimento relativo;

z para distâncias medidas na mesma superfície na direção perpendicular ao movimento relativo,

y para distâncias medidas em qualquer lugar nos ângulos da superfície.

Então, se as superfícies permanecerem nas suas direções originais, uma vez que estejam quase paralelas:

v será pequeno comparado com u e w , e as variações de u e w nas direções x e z serão pequenas comparadas com suas variações na direção y .

As equações (5.12) para o interior do filme se tornarão:

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2 u}{dx^2} \quad (5.14a)$$

$$\frac{dp}{dy} = 0 \quad (5.14b)$$

$$\frac{dp}{dz} = \mu \frac{d^2 w}{dz^2} \quad (5.14c)$$

$$0 = \frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} \quad (5.14d)$$

As equações (5.10) serão:

$$P_{xy} = P_{yx} = \mu \frac{du}{dy} \quad (5.15a)$$

$$P_{yz} = P_{zy} = \mu \frac{dw}{dz} \quad (5.15b)$$

$$P_{xx} = P_{zz} = 0 \quad (5.15c)$$

O fluido é submetido a condições limite que englobam pressão e velocidade. São elas:

- (1) Em superfícies lubrificadas o fluido tem a velocidade dessas superfícies;
- (2) Nas extremidades das superfícies ou filme, a pressão depende de condições externas.

Assim, utilizando as superfícies como $y = 0$, $y = h$, e como foi limitado na direção x e z pela curva, temos:

$$f(xy) = 0$$

Para condições de contorno:

$$y = 0 \quad u = U_0 \quad w = 0 \quad v = 0 \quad (5.16a)$$

$$y = h \quad u = U_1 \quad w = 0 \quad v = U_1 \frac{dh}{dx} + V_1$$

$$f(xy) = 0 \quad p = p_0 \quad (5.16b)$$

As equações 5.14 (a até c) poderão ser integradas agora, as constantes foram determinadas pelas condições 5.16 (a e b).

$$\frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}$$

$$\int d^2 u = \int \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} dy^2 \Rightarrow du = \left[\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y + C_1 \right] dy$$

$$\int du = \int \left[\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y + C_1 \right] dy$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2$$

Para $y = 0$ e $u = U_0$ portanto :

$$u = C_2 = U_0$$

Para $y = h$ e $\mu = U_1$

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{h^2}{2} + C_1 h + U_0 = U_1$$

$$\frac{U_1}{h} - \frac{U_0}{h} - \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{h^2}{2h} = C_1$$

portanto,

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + \frac{U_1 y}{h} - \frac{U_0 y}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} h \cdot y + U_0$$

Rearranjando,

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y(y-h) + U_0 \frac{(y-h)}{h} + U_1 \frac{y}{h}$$

avaliando w teremos :

$$\frac{d^2 w}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz}$$

$$\int d^2 w = \int \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} dy^2 \Rightarrow dw = \left[\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} y + C_1 \right] dy$$

$$\int dw = \int \left[\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} y + C_1 \right] dy$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dz} y^2 + C_1 y + C_2$$

Para $y=0$ e $w=0$

$$w = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} \frac{(0)^2}{2} + C_1(0) + C_2 = 0$$

portanto,

$$C_2 = 0$$

Para $y=h$ e $w=0$

$$w = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} \frac{h^2}{2} + C_1 h = 0 \Rightarrow C_1 = -\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} \frac{h^2}{2} \frac{1}{h}$$

portanto,

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dz} y(y-h)$$

A segunda dessas equações fornece p independente de y , sendo que a primeira e a terceira são diretamente integradas, chegando a:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y-h)y + U_0 \frac{h-y}{h} + U_1 \frac{y}{h}$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dz} (y-h)y$$

Diferenciando-se essas equações relacionadas a x e z respectivamente, e substituindo-se na última das equações 5.14d:

$$\frac{dv}{dy} = -\frac{1}{2\mu} \left[\frac{d}{dx} \left\{ \frac{dp}{dx} (y-h)y \right\} + \frac{d}{dz} \left\{ \frac{dp}{dz} (y-h)y \right\} \right] - \frac{d}{dx} \left\{ U_0 \frac{h-y}{h} + U_1 \frac{y}{h} \right\} \quad (7a)$$

Integrando de $y = 0$ para $y = h$, e aplicando as condições (5.16a e b):

$$\int_{y=0}^{y=h} dv = -\int_0^h \frac{1}{2\mu} \left\{ \left[\frac{d}{dx} \left(\frac{dp}{dx} (y-h)y \right) + \frac{d}{dz} \left(\frac{dp}{dz} (y-h)y \right) \right] - \frac{d}{dx} \left[U_0 \frac{(h-y)}{h} + \frac{y}{h} U_1 \right] \right\} dy \quad (5.17b)$$

De (5.16b)

$$v(y=h) = U_1 \frac{\partial h}{\partial x} + V_1$$

$$\int_{v_{y=0}}^{v_{(y=h)}} dv - \frac{1}{2\mu} \left[\frac{d}{dx} \left(\frac{dp}{dx} \left(\frac{y^3}{3} - \frac{hy^2}{2} \right) \right)_0^h + \frac{d}{dz} \left(\frac{dp}{dz} \left(\frac{y^3}{3} - \frac{hy^2}{2} \right) \right)_0^h \right] - \frac{d}{dx} \left\{ \left(\frac{h-y^2/2}{h} \right) U_0 + \frac{y^2}{2h} U_1 \right\}_0^h$$

Avaliando a última parte da integral temos :

$$\begin{aligned} & \left[\left(\frac{h-y^2/2}{h} \right) U_0 + \frac{y^2}{2h} U_1 \right]_0^h = \\ &= \frac{h-h^2/2}{h} U_0 + \frac{h^2}{2h} U_1 - U_0 = \\ &= \left(1 - \frac{h}{2} \right) U_0 + \frac{h}{2} U_1 - U_0 = \\ &= U_0 - \frac{h}{2} U_0 + \frac{h}{2} U_1 - U_0 = -\frac{h}{2} (U_0 - U_1) \end{aligned}$$

Portanto, substituindo (5.16b) em (5.17b), assim como as integrais :

$$\left(U_1 \frac{dh}{dx} + V_1 \right) = + \frac{1}{2\mu} \left[\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{6} \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dz} \left(\frac{h^3}{6} \frac{dp}{dz} \right) \right] + \frac{d}{dx} \left[\frac{h}{2} (U_0 - U_1) \right]$$

Rearranjando os termos em U_0 , U_1 e V_1 :

$$\begin{aligned} & U_1 \frac{dh}{dx} + V_1 + \frac{1}{2} \frac{dh}{dx} U_0 - \frac{1}{2} \frac{dh}{dx} U_1 = \\ &= \frac{1}{2} \frac{dh}{dx} U_1 + \frac{1}{2} \frac{dh}{dx} U_0 + V_1 = \frac{1}{2} \frac{dh}{dx} (U_1 + U_0) + V_1 \end{aligned}$$

Finalmente a equação de Reynolds :

$$\begin{aligned} & \left[\frac{d}{dx} \left\{ \frac{dp}{dx} h^3 \right\} + \frac{d}{dz} \left\{ \frac{dp}{dz} h^3 \right\} \right] = 12\mu \frac{1}{2} \left\{ (U_0 + U_1) \frac{dh}{dx} + 2V_1 \right\} \\ & \left[\frac{\partial}{\partial x} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right\} \right] = 6\mu \left\{ (U_0 + U_1) \frac{dh}{dx} + 2V_1 \right\} \end{aligned} \quad (5.18)$$

5.1 Determinação do Fluxo em mancais

Outra abordagem feita por Burr (1982) segue que um elemento de fluido dentro de um filme é, em geral, submetido às forças vindas de todos os lados. Para explicar, na Fig. 5.4 apenas os componentes x são mostrados. Esses componentes são as forças normais nas superfícies $dy\,dz$ e as forças de cisalhamento em $dx\,dz$. Inércia e gravidade não estão incluídas porque são relativamente pequenas e desprezíveis na maioria dos casos. Não há forças de cisalhamento nas superfícies $dx\,dy$, uma vez que elementos adjacentes podem ter o mesmo movimento do componente x , ao menos em mancais planos e cilíndricos. Com a soma de forças e cancelamento de alguns termos, voltamos a equação $\sum F_x = 0$.

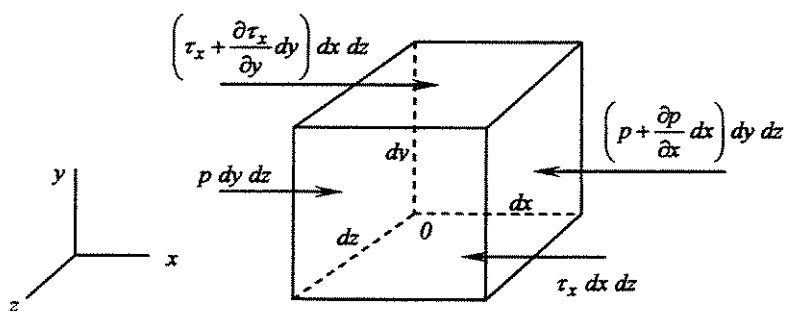


Figura 5.4 – Forças na direção x em um elemento de fluido

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} dy\,dx\,dz - \frac{\partial p}{\partial x} dx\,dy\,dz = 0 \quad (5.19)$$

Onde, junto com as equações (4.1), temos:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (5.20)$$

Igualmente, considerando-se os componentes z (5.14c):

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_z}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (5.21)$$

onde w é o componente z de velocidade. Na direção y normal para uma das superfícies do mancal, não há equação correspondente, uma vez que a mudança de pressão através de um filme delgado, $\partial p / \partial y$ é desprezível.

No caso de diminuição da velocidade ou sua inversão, o gradiente $\partial u / \partial y$ é constante em todos os lugares: $\partial^2 u / \partial y^2 = 0$ e na Eq. (5.20), $\partial p / \partial x = 0$. Consequentemente, não poderá haver aumento da pressão interna, acima das bordas do mancal, e nenhuma carga poderá ser suportada.

Consequentemente, concluímos que uma condição necessária para pressão e suporte é a $\partial p / \partial x \neq 0$ e a $\partial u / \partial y \neq \text{constante}$, por exemplo, o gradiente e o diminuição do perfil da velocidade devem variar de acordo com a espessura do filme.

Três métodos para determinar o gradiente variável são normalmente usados:

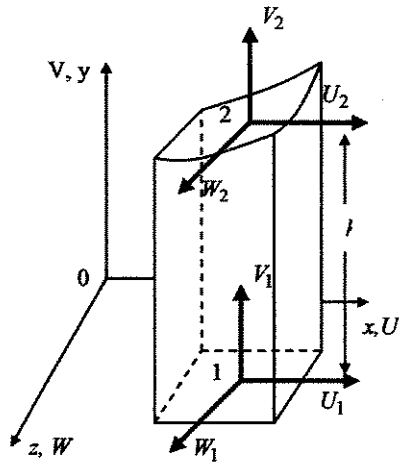
1. O fluido de uma bomba é drenado para um espaço no centro do mancal, desenvolvendo pressão e forçando o fluido a passar através no estreito espaço entre as superfícies paralelas. Isto é chamado de *mancal hidrostático* ou um *mancal pressurizado externamente*.
2. Uma superfície se movimenta rapidamente em direção a outra, devido à resistência de viscosidade há o deslocamento do óleo. Isto é um *filme de óleo comprimido*.
3. Posicionando-se uma superfície que não fique tão paralela à outra, e deslizando um pouco as superfícies, o lubrificante é empurrado no espaço convergente entre elas. Isto tem o efeito de uma bomba embutida. Isto é um *mancal com filme em cunha*, e o tipo geralmente

lembrado quando a palavra *mancal hidrodinâmico* é usada. O posicionamento das superfícies normalmente acontece automaticamente, quando a carga é aplicada.

5.2 Derivação da Equação Geral Relacionando Pressão com Velocidades – Equação de Reynolds

A partir de um filme fino existir entre duas superfícies móveis 1 e 2 de um mancal, o anterior fica plano e se posiciona no plano X - Z , o último, curvado e inclinado (Fig. 5.5). Os componentes das velocidades u , v e w existem nas direções X , Y , e Z , respectivamente. A qualquer instante, dois pontos que têm as mesmas coordenadas x , z e são separadas pela distância h , terão velocidades absolutas que fornecerão as seguintes condições de contorno:

$$\begin{array}{llll} y = 0 & u = U_1 & v = V_1 & w = W_1 \\ y = h & u = U_2 & v = V_2 & w = W_2 \end{array} \quad (5.22)$$



Figuras 5.5 – Componentes de velocidade de duas superfícies de um fino filme de óleo

Os termos $\partial p / \partial x$ e $\partial p / \partial z$ são independentes de y em um filme delgado, e $\partial p / \partial y = 0$.

Rearranjos e integrais sucessivas da Eq. (5.20) com relação a y fornecem:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y + C_1 \quad e \quad u = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2$$

E das condições das Equações. (5.22),

$$C_2 = U_1 \quad e \quad C_1 = -\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + \frac{U_2 - U_1}{h}$$

Então

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (hy - y^2) + \left[U_1 + \frac{y}{h} (U_2 - U_1) \right] \quad (5.23)$$

Igualmente,

$$w = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (hy - y^2) + \left[W_1 + \frac{y}{h} (W_2 - W_1) \right] \quad (5.24)$$

Cada equação mostra que um perfil de velocidade consiste em uma porção linear, o segundo termo a direita do sinal de igual, e uma porção parabólica que é subtraída ou adicionada dependendo do sinal do primeiro termo. Para a velocidade u o segundo termo é representado na Fig. 5.6 por uma linha estreita desenhada entre U_1 e U_2 . Uma vez que $-(hy-y^2)/2\mu$ é sempre negativo, o sinal do primeiro termo é o oposto do sinal de $\partial p/\partial x$ ou $\partial p/\partial z$, que são as inclinações das curvas de pressão vs posição em x . O fluxo q_x normal em curva concava (subtraída), reta e convexa (somada), e através da seção da área $h \, dz$ é encontrado a seguir (Fig 5.7). Substituindo-se por u das Equações (5.23) e (5.24), integrando, e aplicando-se os limites:

$$q_x = \int_0^h u(dy \, dz) = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} dz + \frac{U_1 + U_2}{2} h \, dz \quad (5.25)$$

$$q_z = \int_0^h w(dy \, dx) = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} dx + \frac{W_1 + W_2}{2} h \, dx$$

Da mesma forma, através da área $h \, dx$:

$$(5.26)$$

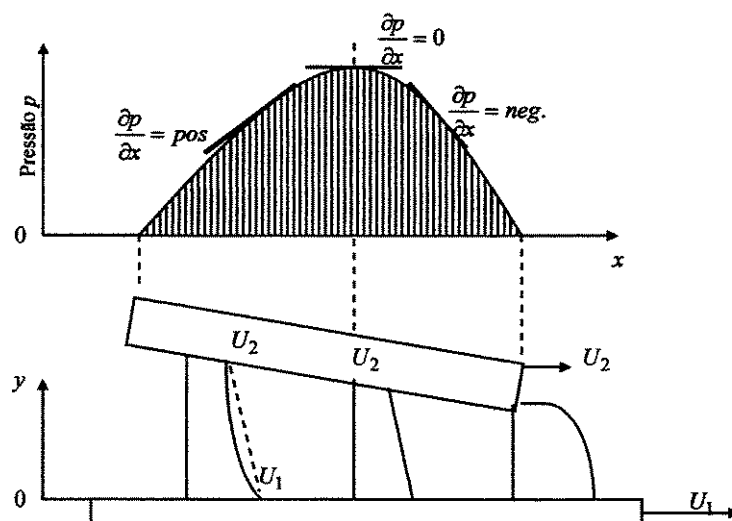


Figura 5.6 – Perfil de pressão e velocidade para um filme de óleo fino não uniforme com velocidades das superfícies paralelas U_1 e U_2 .

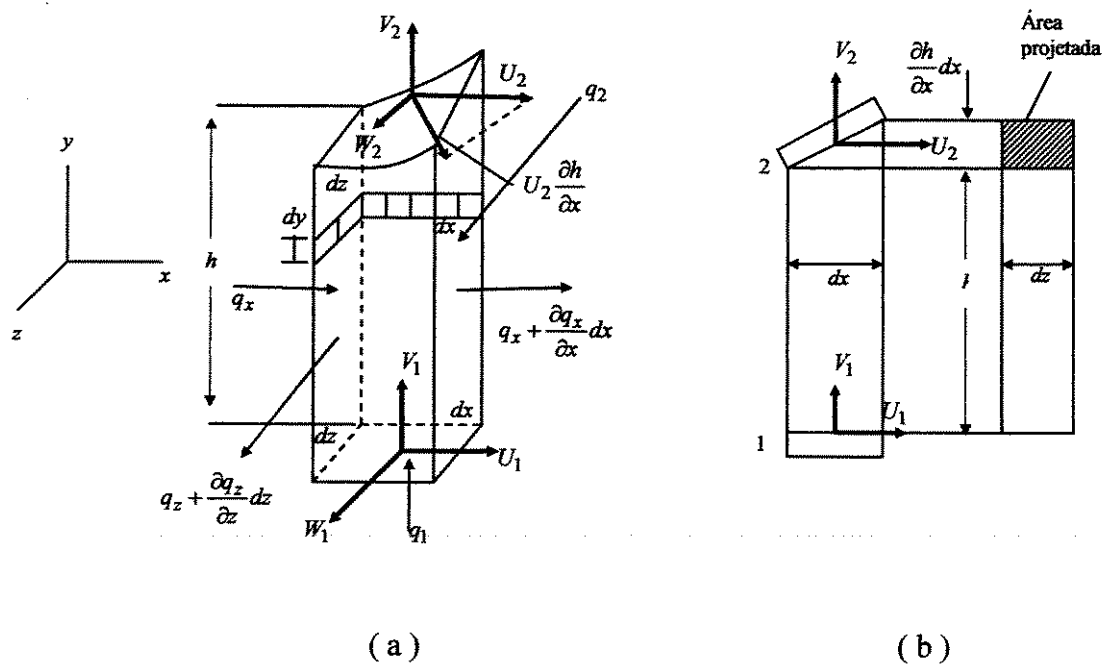


Figura 5.7 – (a) Fluxo através de um elemento de espaço estacionário entre duas superfícies em movimento de um fino filme de óleo. (b) Fluxo de velocidades V_1 e V_2 através das áreas 1 e 2 , respectivamente , e de U_2 através da projeção da área em 2.

Note que estes fluxos são através de áreas de altura elementar. As segundas integrais $\int q_x$ e $\int q_z$ devem ser feitas para obter os fluxos totais Q_x e Q_z através do mancal.

A figura 5.7 (a) representa um espaço geométrico elementar dentro do fluido, em um determinado instante com variação suave entre as superfícies do mancal. O óleo também escoa pelas bordas na direção axial do mancal. Uma velocidade em y positiva V_1 da porção mais baixa da superfície do mancal empurra o óleo para dentro através da borda inferior do espaço anular e promove um fluxo q_1 no mesmo sentido dos fluxos internos q_z e q_x . As velocidades das superfícies U_1 e W_1 não causam fluxo através da borda inferior, uma vez que a superfície é no plano $X-Z$. Consequentemente $q_1 = V_1 dx dz$.

Devido a superfície superior do mancal ser inclinada, sua velocidade positiva V_2 causa um fluxo para fora $V_2 dx dz$. Além disso, velocidades positivas U_2 e W_2 unidas com superfície com inclinação positiva $\partial h/\partial x$ e $\partial h/\partial z$ causam fluxo para dentro. Na Figura 5.7 (a) é mostrado o componente de velocidade $U_2 (\partial h/\partial x)$ normal para a área superior, que deve ser considerada como $dx dz$ porque sua inclinação é muito pequena nos mancais. Na figura 5.7 (b) o fluxo na velocidade U_2 é demonstrado através da área projetada $(\partial h/\partial x) dx dz$, a qual está sombreada. Ambas análises fornecem o mesmo produto da velocidade e área. Consequentemente o fluxo total q_1 para dentro através da borda inferior do espaço geométrico e q_2 para fora através da borda superior são, respectivamente:

$$\begin{aligned} q_1 &= V_1 dx dz \\ q_2 &= V_2 dx dz - U_2 \frac{\partial h}{\partial x} dx dz - W_2 \frac{\partial h}{\partial z} dz dx \end{aligned} \quad (5.27)$$

A continuidade com um fluido incompressível requer que o fluxo total para dentro flua através das bordas igual ao fluxo total para fora:

$$q_x + q_z + q_1 = \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) + \left(q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \right) + q_2 \quad (5.28)$$

No caso de um fluido compressível e mancais a gás, o fluxo da massa ao invés do volume deverão ser iguais. Densidade e sua relação com a pressão deve ser introduzida. Com a substituição das Equações (5.25), (5.26) e (5.27) na Equação (5.28), diferenciações seletivas, e a eliminação do produto $dx dz$, tem-se:

$$\begin{aligned} V_1 &= -\frac{1}{12} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{h}{2} \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) \\ &\quad - \frac{1}{12} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - \frac{W_1 + W_2}{2} \frac{\partial h}{\partial z} + \frac{h}{2} \frac{\partial}{\partial z} (W_1 + W_2) \\ &\quad + V_2 - U_2 \frac{\partial h}{\partial x} - W_2 \frac{\partial h}{\partial z} \end{aligned}$$

Rearranjando:

$$\begin{aligned} \frac{1}{6} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] &= (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} - 2(V_1 - V_2) \\ &+ (W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 - U_2) + h \frac{\partial}{\partial z} (W_1 + W_2) \end{aligned} \quad (5.29)$$

Os dois últimos termos são quase sempre nulos, uma vez que raramente existe uma mudança nas velocidades de superfície U e W , no caso do “filme fino”. O filme pode ocorrer quando existe um filme lubrificante separando um eixo do mancal através do qual esta sendo solicitado. A redução no diâmetro do eixo fornece um aumento na sua velocidade de superfície durante sua passagem através do mancal.

Esta equação básica ou lubrificação hidrodinâmica foi desenvolvida para um caso menos geral em 1886 por Reynolds. Outras formas mais gerais, como a Equação. (5.29), foram sendo derivadas por outras. Na prática comum, devemos nos referir a Equação (5.29) e suas formas reduzidas em qualquer sistema de coordenadas como a Equação de Reynolds. A Equação (5.29) transformada em coordenada cilíndrica é

$$\begin{aligned} \frac{1}{6} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \right] &= (R_1 - R_2) \frac{\partial h}{\partial r} - 2(V_1 - V_2) \\ &+ (T_1 - T_2) \frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{h}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} [r(R_1 + R_2)] + \frac{\partial}{\partial \theta} (T_1 + T_2) \right\} \end{aligned} \quad (5.30)$$

onde as velocidades das duas superfícies são $R1$ e $R2$ da direção radial, $T1$ e $T2$ na direção tangencial, e $V1$ e $V2$ na direção axial através do filme. Novamente, para a maioria dos mancais, muitos dos termos devem ser descartados, e particularmente aqueles termos que implicam na expansão das superfícies.

Capítulo 6

Modelo Hidrodinâmico Aproximado para o Tucho

Lubrificação hidrodinâmica refere-se ao fornecimento da quantidade suficiente de lubrificante (normalmente um óleo) para a interface deslizante, promovendo uma velocidade relativa das superfícies para bombear o lubrificante dentro do espaço anular e separar as superfícies em um filme dinâmico de líquido. Esta técnica é mais eficiente nos Mancais Hidrodinâmicos, onde, o eixo e o mancal criam um fino filme dentro de suas folgas por onde passa o lubrificante e permite, assim, que o eixo bombeie este lubrificante em torno do filme. Existe um sistema de drenagem no mancal, sendo assim, é necessário que haja o fornecimento contínuo de óleo para compensar as perdas. Este fornecimento também deverá ser alimentado pela densidade ou pressão. Este é o sistema usado para lubrificar o mancal do virabrequim em um motor à combustão. O óleo filtrado é bombeado para os mancais sob relativa baixa pressão, para repor o óleo perdido através da porção inferior do mancal, mas as condições dentro do mancal são hidrodinâmicas, criando pressões muito mais altas para suportar a carga do mancal.

No caso do mancal hidrodinâmico em repouso, o eixo fica em contato com a parte inferior do mancal. Assim que ele começa a rodar, o centro do eixo gira excentricamente dentro do mancal e o eixo funciona como uma bomba, puxando o filme de óleo e comprimindo sua superfície em torno do eixo (a “porção externa” do filme de óleo é aderido ao mancal estacionário). É formado, então, um fluxo dentro da pequena espessura do filme de óleo. Com uma velocidade relativa suficiente, o eixo é deslocado pelo filme de óleo e cessa o contato metal-metal com o mancal (Norton, 1996).

Todo o sistema é baseado na equação de lubrificação hidrodinâmica proposta em 1886 por Osbourne Reynolds no artigo publicado – “On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Bquechamp Tower’s – Experiments, including in Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil”. Neste caso, séries de experimentos foram feitos em movimentos relativos entre superfícies, considerando o óleo como uma conexão de contato.

A Equação de Reynolds:

$$\frac{d}{dx} \cdot \left(h^3 \cdot \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dz} \cdot \left(h^3 \cdot \frac{dp}{dz} \right) = 6 \cdot \mu \cdot \left\{ (U_0 + U_1) \cdot \frac{dh}{dx} + 2 \cdot V_1 \right\} \quad (6.1)$$

A espessura do filme de óleo é composta em relação a z e θ como indicado abaixo:

$$h(\theta, z) = Cr - e(z) \cdot \cos(180 - \theta) \quad (6.2)$$

$$h(\theta, z) = Cr - e(z) \cdot (\cos 180^\circ \cdot \cos \theta - \sin 180^\circ \cdot \sin \theta) \quad (6.3)$$

$$h(\theta, z) = Cr + e(z) \cdot \cos(\theta) \quad (6.4)$$

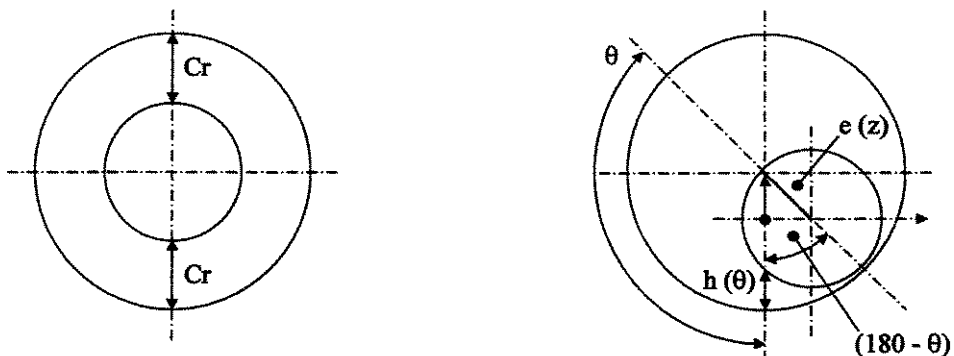


Figura 6.1 – Esquema da espessura do filme de óleo $h(\theta)$

O tombamento é considerado em relação à excentricidade através do ângulo de tombamento α :

$$e(z) = \left(L - \frac{L}{2} - z \right) \times \sin \alpha \quad (6.5)$$

$$e(z) = \left(\frac{L}{2} - z \right) \times \sin \alpha \quad (6.6)$$

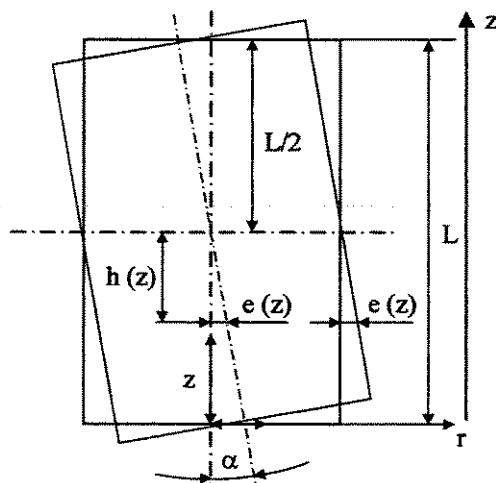


Figura 6.2 – Esquema do Tombamento axial do mancal $e(z)$

Temos, então, a expressão completa:

$$h(\theta, z) = Cr + \left[\left(\frac{L}{2} - z \right) \cdot \sin \alpha \right] \cdot \cos \theta \quad (6.7)$$

Nos casos onde o tombamento não é simétrico não considera-se o valor de $L/2$, mas separamos a equação em duas e faz-se a malha separada (não consideramos o tombamento em outra direção). Nesse caso os valores na equação podem ser trabalhados separadamente.

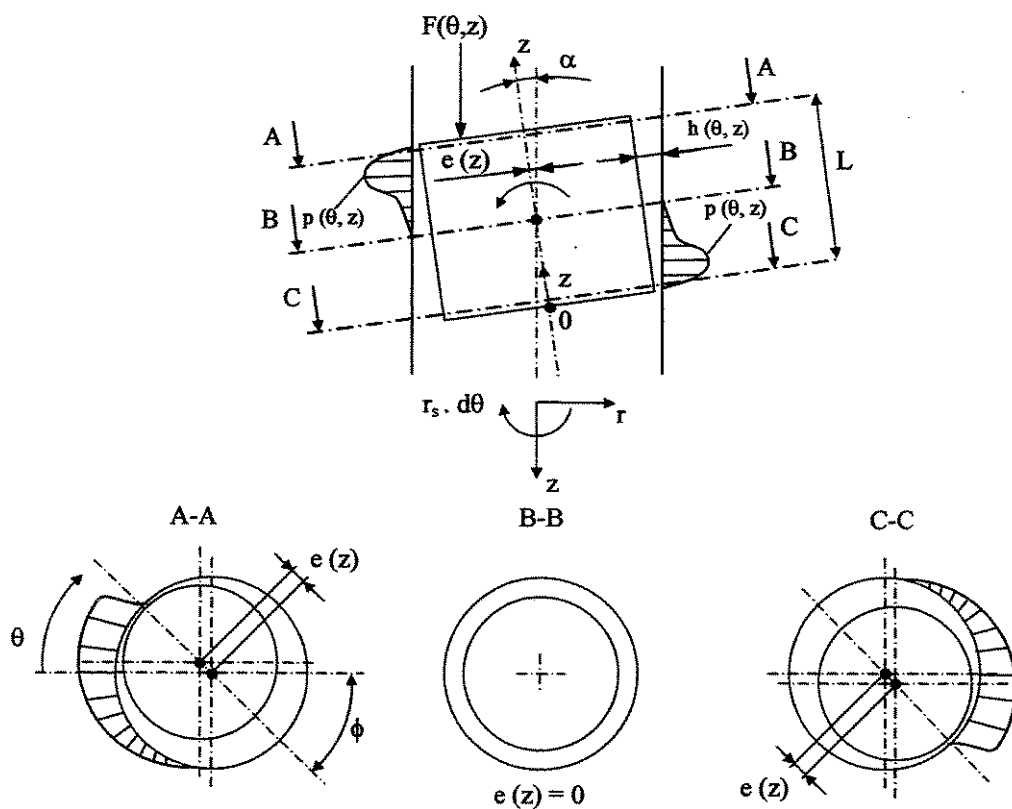


Figura 6.3 – Distribuição de pressão circunferencial em (θ) e direção axial (z) .

A figura 6.3 ilustra uma idéia das distribuições de pressão nas direções circunferencial e axial. Podemos observar a indicação de $p(\theta, z)$ nas direções circunferencial pelos cortes A-A, B-B e C-C e radial pelo plano r, z .

Capítulo 7

Método de Diferenças Finitas para a Equação de Reynolds

A disponibilidade de métodos computacionais é muito maior do que em qualquer outro período da história. A matemática desde os seus primórdios teve que procurar soluções analíticas extremamente complexas e trabalhosas para a explicação de fenômenos da natureza. Não sendo isto possível, deveria ser procurada uma solução aproximada, possivelmente na forma de séries de potência expandidas, o que requer muito trabalho, mesmo com um bom conhecimento matemático, podendo incorrer em erros e, nesse caso, muitas vezes não permite que se chegue a uma solução definitiva.

Com a disponibilidade da utilização de computadores e, hoje em dia, com o advento do computador pessoal de altíssima performance, engenheiros/cientistas podem concentrar seus esforços no estudo da melhor análise numérica possível, com a intenção de que um computador extremamente rápido realize os cálculos sem o esforço manual. A disponibilidade de programas de cálculo, linguagens de programação de diversos tipos, recursos visuais, gráficos, tabelas e animações, permitem o estudo de fenômenos físicos e seu aprimoramento mais rapidamente. Resumindo, começando com a análise numérica e deixando que o computador realize os extensos cálculos, torna-se viável obter soluções que representem melhor o fenômeno físico que se está tentando representar matematicamente.

Com tais facilidades, podemos reportar soluções numéricas e análogas da equação bidimensional de Reynolds.

Provavelmente, o primeiro método computacional para a resolução de problemas em mancais foi o método do tanque eletrolítico de Kingsbury. Um método similar para a solução do problema bidimensional de lubrificação envolve o uso de um analisador de uma rede de corrente contínua *cc*. Isto consiste simplesmente de um conjunto de resistores ajustáveis, que devem ser interconectados para formar uma rede de resistências. Através da aplicação de correntes *cc* nos vários nós da rede, as magnitudes presentes no circuito elétrico se tornam análogas àsquelas presentes no problema da lubrificação hidrodinâmica.

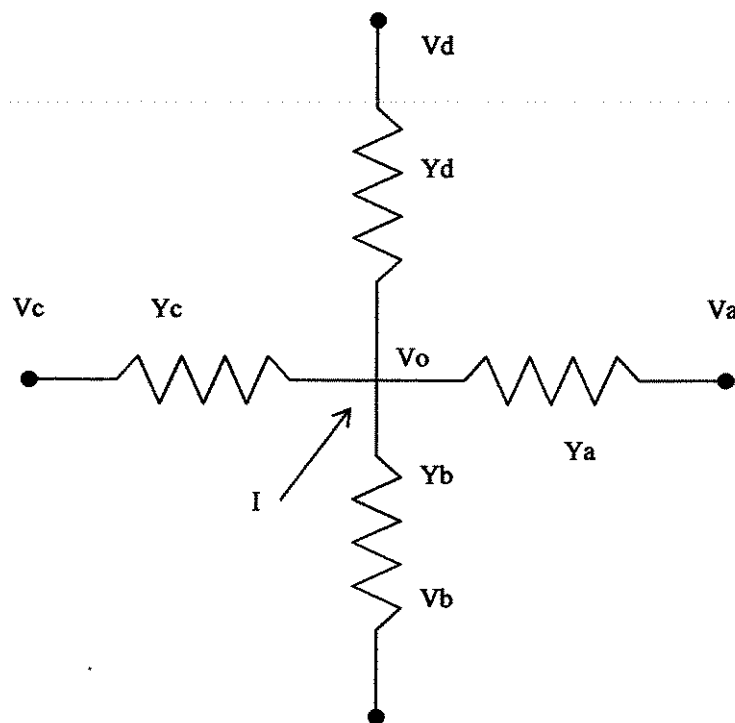


Figura 7.1 – Analisador de uma rede de corrente contínua *cc*

A figura 7.1 mostra uma representação esquemática das variáveis adjacentes a um nó na rede. Se todas as correntes que fluem para o nó forem somadas, e esta soma for igualada a zero, conforme a lei de Kirchoff, resultará a Equação 7.1.

$$U = Ri$$

$$i = \frac{U}{R}$$

$$I = \frac{(VaV_0)}{Ya} + \frac{(VbV_0)}{Yb} + \frac{(VcV_0)}{Yc} + \frac{(VdV_0)}{Yd} \quad (7.1)$$

Onde,

Ya, Yb, Yc, Yd são as resistências;

Va, Vb, Vc, Vd são as diferenças de potencial

I é a corrente aplicada no nó

Vo é a voltagem no nó

Esta equação é similar a Equação 7.2, que pode ser obtida pelo método das diferenças finitas, método que será discutido adiante:

$$p_{ij} = a_{ij+1} p_{ij+1} + a_{i-1j} p_{i-1j} + a_{ij-1} p_{ij-1} + a_{i+1j} p_{i+1j} + a_{ij0} \quad (7.2)$$

Esta equação fornece o valor aproximado da pressão em um ponto no filme de óleo lubrificante.

Pode-se, portanto, criar uma rede com nós distribuídos no espaço, correspondentes a pontos de pressão no mancal e, medindo-se as voltagens na rede elétrica, pode-se determinar as pressões correspondentes no filme de óleo. Este aparato permite o estudo do caso bidimensional, mas com uma restrição prática de que a viscosidade deve ser constante ou uma função conhecida do espaço. Não há como resolver simultaneamente a equação de energia e obter a partir dela a viscosidade como uma função da temperatura. Outra restrição na utilização deste método está na dificuldade de se balancear todas as correntes aplicadas nos nós. Além disso, componentes precisos não eram usualmente utilizados em tais aparelhos. Como consequência, este método, provavelmente, não fornecia os melhores resultados, especialmente onde gradientes de pressão deveriam ser determinados.

Um segundo método computacional tinha como seu objetivo a inclusão da equação de energia. A maioria das soluções assumia uma viscosidade constante ou uma distribuição de temperatura conhecida. O diferenciador mecânico foi empregado numa tentativa de incluir a distribuição real de temperatura no filme de óleo, mas como este método foi desenvolvido para resolver equações diferenciais ordinárias, foi necessário voltar ao caso unidimensional. Foram criadas algumas soluções para um mancal com comprimento infinito, assumindo que todo o calor gerado no filme de óleo é dissipado pelo óleo circulante. Entretanto, a inadequação das soluções obtidas pela rede *cc* e pelo diferenciador mecânico, levaram à utilização do método das diferenças finitas.

No método das diferenças finitas, um procedimento iterativo é utilizado para a determinação do campo de pressões. Este procedimento é repetido até que a diferença entre duas pressões calculadas sucessivamente seja desprezível. Neste método divide-se o fluido em “grades” nas direções x (circunferencial) e z (axial), como mostrado na figura 7.2; e para o cálculo da pressão em um dado ponto, faz-se uso dos “pontos vizinhos” a este, cujas pressões também são calculadas iterativamente. Seu uso é relativamente simples, pois envolve apenas os valores das dimensões da grade, Δx e Δz , o diâmetro D do mancal, a sua largura L , e a espessura do filme de óleo h .

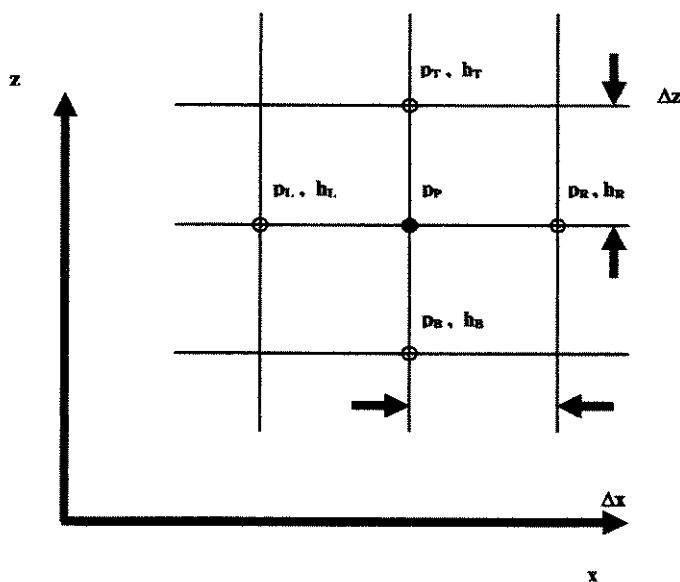


Figura 7.2 – Divisão do filme de óleo em uma grade

Obviamente, deve-se conhecer o valor da pressão em algum ponto do fluido, geralmente as laterais do filme, onde temos a pressão igual a zero, constituindo as condições de contorno do problema.

É importante lembrar que, as soluções para o mancal infinitamente longo e para o mancal curto foram desenvolvidas a partir da integração da equação de Reynolds simplificada, e foram utilizadas neste trabalho no dimensionamento de mancais cilíndricos planos. Entretanto, conforme será discutido em maiores detalhes adiante, o mancal cilíndrico plano é um caso muito particular e a extensão do raciocínio utilizado no seu dimensionamento para os mancais multilobulares envolve algumas complicações. Uma análise completa envolve a inclusão na análise do número de lóbulos do mancal e suas respectivas pré-cargas, bem como, a presença de rasgos axiais de admissão de óleo.

A obtenção do campo de pressões foi um passo muito importante na análise dinâmica dos mancais. É a partir dele que são obtidas as forças atuantes em cada lóbulo e, conseqüentemente, a força resultante no mancal.

Segundo mencionado por Cattaruzzi, somente a partir de um desenvolvimento com bases sólidas desta etapa, foi possível que Stodola e Hummel amadurecessem a idéia de se representar as características da resposta dinâmica de um mancal por meio de coeficientes de rigidez e amortecimento. O objetivo era melhorar o cálculo da velocidade crítica de um rotor através da inclusão do efeito do filme de óleo no conjunto. Ao mesmo tempo, Newkirk descreveu o fenômeno da instabilidade do mancal, o qual foi chamado de Oil whip, e logo, muitos outros pesquisadores relacionaram o problema da estabilidade do rotor com as propriedades dos coeficientes do mancal.

A princípio, uma das dificuldades era que a única solução da equação de Reynolds disponível era a de Sommerfeld para mancais infinitamente longos, algumas vezes modificada por um fator de perdas e , que o único cálculo referente à dinâmica do rotor era o cálculo da velocidade crítica, utilizando os métodos de Raleigh ou Stodola (Cattaruzzi,1998).

Mas, no final dos anos 40, foram desenvolvidos métodos mais avançados para o cálculo da dinâmica do rotor e, com o advento do computador nos anos 50, tornou-se fácil a um custo baixo obter soluções numéricas da equação de Reynolds e realizar cálculos mais elaborados do rotor. Ainda assim, o conceito dos coeficientes do mancal não foi imediatamente aceito, provavelmente porque a relação carga-deslocamento do rotor é evidentemente não-linear. A experiência, contudo, tem demonstrado a utilidade dos coeficientes, e os cálculos modernos de dinâmica de rotores são firmemente baseados neste conceito.

Atualmente, a ênfase está nas medições experimentais dos coeficientes dos mancais e no estabelecimento de maior concordância entre os valores teóricos e experimentais.

As necessidades da indústria em operar com mancais com velocidades e cargas cada vez maiores confrontaram o engenheiro com muitos problemas novos, muitas vezes complexos. Perdas excessivas de energia reduzem a eficiência de motores, altas temperaturas representam um risco para o babbit (mencionado item 4.4) assim como para o lubrificante, e instabilidade, principalmente oil whip, pode danificar, não apenas os mancais, mas também a própria máquina.

Tais problemas levaram à busca de geometrias mais elaboradas para o mancal hidrodinâmico, normalmente caracterizadas por sua seção transversal não-circular, como a elíptica, cilíndrica descentrada ou trilobada.

Praticamente qualquer geometria não-circular proporciona estabilidade para o eixo, e sob condições apropriadas reduz a potência dissipada e aumenta o fluxo de óleo (comparando com o mancal cilíndrico), reduzindo, assim, as temperaturas no mancal.

Inicialmente, o mancal trilobado, devido principalmente à sua geometria complexa, permaneceu impopular e inexplorado, mas estudos experimentais realizados por O. Pinkus mostraram que esta geometria era uma das mais estáveis. Além disso, apesar das folgas radiais

grandes, o mancal trilobado é extremamente rígido, o que em muitas aplicações, como no caso de engrenagens, é de extrema importância.

A distribuição de pressão no Sistema de Suporte do HVA (hydraulic valve adjusters – tucho ou pivô) para o sistema de comando válvulas pode ser calculado através de diferenças homogêneas não-parciais onde, na maioria dos casos, não tem solução plena. As deduções diferenciais de Reynolds são baseadas em um equilíbrio de forças dentro de um elemento de fluxo para fluidos Newtonianos não-comprimíveis que são submetidos a um fluxo laminar. As forças externas estão em equilíbrio com a pressão e fricção/atrito.

7.1 Equação Adimensional

A equação de Reynolds é uma equação diferencial parcial de segunda ordem não-homogênea, difícil de se resolver analiticamente. Como podemos perceber, ela contém os seguintes parâmetros:

- viscosidade do lubrificante μ ;
- distância entre o centro do mancal e o centro do eixo e ;
- diâmetro do eixo D ;
- velocidade de rotação N (ver/s);
- folga radial c_r ;
- comprimento do mancal L .

Para se resolver as equações numericamente, primeiramente deve-se reduzir o número de variáveis para apenas alguns grupos adimensionais compactos. Com tal propósito algumas substituições são utilizadas:

$$x = \frac{x^*}{D} \tag{7.3}$$

$$z = \frac{z^*}{D} \tag{7.4}$$

$$h = \frac{h^*}{cr} = \frac{1 + \varepsilon \cdot \cos \theta}{2} \quad (7.5)$$

$$\mu = \frac{\mu^*}{\mu_{avg}} \quad (7.6)$$

$$p^* = \frac{p}{\mu_{avg} \cdot N} \left(\frac{cr}{D} \right)^2 \quad (7.7)$$

Com estas expressões, a equação de Reynolds torna - se :

$$\frac{\partial}{\partial x^*} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p^*}{\partial x^*} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z^*} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p^*}{\partial z^*} \right) = 6 \cdot \pi \cdot \frac{\partial h^*}{\partial x^*} \quad (7.8)$$

Referindo-se aos elementos da malha, temos as quantidades infinitas:

$$\frac{\partial}{\partial x^*} \left(h^{*3} \cdot \frac{\partial p^*}{\partial x^*} \right) = \frac{h_R^3 \left(\frac{P_R - P_n}{\Delta x} \right) - h_L^3 \left(\frac{P_n - P_L}{\Delta x} \right)}{\Delta x} \quad (7.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial z^*} \left(h^{*3} \cdot \frac{\partial p^*}{\partial z^*} \right) = \frac{h_T^3 \left(\frac{P_T - P_n}{\Delta z} \right) - h_B^3 \left(\frac{P_n - P_B}{\Delta z} \right)}{\Delta x} \quad (7.10)$$

$$\frac{\partial h^*}{\partial x^*} = \frac{h_R - h_L}{\Delta x} \quad (7.11)$$

Considerando o que foi exposto, foi alcançada a Equação de Reynolds adimensional para uma solução numérica apresentada normalmente na forma: (Cavalca e Cattaruzzi, 2001; Pinkus, 1956/1959; Irretier, 2002; Nordmnan, 1998).

$$p_n = \frac{18,84 \times \frac{(h_L - h_R)}{\Delta x} + \left(\frac{D}{L}\right)^2 \times \frac{h_T^3}{\Delta z^2} \times p_T + \frac{h_R^3}{\Delta x^2} \times p_R + \left(\frac{D}{L}\right)^2 \times \frac{h_B^3}{\Delta z^2} \times p_B + \frac{h_L^3}{\Delta x^2} \times p_L}{\left(\frac{D}{L}\right)^2 \times \frac{h_T^3}{\Delta z^2} + \frac{h_R^3}{\Delta x^2} + \left(\frac{D}{L}\right)^2 \times \frac{h_B^3}{\Delta z^2} + \frac{h_L^3}{\Delta x^2}} \quad (7.12)$$

Podemos considerar a equação (7.3) como:

$$p_n = c_0 + c_1 \times p_T + c_2 \times p_R + c_3 \times p_B + c_4 \times p_L \quad (7.13)$$

onde : n é a localização de um ponto que será calculado

Na equação (7.13) os valores de c são constantes e os de p são incógnitas, chegando a um conjunto de N equações algébricas a partir de N pontos na malha teremos N incógnitas, podendo ser resolvido por qualquer analogia ou método de relaxação.

Essas equações não levam em consideração a viscosidade do fluido para o cálculo das pressões.

A seqüência da solução pela integração/somatória das forças segue no item 7.1, as considerações do programa são descritos no capítulo 8.

7.2 Grade do filme de óleo

Na aplicação proposta para avaliar a distribuição de pressão no filme de óleo, teremos interesse em metade da direção axial durante o tombamento axialmente simétrico do sistema considerado nesta análise (Koç, 1990), como o filme é simétrico, ou seja, tem as mesmas características para os dois lados, iremos avaliar somente um lado e considerar os dois para a avaliação de equilíbrio.

Outra consideração é a de que o mancal trabalha como um mancal parcial com distribuição de pressão positiva na porção inferior ($0 - 180$ graus, respectivo a coordenada θ) e valores de pressão nulos no arco superior durante o fornecimento constante de óleo dentro do mancal.

Para a aplicação no tucho, a faixa de interesse é a mesma, observando-se que, na maioria dos casos, o tucho é feito de aço liga e o mancal ou a carcaça de alumínio liga, onde geralmente, a diferença de coeficiente de dilatação térmica é aproximadamente duas vezes maior. Isso indica que, para uma condição de regime inicial ou o motor a frio, teremos uma determinada condição de pressão para o filme de óleo devido à espessura e viscosidade do óleo; e com o motor em temperatura de regime, ou seja, aproximadamente 110°C , uma outra condição de espessura e viscosidade do filme.

Mesmo com essas diferenças, a grade do filme de óleo pode ser considerada a mesma.

No que nos interessa, o filme de óleo foi discretizado em um certo número de pontos n na direção circunferencial x e axial z , onde, cada ponto teve sua pressão calculada (Figura 7.3). Obviamente, a condição limite de pressão zero, usada na extremidade e também na metade da altura do mancal, facilitou a resolução da equação para o sistema.

Uma vez que a distribuição de pressão foi avaliada com o uso do Processo de Diferenças Finitas, como também, a discretização da grade do filme de óleo, o processo iterativo de Gauss Seidel nos auxiliou permitindo encontrar os valores de pressão com maior precisão.

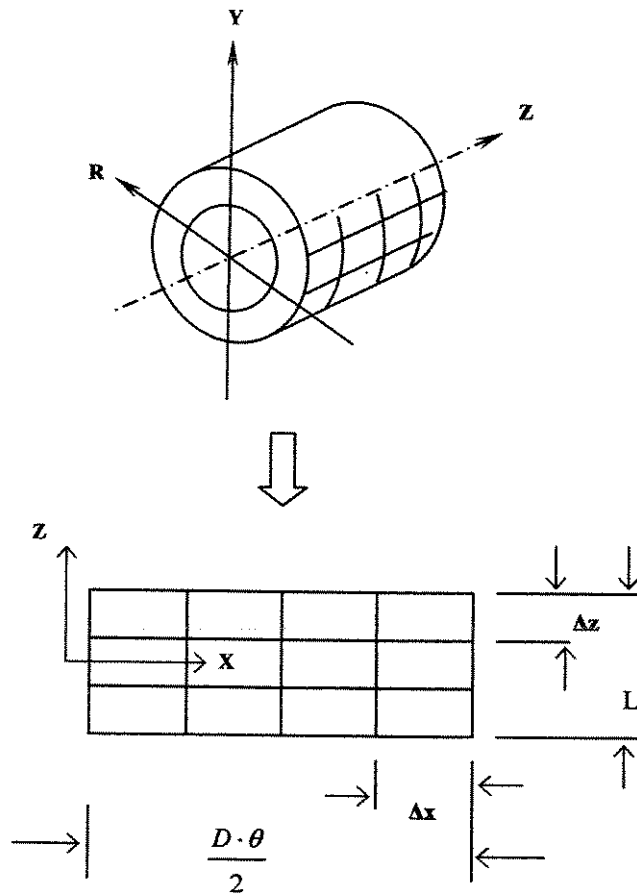


Figura 7.3 Grade do filme de óleo para a avaliação de diferenças finitas

As forças hidrodinâmicas nas direções x , y e z podem ser finalmente avaliadas de uma projeção da força resultante F , em cada direção da coordenada cartesiana, para cada ponto discretizado (Cavalca 1998; Jacon, 2000; Cavalca e Idehara, 2001).

O resumo de todas as projeções em cada direção proporciona a força hidrodinâmica geral.

Componentes F_x , F_y e F_z :

$$F_x = \sum_{n=1}^n p_n \cdot \text{Sen } \alpha_n \cdot \text{Cos } \theta_n \cdot \Delta x \cdot \Delta z \quad (7.14)$$

$$F_y = \sum_{n=1}^n p_n \cdot \text{Sen } \alpha_n \cdot \text{Sen } \theta_n \cdot \Delta x \cdot \Delta z \quad (7.15)$$

$$F_z = \sum_{n=1}^n p_n \cdot \text{Cos } \alpha_n \cdot \Delta x \cdot \Delta z \quad (7.16)$$

Uma vez que os componentes globais cartesianos das forças de suporte hidrodinâmico são definidos, é possível proceder com a avaliação da força máxima permitida na parte superior do tucho para as condições de suporte, assim como o componente de fricção com o sistema do eixo comando de acordo com a situação de estudo apresentada.

Capítulo 8

Equilíbrio de Momento para o Tucho

O sistema de comando de válvulas apresenta, em sua geometria, algumas particularidades que propiciam a melhor distribuição de desgaste. Aspectos como um determinado ângulo no comando, assim como o abaulamento no tucho/pivô pode facilitar a distribuição de desgaste, apesar de, até hoje, este efeito não ser bem conhecido. Como base para o conhecimento do sistema, algumas características empíricas foram utilizadas, a fim de se comparar com alguns dados reais disponíveis no mercado.

Para a avaliação do equilíbrio do tucho no sistema de comando de válvulas, a solução da Equação diferencial de Reynolds através do método das diferenças finitas fornece um perfil de pressão para um dado contorno de filme de óleo, apesar de não considerar o tipo de óleo no sistema, ou seja, de desprezar a viscosidade, chegamos à distribuição de forças na periferia do tucho. Esses valores são considerados nas equações de equilíbrio do sistema. A força da mola e da válvula no ponto O na figura 8.1 não será considerada nos cálculos.

As considerações do tombamento do tucho/pivô serão abordadas no cálculo e também, um possível deslocamento e a relação tucho/pivô em relação ao furo guia. A partir daí, observar-se onde avaliar as forças de atuação do comando e a força de reação da válvula. Deve-se mencionar novamente que as considerações são para uma determinada condição de temperatura, ou seja, não está sendo avaliada a dilatação térmica do alumínio e do aço. Com essas observações, podemos verificar o comportamento do sistema para o dimensionamento das forças da mola e do perfil do comando (Fig. 8.1).

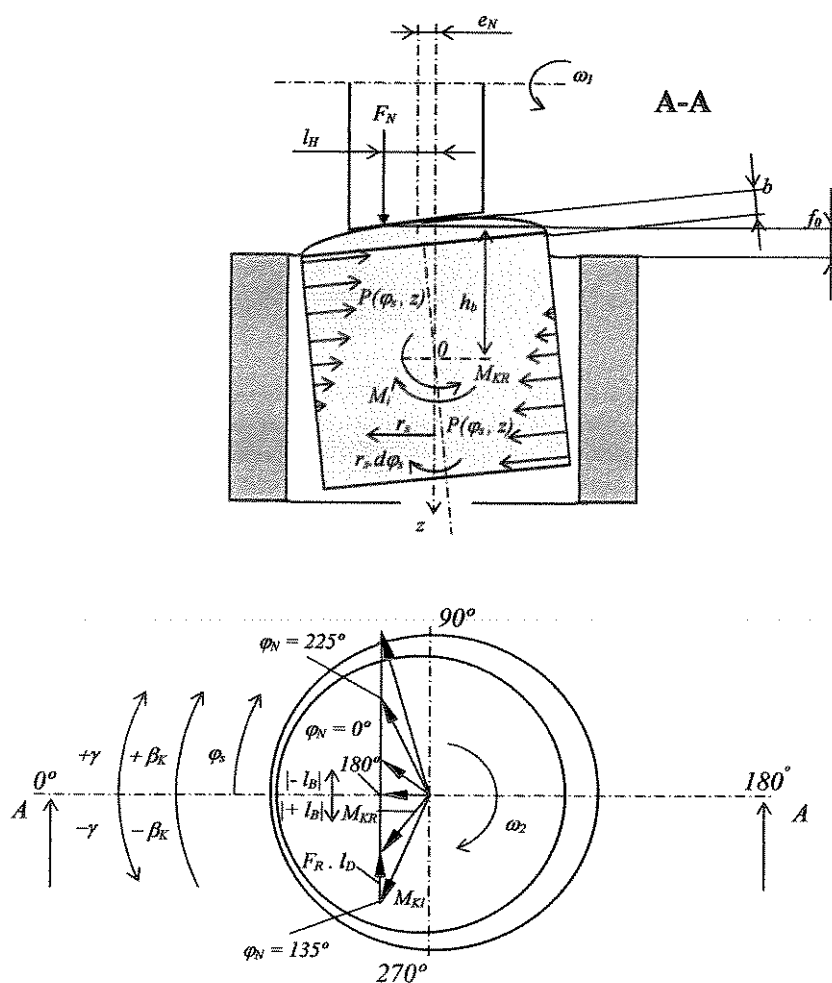


Figura 8.1 – Forças atuantes no tucho

Através da somatória dos valores de pressão $p(\theta, z)$ sobre a região total periférica proveniente do cálculo de diferenças finitas, calcula-se, a partir do ponto de rotação 0 do tucho, um sistema tridimensional de equilíbrio para o sistema. Começamos com a somatória dos momentos:

$$M_t = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (8.1)$$

com

$$M_1 = \int_0^{2\pi h_s} \int_0^0 p(\theta_n, z) \cdot \cos \theta_n \cdot h'(z) \cdot r_s \cdot d\theta_n \cdot dz \quad (8.2)$$

$$M_2 = \int_0^{2\pi h_s} \int_0^0 p(\theta_n, z) \cdot \sin \theta_n \cdot h'(z) \cdot r_s \cdot d\theta_n \cdot dz \quad (8.3)$$

Para os cálculos de momento em x e y com relação a distribuição de pressão para a região circunferencial chegamos a M_1 e M_2 . Onde consideramos o braço $h'(z)$ com relação ao centro do tucho e r_s o raio do tucho. O momento final M_I , com a somatória de todos os momentos influenciados pelos pontos calculados de pressão, é resultante de um plano perpendicular a face superior do tucho seja forçado a girar de um ângulo β_K :

$$\beta_K = \text{atan}\left(\frac{M_1}{M_2}\right) \quad (8.4)$$

Esse momento de tombamento interno M_I deve equilibrar o momento de tombamento externo M_{KR} , que corresponde as cargas do sistema como forças de atrito que reagem com o comando de válvulas e a força da mola para retorno da válvula. As cargas externas que forçam o tombamento do tucho resultam da consideração dos componentes que exercem uma função para a geometria do comando.

Como consequência da excentricidade geométrica entre o comando e o tucho, com o valor de I_H e a migração do referido ponto I_B que se movimenta dependendo da posição do comando de válvulas, precisamos dos valores de força normal para o cálculo do momento de tombamento M_{KL} .

$$M_{KL}(\varphi_N) = F_N \cdot \sqrt{I_H^2 + I_B^2} \quad (8.5)$$

Também é necessário o atrito de contato entre comando e seguidor para um vetor de força tangencial F_r , onde o braço h_B é o componente de tombamento.

$$M_{Fat}(\varphi_N) = F_N \cdot \mu_E \cdot h_B \quad (8.6)$$

Para a avaliação de equilíbrio são necessários os cálculos das condições de atrito do comando do tucho ou balancim com o pivô. Poderíamos calcular esse valores para obter uma condição de contorno fixa e controlada, mas não é o objetivo deste trabalho. Em trabalhos previamente publicados, encontram-se os dados para esta determinada situação, considerando as condições normais de trabalho, ou seja, aplicações atuais disponíveis no mercado. Outros valores serão supostos para considerações de condições ótimas. Os valores de μ_E , mostrados na figura 8.2, e obtidos de dados experimentais (Schmidt,1995), são medições executadas em comandos do Audi, apesar de não serem indicadas as condições que foram obtidas e não termos disponíveis o motivo da variação durante uma volta do comando. O nível de atrito é de 0,024 e durante aproximadamente 180 graus é alterado, aumentando em até 7 vezes durante uma volta do comando. Considerando-se que, em veículos de passeio, temos uma condição de acionamento para as válvulas onde a rotação chega a 6.000 rpms ou 100 rotações por segundo, caracterizando a condição dinâmica a que elas serão submetidas.

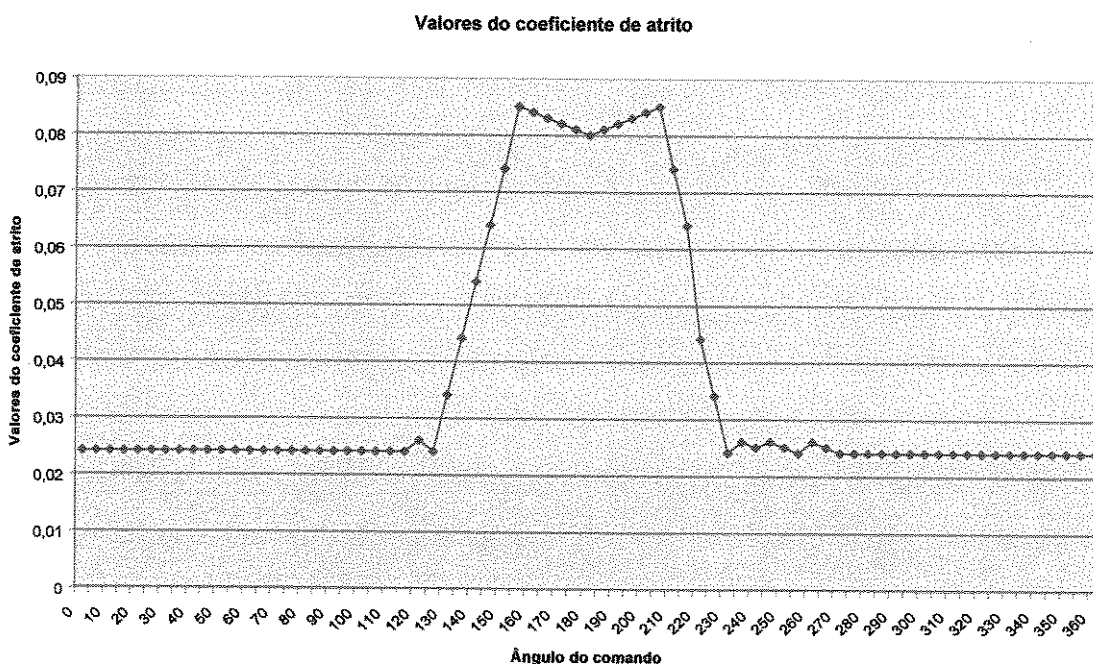


Figura 8.2 – Valores de coeficiente de atrito entre comando e tucho

Sobrepõe-se ambas parcelas no ambiente geométrico, obtendo-se uma expressão matemática para o momento de tombamento externo, que é a resultante dos dois valores.

$$M_{KR}(\varphi_N) = \sqrt{M_{KL}^2 + (\mu_E \cdot F_N \cdot h_B)^2} \quad (8.7)$$

Como valor de referência para avaliação do sistema, observamos um ângulo de deslocamento que foi introduzido como momento de tombamento externo M_{KL} , como função do ângulo do comando e do momento M_{Fat} :

$$\gamma = \text{atag}\left(\frac{M_{KL}}{\mu_E \cdot F_N \cdot h_B}\right) \quad (8.8)$$

Junto ao equilíbrio do momento de tombamento para cálculos iterativos do ângulo de tombamento do tucho, é também realizável um equilíbrio do momento de rotação do eixo médio do tucho. A introdução do momento de acionamento do tucho é conseguida através do atrito no sistema comando/seguidor. Esse momento de acionamento realiza o momento de atrito do tucho. Para determinação do valor de F_N .

Como momento resultante temos:

$$M_I = M_{Res}(\varphi_N) = \sqrt{M_{KL}^2 + M_{Fat}^2} \quad (8.9)$$

Expandindo a função;

$$M_I^2 = F_N^2 \cdot (I_H^2 + I_B^2) + F_N^2 \cdot (\mu_E \cdot h_B)^2 \quad (8.10)$$

E isolando F_N ;

$$F_N^2 = \frac{M_I^2}{(I_H^2 + I_B^2) + (\mu_E \cdot h_B)^2} \quad (8.11)$$

$$F_N = \frac{M_I}{\sqrt{(I_H^2 + I_B^2) + (\mu_E \cdot h_B)^2}} \quad (8.12)$$

Esse valor de F_N é o valor procurado da força necessária do contato com o comando conforme a figura (8.1):

Com esses valores calcula-se também a força de atrito F_{at} e o momento no tucho M_a .

$$F_{at} = \mu_E F \quad (8.13)$$

$$M_A = T = F_{at} \cdot I_H \quad (8.14)$$

Pode-se avaliar com mais profundidade outros aspectos do sistema, o que porem foge ao objetivo deste trabalho.

Capítulo 9

Resultados obtidos

9.1 Dados de Projeto

Alguns parâmetros dimensionais práticos são usados nesta simulação para automóveis com motor à gasolina, para avaliarmos condições diferentes de distribuição de pressão e forças. Serão usadas algumas condições operacionais como vários tipos de folga, largura do tucho/pivô, assim como, diferentes condições de inclinação.

Os valores diferentes de folga representam um aspecto importante para a fabricação de um futuro produto, quanto mais abertas as tolerâncias de fabricação, um determinado produto tem o seu custo reduzido facilitando assim a sua venda e indicando o domínio tecnológico sobre o produto.

Alguns parâmetros dimensionais práticos são usados nesta aplicação para automóveis com motor à gasolina, para avaliarmos algumas condições operacionais tais como:

Tabela 9.1- Parâmetros do desenho

Parâmetros	Dimensã		Unidad
	o	e	
Diâmetro do mancal (D)	8		mm
Excentricidade (e)	50		μm
Altura (L)	6		mm
Diâmetro da folga (Cd)	200		μm
ϕ angulo	25		graus
α angulo	0,95		graus

9.2 Resultados das Simulações

Inicialmente, considerou-se o tombamento axial simétrico em z (figura 6.2) A pressão do filme de óleo e distribuição de forças obtidas; para os parâmetros definidos são:

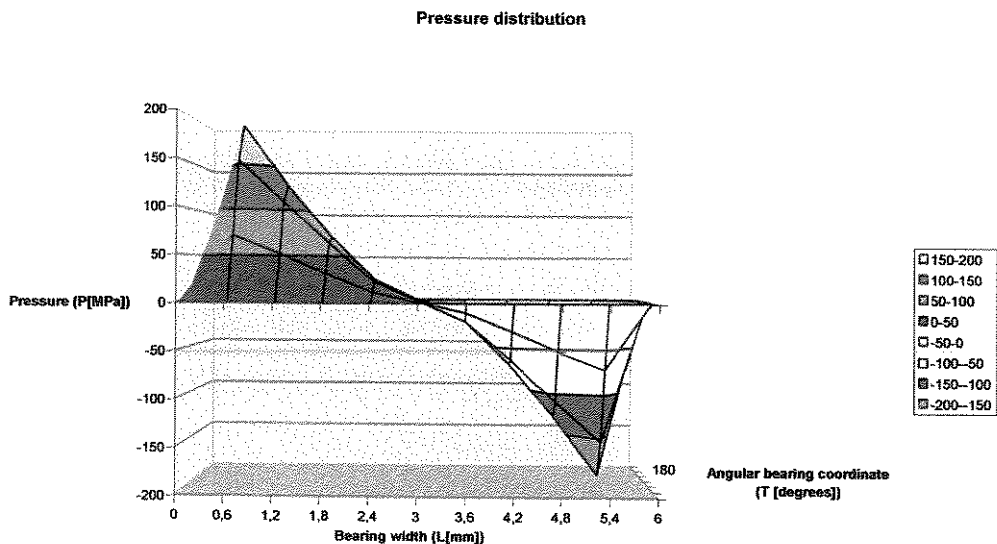


Figura 9.1 - Distribuição de pressão no sentido axial

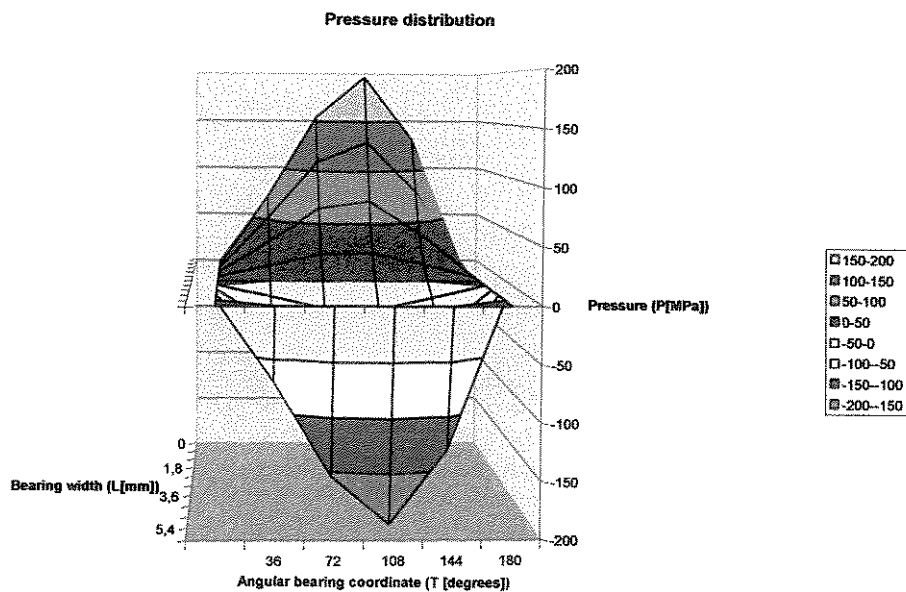


Figura 9.2 – Distribuição de pressão no sentido radial

A distribuição de pressão do filme de óleo dentro do mancal possibilita encontrar as forças efetivas no sistema para a condição previamente apresentada da Tabela 9.1. Apesar dos gráficos anteriores indicarem valores de 6mm para a largura, somente consideramos a porção até os 3 mm devido a sua simetria .

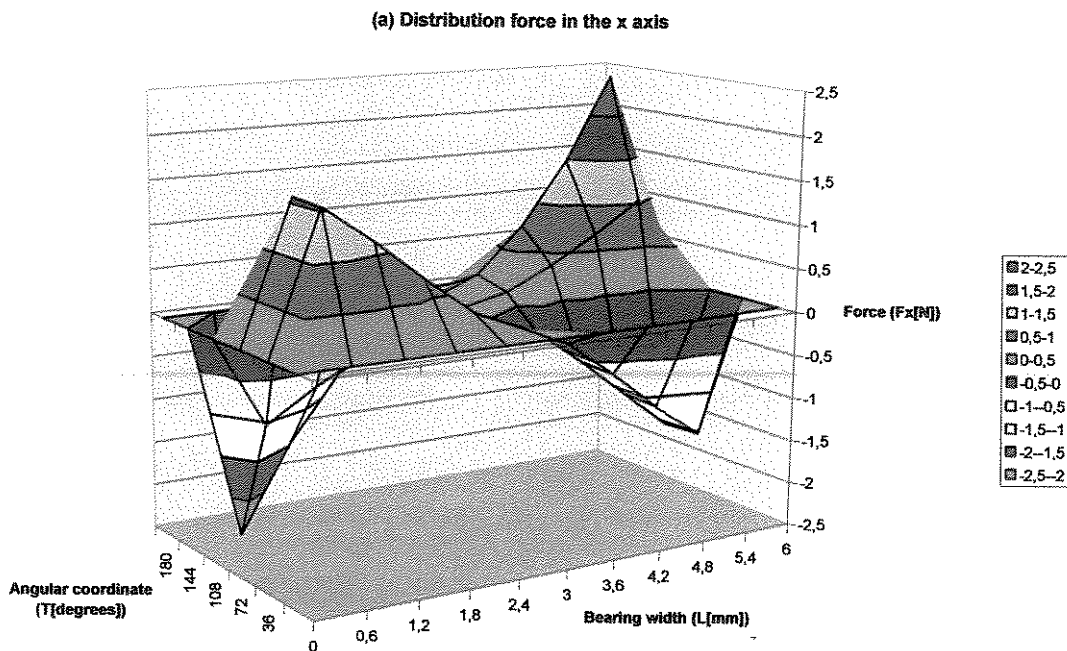


Figura 9.3 – Distribuição de força no eixo x

(b) Distribution force in the y axis

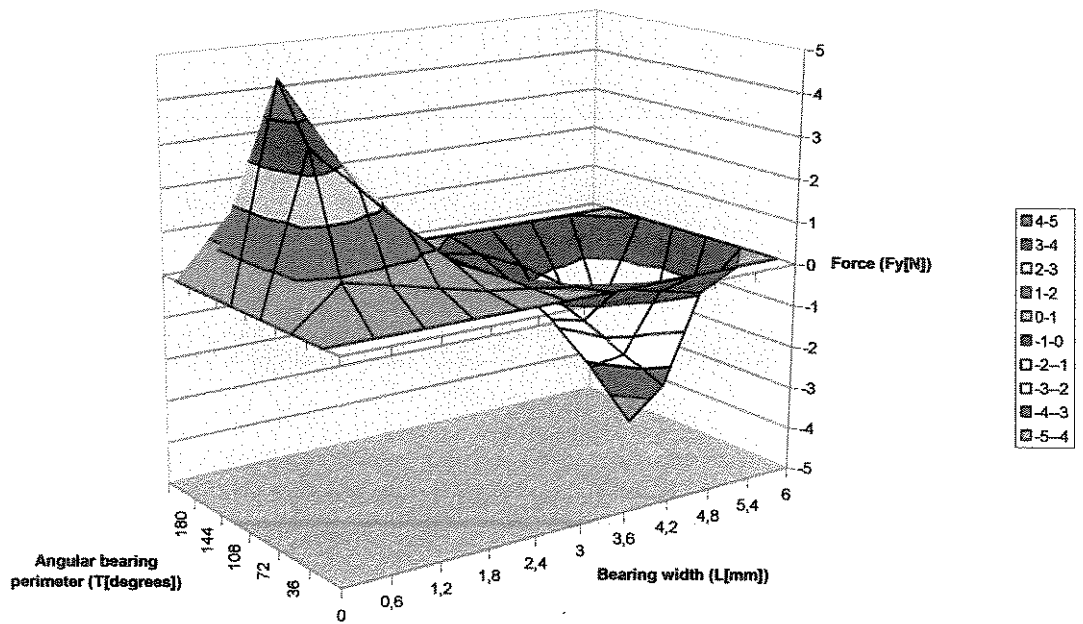


Figura 9.4 – Distribuição de força no eixo y

(c) Distribution force in the z axis

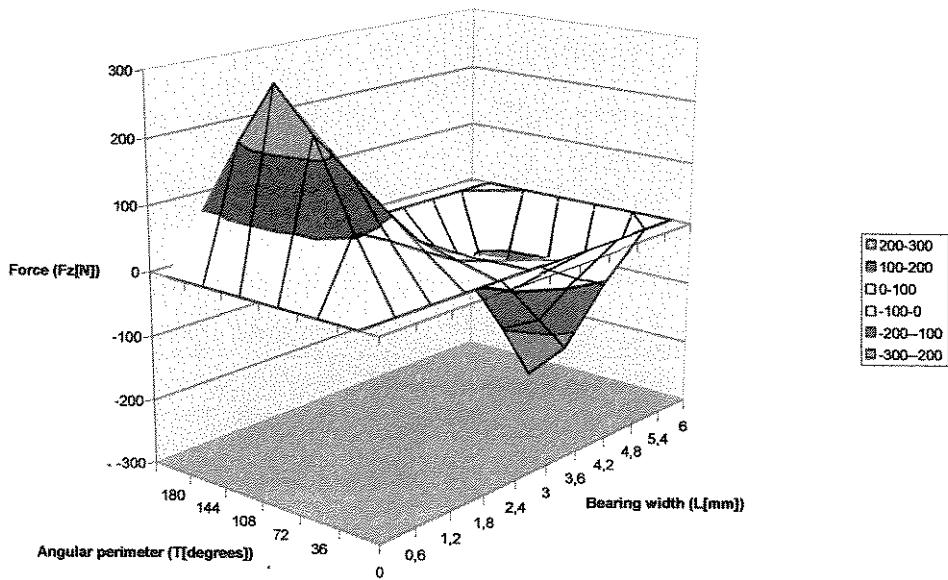


Figura 9.5 – Distribuição de força no eixo z.

Considerando várias condições de excentricidade, podemos avaliar as forças máximas como o gráfico abaixo:

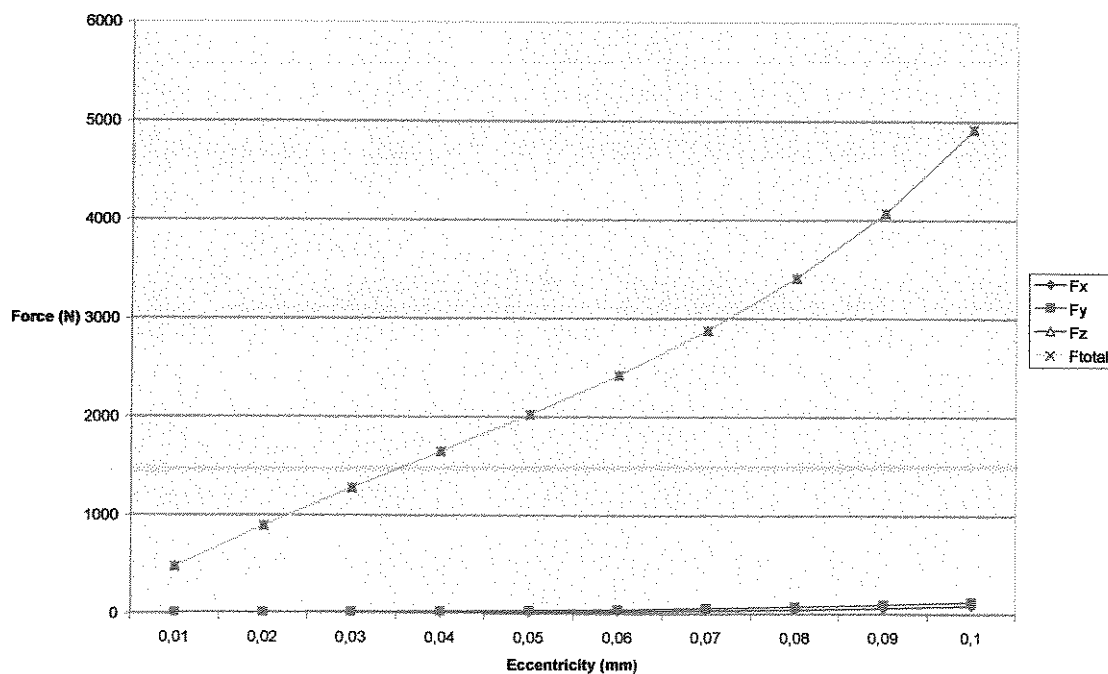


Figura 9.6- Forças hidrodinâmicas excêntricas no eixo x .

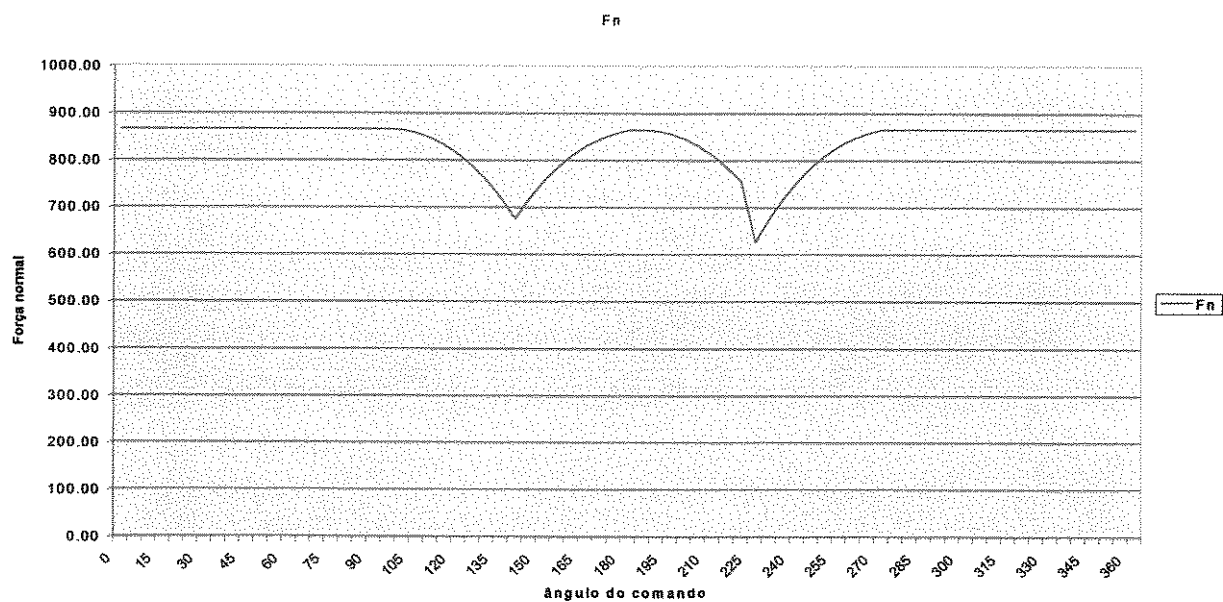


Figura 9.7 – Força normal total em relação ao ângulo do comando

Podemos avaliar, portanto que as forças em função de z são muito maiores que as forças em x e y . Em relação a x a força em z é praticamente 200 vezes maior, e em relação a y praticamente 70 vezes. As forças no sentido radial são baixas, forças essas que podem aparecer de deslocamentos radiais do sistema, já as forças axiais provenientes basicamente da força normal do comando são muito maiores e garantem uma estabilidade ao sistema, ou seja, não permitem um tombamento muito alto. Caso esse tombamento aconteça, terá uma reação do mancal com altas forças em z .

Avaliando um tombamento não simétrico com h_B variável (distancia do centro até a superfície do tucho), considerando os valores de Largura = 8,0 mm e $h_B=3,0$ mm. Esta nova condição está demonstrada nas figuras 9.7 até 9.10 como condição modificada. Lembrando que os últimos gráficos apresentavam condições simétricas e largura menor (6,0 mm) para o tucho.

Os valores do gráfico da figura 9.6 foram obtidos através de valores empíricos que foram apresentados no capítulo anterior (Figura 8.2)

Para tombamento axial não-simétrico em z, temos os resultados:

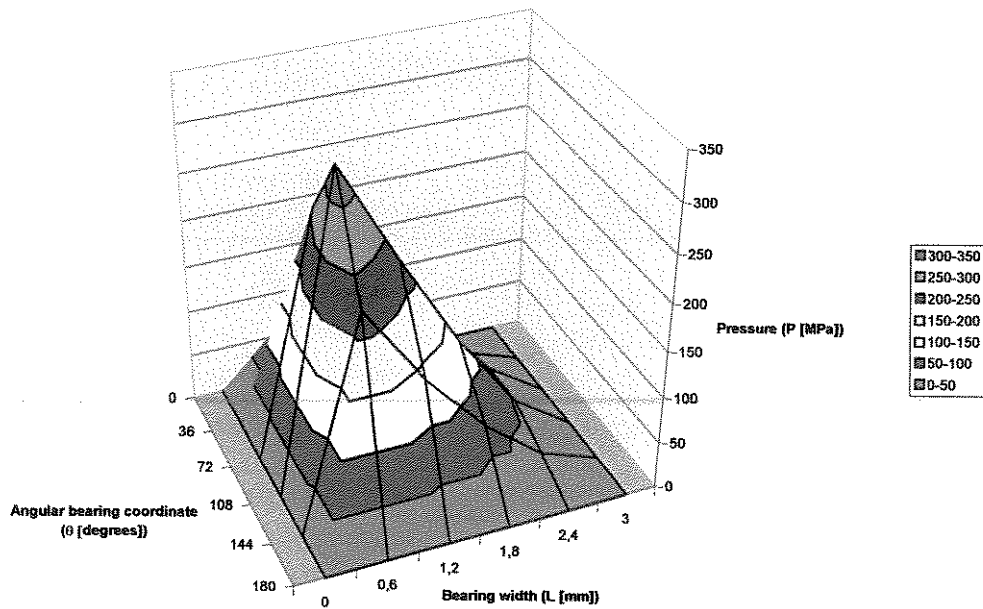


Figura 9.8 - Distribuição de pressão modificada

(a) Distribution force in the x axis

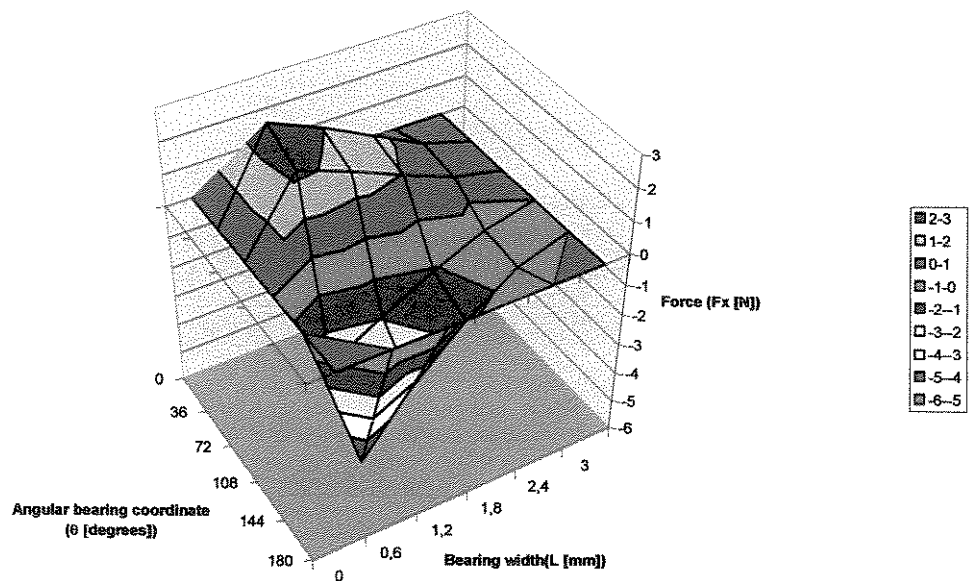


Figura 9.9 – Forças no eixo x modificadas

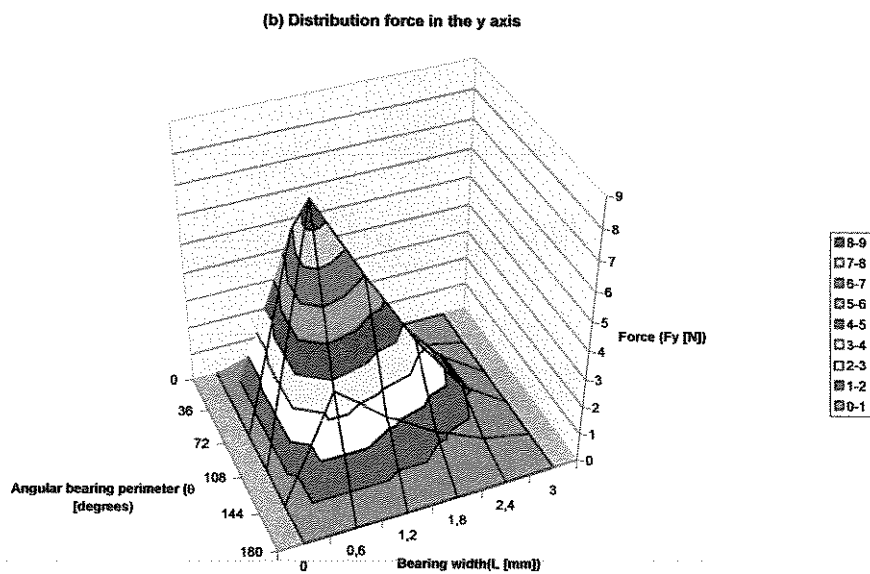


Figura 9.10 – Forças referentes ao eixo y modificadas

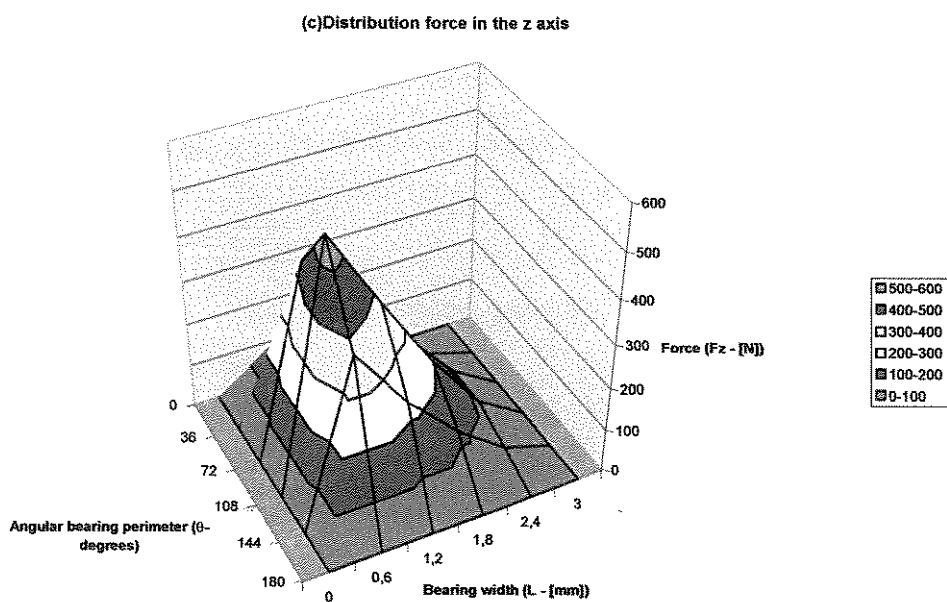


Figura 9.11 – Forças referentes ao eixo z modificadas

Os valores das distribuições modificadas foram apresentados e não alteram o que foi avaliado anteriormente para as condições simétricas. As forças em x e y duplicaram, mas ainda muito baixas se comparadas às forças em z, que também aumentaram, mas não chegando a duplicar. Se compararmos com os valores anteriores, podemos observar que estes praticamente duplicaram devido ao fato do valor do comprimento (L) do mancal (tubo) ter aumentado. Neste caso, a simulação foi realizada a partir do centro de rotação do tucho para cima, igual ao caso analisado anteriormente (figura 6.26)

As figuras 9.12 e 9.13 representam a variação das forças normal e de atrito necessárias para o tombamento do tucho para diversas condições de excentricidade:

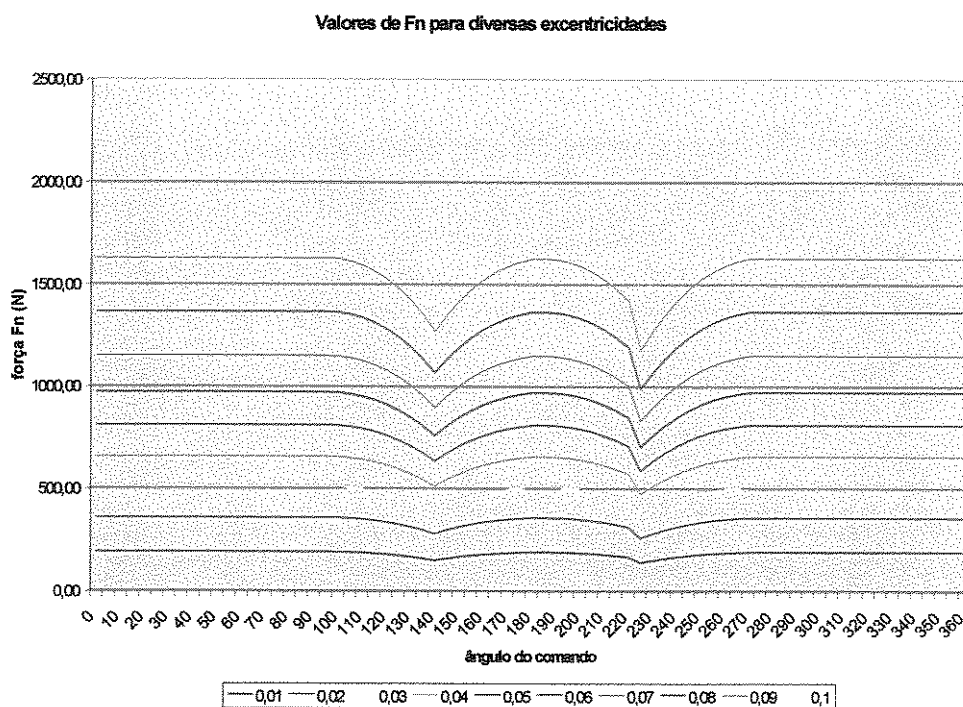


Figura 9.12 – Força F_n para diversos valores de excentricidade

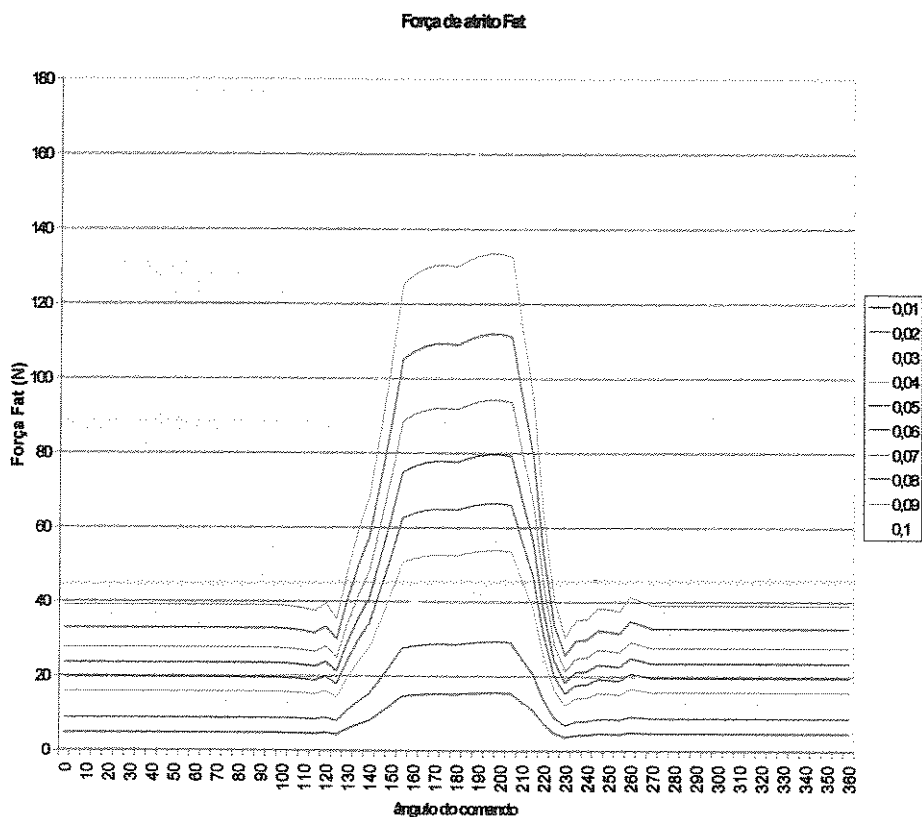


Figura 9.13 – Forças de atrito *Fat* para diversos valores de excentricidade

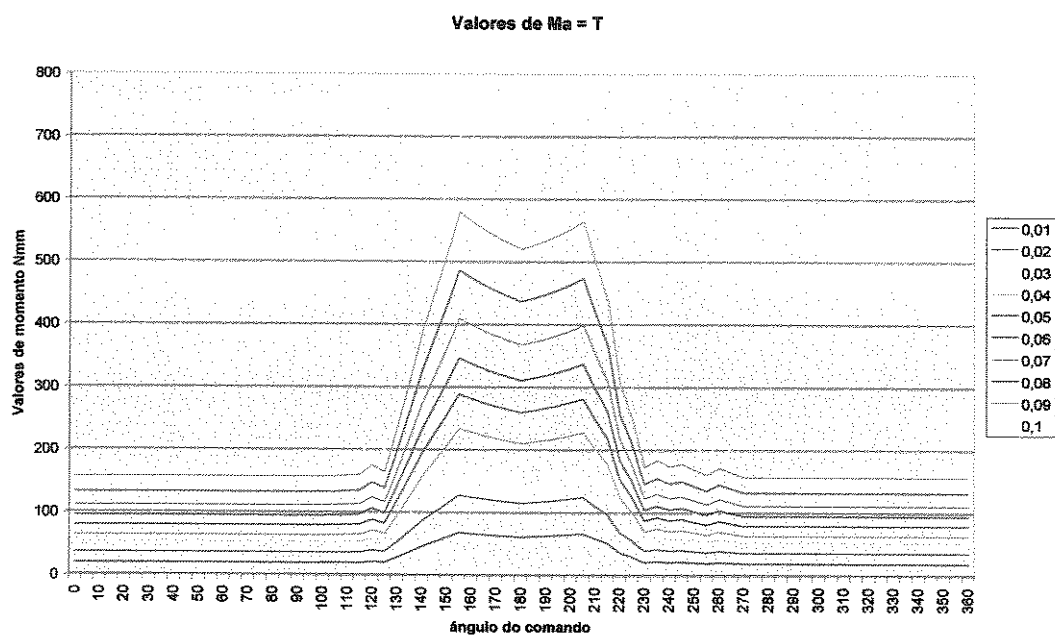


Figura 9.14 – Valores de momento considerando o deslocamento de contato I_H

A figura 9.14 mostra o momento necessário para o tombamento e giro do tucho. Como podemos observar a região entre 120 a 230 graus se refere ao segmento onde o tucho/pivô é acionado, ou seja, tratando-se do comando, refere-se à região fora do ciclo básico, ou seja, a região do came que não aplica deslocamento na válvula. Os valores são perfeitamente factíveis uma vez que o momento irá realmente aumentar com o aumento da força F_n e do deslocamento do comando. No caso, haverá um decréscimo no momento, após atingir o valor máximo, para minimizar o efeito da inércia no sistema, efeito este, contido no perfil do came, fazendo com que o momento retorne a um valor um pouco inferior, já preparando o retorno do comando e a volta para o ciclo básico.

Pode-se também, avaliar que com os valores menores na força normal geram menores reações em z minimizando, portanto o tombamento no tucho. Já os valores maiores de F_n com certeza forçam o tucho ou pivô a um tombamento que, nessa condição, provocará uma reação de tombamento adequada.

Podemos então dizer que em um giro do comando serão utilizadas diversas curvas apresentadas de F_n para diversas excentricidades (assim como a Fat e momento Ma), ou seja, quando o comando estiver em 0 graus, pode estar em uma condição de excentricidade para os valores mais altos de força normal. Por exemplo, passando para outros valores de excentricidade a partir do momento em que o comando atinja 120 graus onde for solicitado pela força normal e demais forças relacionadas. No retorno aparece a condição inversa: a excentricidade máxima que pode ser alcançada pelo valor de máxima força normal, e após os 230 graus do comando, o retorno a outras excentricidades. Isso se deve basicamente a mudança do ponto de contato entre comando e tucho, saindo do centro e indo para a extremidade.

Capítulo 10

Conclusões

O objetivo principal de avaliação, dentro do contexto do comando, exige para o tucho ou pivô diversas possibilidades. Como vimos na introdução, o tucho ou pivô pode ser aplicado em diversas situações, sendo o pivô indicado para situações onde o espaço é pequeno, pois este tem uma peça intermediária; ou utilizamos diretamente o tucho quando o espaço for maior. A base do diâmetro do tucho é a mesma da mola, ou melhor, um pouco maior, pois o tucho deverá cobri-lo. Portanto, como característica de projeto, não podemos aceitar diâmetros de tucho menores que o diâmetro da mola. Com essa limitação para os tuchos, temos que considerar, então, a folga a ser trabalhada para as condições de pressão. Esta folga poderá ser alterada e assim, chegar às forças desejadas, como podemos observar nos gráficos apresentados com diferentes excentricidades.

O que devemos sempre considerar com relação à folga no caso dos tuchos, é que folgas muito pequenas levam a custo de produção elevado, o que na maioria dos casos trazem desvantagens. Somente quando temos vantagens técnicas elevadas como estabilidade dinâmica ou redução na largura do tucho serão usadas folgas menores. Mesmo nesse caso, devemos avaliar a utilização de outros materiais, uma vez que o comando de válvulas é fabricado em alumínio, que no caso do tucho é muito caro. Como o coeficiente de dilatação térmica do alumínio é maior que o do aço, toda a dificuldade de fabricação da folga entre tucho e cabeçote perde um pouco a importância, uma vez que será consideravelmente alterada.

Analisando os dados obtidos, verificamos que as forças efetivas em z são muito mais altas, o que procura a estabilidade do suporte, ou seja, quando for submetido a elevadas excentricidades, as forças em z aumentam, forçando o tucho/suporte a retornar a posição central. As forças na direção x e y se mostram comparativamente baixas, assim como, absolutamente baixas, mesmo com elevadas excentricidades. Tal fato se justifica devido ao sistema procurar a estabilidade para chegar à posição central.

Efetuamos a alteração da largura do tucho/pivô e observamos a alteração da simetria, com isso os valores praticamente duplicaram, indicando uma solução possível para o sistema.

Com o auxílio dos dados empíricos podemos chegar aos valores de força F_n que se alteram substancialmente conforme o ângulo do comando o que pode afetar de maneira negativa a dinâmica do sistema.

Os valores de momento M_a , F_a e F_n são possíveis, avaliando pelo ponto de vista de giro do comando. As forças entre 0 e 120 graus são referentes ao círculo básico e solicitam o comando com forças altas em relação as forças calculadas.

Podemos concluir que o tucho deve girar, mesmo em condições de força mínima para as condições de contorno estabelecidas, devido ao equilíbrio, o momento gerado pelo tombamento do tucho. Não podemos esquecer que ainda devemos avaliar a curva da mola do comando, um dos fatores principais para a montagem do sistema.

Uma futura proposta de trabalho seria a avaliação de condição de rotação considerando a inércia do sistema e as diferentes rotações a que o sistema está submetido quando o comando efetua uma revolução. As condições de aceleração e desaceleração para uma avaliação de rotação do comando devem ser consideradas. Poderemos também avaliar diversas curvas de mola para o sistema. Uma avaliação experimental será também necessária.

Referências Bibliográficas

- Alexander , David, 2004, *"Fueling the next generation"* – Automotive Engineering International -SAE International – USA , Vol. 112 número 9 – Setembro , pg 73-77
- Bartsch , Henrik , 1993, *"Diplomarbeit – Untersuchung der Tassenrotation im Ventiltrieb mit Hydraulischen Tassenstößel aus Technische Universität Chemnitz – Zwickau "* pg 1-3
- Bosch GmbH , Robert , 1999 , Kraftfahr-technische Taschenbuch , 23. Auflage , Vieweg , pg. 181-189
- Burr , A . H. , 1982, *"Mechanical Analysis and Design"* – Elsevier – pg. 13-68
- Buteschön, Dipl., Math. Hans-Jürgen, 1976, *"Das hydrodynamische, zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter instationärer Belastung"* Dissertation Doktor-Ingenieur aus Universität Karlsruhe" pg 35-50.
- Carney, Dan ,2004, *"Internal-combustion engineering North America Global Viewpoints"* Automotive Engineering International , SAE International , Maio, vol.112 número 5 , pg 39-46.
- Cattaruzzi, E.F., 1998, *"Mancais Hidrodinâmicos: Projeto, Dimensionamento e Aplicações"*, Trabalho de graduação.
- Cavalca, K.L., Cattaruzi, E.F., 2001, *"A CAE Tool Dedicated to Design of Hydrodynamic Bearings"*- IJMEE – The International Mechanical Engineering Education, Manchester – UK, Vol.29, No.4, pg. 361-380.
- Cavalca, K.L., Idehara, S.J., Pederiva, R., Dedini, F.G., 2001, *"Experimental Non-Linear Model Updating Applied in Cylindrical Bearings"* – ASME-DETC, Pittsburg DETC 2001/VIB-21549.
- Cavalca, K.L., Lima, E.M., 1998, *"Análise Não-Linear de Mancais Hidrodinâmicos Montados em um Rotor Vertical"* – RBCM, Rio de Janeiro, Vol.20, No.2, pg. 244-262.

- Cavalca, K. L., Dedini F. G. , 1998, "*Experimental analysis of a tilting pad journal bearing influence in a vertical rotating system*" – 5th International Conference on Rotor Dynamics, IFTO MM 1998 – Darmstadt – Germany – pp. 571-582
- Castro H.F., Cavalca K.L., Idehara S.J. , 2004 , "*Updating method based on genetic algorithm applied to non-linear journal bearing model*" , 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery , I MEch E 2004 , C623/091/2004 , Swansea – Wales , 2004 – pp. 433-444
- Gscheidle , R. , 1998, "*Tabellenbuch Kraftfahrzeugtechnik*" – Europa-Lehrmittel GmbH & Co. – pg. 157-184.
- Greuter, E. , Zima , S. , 2000, "*Motorschäden – Schäden na Verbrennungsmotoren und deren Ursachen* " – Vogel – pg. 336-366.
- Irretier, H., Lindemnan, S., 2002, "*Improvement of Damping Parameters of Flexive Rotors by Experimental Model Analysis and Model Updating*" – 6th IFTO MM, Sydney, pg. 388-395.
- Jacon, F.T.P, Cavalca, K.L, 2000, "*Linear Model Updating Applied to Rotating Machines*" – SAE Technical Papers, Danvers MA – USA SAE Paper number 2000-01-3189
- Jost , K, "*GM fuel cell for U.S. Postal Service*" – Automotive Engineering International - SAE International – USA , Vol. 112 número 9 – Setembro , pg 10-13
- Kingsbury, A., 1931, "*On Problems in the Theory of Fluid-Film Lubrication , With an Experimental Method of Solution*" – Transactions ASME , pg. 59-75
- Koç, E., 1990, "*An Investigation into the numerical solution of Reynolds lubrication equation with special reference to thrust bearings* ", Tribology International, pg 429-437.
- Köhler, E., 1998, "*Verbrennungsmotoren – Motormechanik , Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors* " – Vieweg ATZ-MTZ-Fachbuch – pg. 277-309.
- Küntscher, V., 1995, "*Kraftfahrzeugmotoren – Auslegung und Konstruktion*" – Verlag Technik Berlin – pg. 444-482

- Maas, G, Mastaler, A., 2000, "*Continuous improvement of Hydraulic Lash Adjusters Regarding Engine Performance*" – SAE Technical Papers, 2000-01-3200, São Paulo – Brasil
- Mastaler, A., Cavalca K.L., 2003, "*Finite Difference Model for Journal Bearings Applied in the Camshaft Support Elements*" – 2003-01-3557 - SAE Technical Papers , São Paulo – Brasil
- Mastaler, A., Cavalca K.L., 2003, "*Journal Bearings Applied in the Camshaft Support Elements for High Performance Engines*" – Cobem 2003, São Paulo – Brasil
- Mastaler, A., Cavalca K.L., 2004, "*Journal Bearing Theory Applied in the Simulation Camshaft Behaviour*" – XXV Cilamce 2004, CIL21-034, Recife- PE – Brasil
- Metzner, T. , 2004 et al, "*Der neue 6-l-W12-Motor im Audi A8*" - MTZ- Motor Technische Zeitschrift April 2004 – Deutschland
- Norton, R.L., 1996, "*Machine Design*", Prentice Hall Inc., pg 648-656.
- Pinkus, O., 1956, "*Analysis of Elliptical Bearings*", TRNAS. ASME, vol. 78, pg 965 - 973.
- Pinkus, O., 1959, "*Analysis and Characteristics of Three-Lobe Mancal, Bearing of basic Engineering*" pg 49-55.
- Pischinger , Dr. Techn. Dr. e. h. F , 1994, "*Verbrennungsmotoren – Vorlesungsdruck Band I und II – 15. Auflage*" – Lehrstuhl Für Nahgewandte Thermodynamik Reinisch – Westfälische Technische Hochschule Aachen – Trans-aix-press
- Pischinger , S. , 1999 , "*Fahrzeugantriebe der Zukunft : Die Verbrennungskraftmaschine und ihre Alternativen* " – MTZ – Zukunft – Perspektiven des Verbrennungsmotors – Sonderheft 60 Jahre Motortechnische Zeitschrift
- Reynolds, O., 1886, "*On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments*"-, included in – "*Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil*" pg 188.
- Schmidt, Dipl., Ing. Andreas, 1995 ,Dissertation Doktors-Ingenieurs aus Clausthal-Zellerfeld , „*Einfluss Tassenstößeldrehung auf die Reibung - und Schmierverhältnisse im System Nocken-Gegenläufer*" pg. 12-17.
- Singhal, G.C., 1981, "*Computation methods for hydrodynamic problems (Reynold's equation*" -Computer Aided Design – Volume 13 número 3 pg. 151-154

- Smith, G.D., 1987, "*Numerical Solution of Partial Differential Equations*" – Clarendon Press Oxford-Hill Book Company, pg.1-79
- Spindler, D., Petery, G., 2003, "*Angular Contact Ball Bearings for a Rear Axle Differential*" – SAE Brasil –2003-01-3466- Technical Papers material de apresentação.
- Spiegel, M.R., 1971, "*Schaum's Outline of Theory and Problems of Calculus of Finite Differences and Difference Equations*" – Mc. Graw-Hill Book Company, pg.1-78
- Sternlicht, B, Maginniss, F.J., 1957, "*Application of Digital Computers to Bearing Design*" – Transactions ASME, vol. 79, pg.1483-1493
- Weiser, H.P., Nordmann, R., 1998, "*Development of Labyrinth Seals and Gas Mancals in High-Performance – Turbomachinery Using Finite Difference Techniques*" – 5th IFToMM, Darmstadt, pg. 252-261.
- Wölfe, Martin et al, 1999, "*Die weiterentwicklung 16V – Zetec-E-Motoren*" – Der neue Ford Focus – Sonderausgabe MTZ – Motortechnische Zeitschrift Januar 1999, pg. 72-79.