

ANDRÉ FERRARESE

**MODELOS DE ATRITO E DESGASTE
NO SISTEMA CAME-SEGUIDOR**

**Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para conclusão do curso de
graduação.**

**São Paulo
2000**

g s
more cima
Affonso

ANDRÉ FERRARESE

**MODELOS DE ATRITO E DESGASTE
NO SISTEMA CAME-SEGUIDOR**

**Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para conclusão do curso de
graduação.**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**Orientador:
Amilton Sinatora**

**São Paulo
2000**

À todos que me incentivaram
a continuar sonhando.

AGRADECIMENTOS

À todos funcionários da Escola Politécnica que sempre estiveram aptos para me ajudar.

À todos que sempre estiveram do meu lado mostrando que a vida não está limitada a números e formulações, e sim amor, amizade e respeito.

À todos que colaboraram para com este trabalho direta ou indiretamente.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO DA LITERATURA	5
3. ANÁLISE DOS ESFORÇOS	9
3.1. DINÂMICA	10
3.2. HIDRODINÂMICA E CONTATO	16
4. AVALIAÇÃO TRIBOLÓGICA	20
5. MODELO DE ATRITO	23
6. MODELO DE DESGASTE	26
7. EXEMPLO DE SIMULAÇÃO	31
8. COMENTÁRIOS FINAIS	38
REFERÊNCIAS	39
APÊNDICE A - ALGORITMO DE SIMULAÇÃO	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Discretizações da inércia, valores obtidos de Uehara [11] – VW AP 1.8L _____	11
Tabela 7.1 – Entradas para o cálculo da excitação de contato de superfícies e efeito hidrodinâmico _____	33
Tabela 7.2 – Parâmetros utilizados no modelo dinâmico _____	35
Tabela 7.3 – Condição de velocidade _____	35

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Configurações _____	3
Figura 3.1 – Trabalho do came sobre a pastilha _____	9
Figura 3.2 – Modelo dinâmico utilizado nesse trabalho _____	12
Figura 3.3 – Representação esquemática do modelo de Greenwood-Williamson, Tomanik [13] _____	17
Figura 3.4 – Exemplo de saída do programa de cálculo de pressões hidrodinâmica e rugosa _____	18
Figura 3.5 – Diagrama de Stribeck, regimes de lubrificação _____	21
Figura 3.6 – Espessura de filme de óleo (separação das superfícies), Schey [9] _____	22
Figura 6.1 – Formação do filme de óxido e desgaste. Crescimento da espessura crítica, quebra do filme e remoção de material _____	27
Figura 6.2 – Analogia com viga engastada, ação de arrancamento da Fat _____	28
Figura 6.3 – Algoritmo da aplicação dos modelos utilizados em desgaste _____	30
Figura 7.1 – Fluxograma de cálculo de esforços e saídas de atrito e desgaste _____	31
Figura 7.2 – Excitação devido a pressão na câmara de combustão Para o VW 1.8L _____	32
Figura 7.3 – Deslocamento e velocidade de acionamento da válvula, abordado por came em Uehara [11]. _____	33
Figura 7.4 – Exemplo de saída do programa de cargas de Tomanik [13] para o caso do sistema came-seguidor _____	34
Figura 7.5 – Esforços de origem hidrodinâmica e de contato, obtidos no programa de Tomanik [13] _____	34
Figura 7.6 – Perfil da velocidade tangencial do came _____	36

LISTA DE SÍMBOLOS

- m_1 : massa da pastilha + massa do suporte;
- m_2 : metade da massa da válvula;
- m_3 : metade da massa da válvula;
- F_1 : excitação devido às pressões hidrodinâmica e de contato rugoso;
- K_{cp} : rigidez do contato came-pastilha;
- b_{cp} : amortecimento do contato came-pastilha;
- K_{sv} : rigidez do contato suporte-válvula;
- b_{sv} : amortecimento do contato suporte-válvula;
- K_v : rigidez estrutural da válvula;
- b_v : amortecimento estrutural da válvula;
- K : rigidez da mola de retorno da válvula;
- k : rigidez obtida pela descarga;
- b : amortecimento dado pelo ensaio de nanodurômetro;
- $S_{carregamento}$: área embaixo da curva de carga;
- $S_{descarregamento}$: área embaixo da curva de descarga;
- m : massa do corpo de prova;
- k_{eq} : rigidez equivalente no contato;
- K_1, K_2 : rigidez de materiais em contato, análogo para o amortecimento b_1, b_2 ;
- E : módulo de elasticidade do material;
- A_s : área da seção transversal do corpo ensaiado;
- L_1 : comprimento do corpo de prova;
- w : carga devido ao contato rugoso;
- β : raio médio dos picos (Tomanik [13]);

$\phi(z)$: função probabilística da distribuição dos picos de rugosidade;

E_{comb} : módulo de elasticidade combinado;

E_1, ν_1, Rq_1 : propriedades de material, análogo para índice 2;

$Rq_{combinado}$: rugosidade combinada em um contato;

A : área de contato de 2 cilindros dada por Hertz;

N : carga normal;

L : largura do came;

R : raio do conjunto em contato;

R_{came} : raio do came;

$R_{seguidor}$: raio do seguidor;

Λ : parâmetro de filme de óleo;

h : espessura de filme de óleo;

Fat : força de atrito;

A_L : área molhada;

y : orientação na direção perpendicular ao fluxo de óleo;

V : velocidade;

V_{max} : velocidade máxima;

w : velocidade angular;

μ : viscosidade dinâmica de óleo lubrificante;

α : fator de aumento da viscosidade dinâmica devido a pressão;

fac : fator de crescimento de filme de óxido;

B, Q : fatores de Arrhenius para a formação de óxidos, obtidos em ensaios;

R : constante universal dos fluidos;

T : temperatura;

$\tau_{\text{óxido}}$: tensão de cisalhamento resistente do óxido;

Pot_{at} : potência de atrito;

ρ : densidade do fluido;

c : calor específico do fluido;

f_{i+1} : espessura de filme de óxido no instante posterior;

f_i : espessura de filme de óxido no instante atual;

f_{min} : espessura mínima de filme de óxido;

$Pot_{\text{arrancamento}}$: potência de remoção de material por desgaste;

q : vazão de remoção de óleo;

f_{crit} : espessura crítica de filme de óxido.

RESUMO

Como reflexo das realidades econômica, técnica e ecológica atuais, assuntos como desgaste e atrito [^]tem movimentado os meios tanto industrial quanto acadêmico. Por isso, temas sobre a evolução e vida de componentes mecânicos (preocupação mundial) vêm sendo estudados em todo o campus da Universidade de São Paulo, sob os mais diferentes enfoques.

Estuda-se o sistema came-seguidor, de crescente importância no cenário mundial devido a sua aplicação em motores de combustão interna. Discute-se a distribuição de esforços e o comportamento do sistema frente a determinadas condições tribológicas e dinâmicas.

São apresentados modelos matemáticos para a previsão de atrito (perda de potência) e desgaste (arrancamento de material) para o sistema came-seguidor. O modelo de atrito é desenvolvido baseado nas teorias de Newton para a viscosidade e o contato elástico de Hertz. O modelo de desgaste leva em consideração as teorias de resistência dos materiais, de formação de óxido e de transmissão de calor.

Para o modelo de atrito, é apresentado um programa de simulação numérica, indicando uma maneira de implementar as formulações desenvolvidas com bom rigor técnico e respostas satisfatórias.

ABSTRACT

Many times, economy, technology and ecology are causes of the movement observed on industrial and academical environments to the understanding of wear and friction. Because of that, subjects about evolution and life of mechanical compounds ^{would} (word worry) are being studied at all University of Sao Paulo campus, by different sights.

Product of high importance in the ^{would} word because of ^{its} your application on internal combustion engines, the cam-follower system is studied. Discussions about the loads distribution and behavior of the system at tribological and dynamical conditions are presented.

Mathematical models to predict friction (power loss) and wear (material worn out) are presented for the cam-follower system. The friction model is developed based on theories of Newton (viscosity) and Hertz (elastic contact). The wear model ^{was} use the following theories: material resistance, oxide increasing and heat transfer.

To the friction model, it is presented an example of numeric simulation, that points a way to develop the formulations proposed with good results.

1. INTRODUÇÃO

O Motor de Combustão Interna sempre foi e será alvo de grande atenção na engenharia mecânica. Fruto de revoluções nos sistemas mecânicos, o motor mostra o supra sumo da tecnologia existente no mundo da engenharia. São milhões de carros, caminhões, aviões, navios, tratores etc. Desta forma, uma mudança, mesmo que pequena, na configuração do motor é razão para movimentar todo o mercado industrial mundialmente. Mesmo que modestamente, o trabalho aqui apresentado pretende expor sua colaboração para este sistema.

Além da grande importância do motor quanto à tecnologia, é preciso avaliar o novo cenário mundial que envolve todos os mercados, inclusive o mercado de motores. O panorama econômico é claro, as empresas devem ser eficientes e eficazes cada vez mais, caso contrário, estão fadadas ao fracasso. O produto oferecido deve ir além do desempenho básico a que se propõe. Não basta a um motor de combustão interna possuir excelente relação potência/consumo e ser fabricado com materiais de última geração. Ele deve possuir outras características, como ser compacto (tendência mundial), para que seja possível proporcionar maior espaço ao usuário e, consequentemente, conforto. O motor ainda deve atender a questões estéticas e ser de fácil manutenção. E o principal na grande maioria dos mercados, deve ser competitivo economicamente. Este último tópico se deve ao recente fenômeno de globalização. As informações são rapidamente difundidas, a centralização de manufaturas é clara em ^{os}países mais pobres, a indexação feita pelos governos é absurda, pois possuem problemas terríveis que não conseguem resolver,

sem contar a clara e constante corrupção. Frente a todos esses fatores, as margens de lucro estão cada vez mais apertadas e novamente está de volta a lei da selva: “vence o mais forte”. Mas é necessário compreender que esta força tem quer corporativa, e este foco é que irá diferenciar as empresas que realmente possuem equipes conscientes de seus problemas e limitações. Não é suficiente o poder econômico, mas sim uma visão direcionada. Facilmente se nota tais fatos uma vez que o meio jornalístico é inundado por notícias de fusões e falências.

Deixando de lado um pouco a questão econômica, o sistema de estudo (motor) deve se adequar a outro requisito importante para o mercado atual: a ecologia. A ecologia vem mostrando o seu valor tão esquecido nos últimos anos. A população mundial vem se desesperando com aquilo que vinha praticando normalmente a séculos. Mas estando o problema cada vez mais eminente, o desespero cresce vertiginosamente. Novas leis de política ambiental vêm sendo aplicadas (resultando em proibição de produtos, altíssimas multas, ou mesmo, fechamento de empresas), como novas diretrizes de projeto e constante reavaliação dos resíduos e impactos deixados no passado e para o futuro. Como transformador de energia (química em mecânica), o motor se enquadra totalmente neste campo de preocupação ecológica. Deste modo, temas como controle de emissões, aumento da taxa de aproveitamento e redução de atrito são exemplos de ações das indústrias de motores e de autopeças frente a essa necessidade de preservação ecológica.

Dentro desse enfoque, é que se insere o trabalho aqui apresentado. Isto pois, quando se tem claras as teorias que regem um fenômeno, mais rápido e com maior eficiência se pode atuar no desenvolvimento tecnológico de um

componente, assim como o sistema de came-seguidor a ser tratado nos itens seguintes.

O sistema de came-seguidor tratado nesse trabalho é aquele aplicado em automóveis de turismo. A sua aplicação é para a abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape no motor de combustão interna. O tipo de sistema came-seguidor a ser tratado neste trabalho é aquele denominado *over-head*, pois o came situa-se sobre o seguidor (pastilha + suporte + válvula), diferente do sistema balancim, onde um braço articulado separa o came do acionamento direto da válvula. O sistema utilizado no estudo deste trabalho é apontado como tendência mundial, uma vez que enfoca a diminuição de tamanho do sistema de acionamento, resultando em um motor mais compacto. A figura 1.1 apresenta os dois tipos de configurações de came-seguidor utilizados na indústria automotiva.

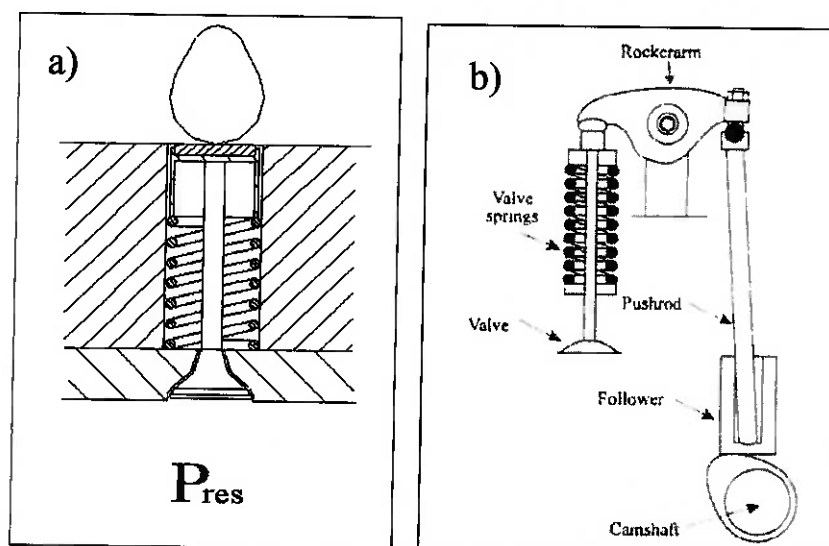


Figura 1.1 - Configurações: a) *over-head*; b) balancim.

Note que as diferentes configurações implicam em diferentes distribuições de esforços, como também possuem comportamentos dinâmicos diferentes. Por essas razões que o trabalho aqui apresentado está enfocado em somente uma configuração (*over-head*).

Com a configuração pré-estabelecida, é preciso escolher uma plataforma de estudo, que nesse caso é o motor VW AP 1.8L, gasolina, motor utilizado em automóveis como Gol, Parati e Saveiro. Essa plataforma foi escolhida pela facilidade na obtenção de dados.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Mesmo que o assunto "Otimização de Componentes" seja uma das coqueluches desse fim de milênio, encontrar literaturas voltadas ao sistema de válvulas foi uma tarefa difícil. Muito material é considerado como *know-how* de empresas que, então, não divulgam suas tecnologias, sendo este o seu diferencial frente a competitividade mercadológica. A maioria das referências deste trabalho são de universidades e ainda mais voltadas para ensaios e não para análise teórica.

A busca bibliográfica iniciou ^{- RJ} com referências globais como livros e apostilas. Com isso, foi possível assimilar e entender conceitos relativos ao funcionamento do sistema came-seguidor como um todo. São exemplos destas referências: Chen [2], Hutchings [3], Williams [10] e Person [12]. Os livros Hutchings [3] e Person [12] são utilizados também na disciplina de pós graduação da EPUSP "Introdução a Tribologia", ministrada pelo Prof. Amilton Sinatora. O autor cursou esta disciplina para melhor consolidação de teorias e conceitos atrelados aos fenômenos de desgaste e atrito. Enquanto Hutchings [3] apresenta as teorias em conjunto com vários resultados de testes de bancada, Person [12] tenta trabalhar melhor a teoria, buscando possuir um melhor entendimento do fenômeno, isto provavelmente é fruto da formação de cada um, Hutchings é mecânico e Person físico. Chen [2] é um livro de mecanismo de came, sua análise foi bastante válida para entender as diversas configurações existentes para o par came-seguidor. Isso leva a uma melhor compreensão de uma evolução automotiva interessante como a do motor da Ford, Zetec RoCam, que na verdade significa a alteração do contato came-

seguidor de seu sistema de abertura/fechamento das válvulas, de um contato por deslizamento para um sistema de rolamento (RoCam = Rolling Cam). O ganho de atrito neste motor é brutal, o que o torna o de melhor ~~performance da~~ ^{desempenho} categoria. Já Willians [10] também é um livro sobre desgaste e atrito, sua exposição voltada basicamente para a graduação auxiliou muito na compreensão das teorias.

Depois das referências básicas, tentou-se, sem sucesso, a busca por material na Língua Portuguesa. O que não se tornou um impedimento para o autor, sendo portanto mais uma motivação para a realização do projeto. Os primeiros trabalhos encontrados foram os de Bagci [1], Kano [4], Uehara [11] e Schey [9]. Estes trabalhos foram úteis, em especial, para a ampliação da busca bibliográfica. Em [1], Bagci tenta aplicar a teoria da Transformada de Laplace para analisar o sistema came-seguidor. Com a grande evolução computacional, esta prática cada vez mais vem caindo em desuso. Kano [4] apresenta ensaios realizados no sistema came-seguidor. A bancada de testes é realizada no sistema físico real, onde o motor é movimentado por um motor elétrico. Os testes de Kano [4] são referentes a uma avaliação metalúrgica de diferentes materiais (came). Estes testes ajudaram ao direcionamento da teoria de desgaste proposta neste trabalho. Uehara [11] apresenta uma análise dinâmica do sistema came-seguidor *over-head* (modelo tratado neste trabalho) de forma detalhada, sendo portanto fonte de parâmetros utilizados em simulações. Schey [9] direciona o seu trabalho para a parte de lubrificação, mostrando o comportamento do filme de óleo no contato came-seguidor.

Fruto das referências descritas anteriormente, foram encontrados os artigos de Pisano [6] e [7], Quin [8], Weaver [14], Dowson [15] e Tomanik [13].

Os trabalhos de Pisano ([6] e [7]) são complementares um ao outro, pois em [6], Pisano propõe uma formulação matemática para estudo de caso do sistema came-seguidor. Em [7], é proposto e realizado o ensaio de desgaste. Suas considerações mesmo antigas (~1983), são bastante importantes como contribuição, exemplificando um futuro processo de obtenção de dados em experimentos de bancada necessários para este trabalho. Quin [8] apresenta em um estilo um pouco rebuscado e de difícil compreensão um modelo de desgaste oxidativo, que servirá de base para o modelo de desgaste, aqui proposto. Weaver [14] trata novamente da questão tribológica, mas focado no sistema de came-seguidor. Suas considerações são bastante valiosas para o caso do contato came-seguidor, mas não para a avaliação dinâmica, uma vez que a configuração do sistema utilizado por Weaver [14] (*balancim*) é diferente daquela utilizada neste trabalho (*over-head*). Dowson [15] também trata de tribologia, agora em uma visão geral do veículo como um todo, mostrando a importância do estudo direcionado ao desenvolvimento de peças com enfoque tribológico. Tomanik [13] apresenta tese de doutorado tratando de contato não conforme entre superfícies, assim como aquele que será tratado mais adiante. Em Tomanik [13], é apresentado um *software* que calcula segundo a teoria de Greenwood-Williamson e Reynolds, as pressões de contato rugoso e hidrodinâmica respectivamente.

Para melhor avaliar a teoria de Greenwood-Williamson, foi encontrado o artigo de McCool [5] que apresenta detalhadamente e com um enfoque interessante de aplicação direta da teoria desenvolvida desde ~~de~~ 1963 e que ainda é mais do que atual. Os trabalhos de Müller [19], Dyson [21] e Taylor [22]

tratam da lubrificação do sistema came-seguidor, onde basicamente é analisada a equação de Reynolds e a origem tribológica do contato.

Ball [23] analisa o *design* das peças do sistema came-seguidor. Trabalhos como de Ball [23] aliado a análises tribológicas provavelmente levaram a concepção do atual motor Ford RoCam. Ainda quanto a questão de atrito, Hoshi [16] e Naylor [19] apresentam considerações de *design* e lubrificação para a redução do atrito em automóveis, em especial no sistema came-seguidor. Por fim, Taylor [17] apresenta considerações bastante importantes de contato e mecanismos de desgaste para o motor como um todo.

Estas referências, mesmo que muitas vezes não focadas no sistema tratado aqui, foram de extrema utilidade para a assimilação dos conceitos relativamente novos no Brasil (tribologia: ~ final da década de 1970).

3. ANÁLISE DOS ESFORÇOS

Para a elaboração dos modelos de atrito e desgaste, tratados em itens seguintes, a análise dos esforços atuantes no sistema came-seguidor é apresentada a seguir. A análise de esforços estará enfocada nos carregamentos de maior importância, listados a seguir:

- Dinâmica;
- Contato;
- Hidrodinâmica.

Alguns efeitos encontrados no sistema serão desconsiderados como a descentralização do came quando em contato com a pastilha. A Figura 3.1 mostra a vista de topo do came sobre a pastilha.

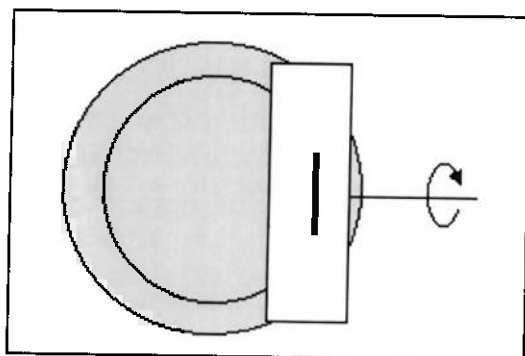


Figura 3.1 – Trabalho do came sobre a pastilha.

Como se pode notar na figura 3.1, a principal razão da descentralização do came com a pastilha é o impedimento de um desgaste localizado na pastilha, fazendo o sistema possuir uma vida maior, assim como melhora o

contato, evitando desregulações no sistema. Esse efeito também provoca o giro da pastilha e do anel.

Outras hipóteses e simplificações serão apresentadas durante a análise ou elaboração dos modelos.

3.1. DINÂMICA

Como se trata de um sistema em movimento não retilíneo uniforme, e portanto um sistema dinâmico, a determinação dos esforços no sistema de came-seguidor não pode desprezar tal efeito. A teoria utilizada para concepção do modelo dinâmico é a de vibrações.

Em Uehara [11], são apresentadas duas discretizações diferentes para o modelo dinâmico, dois e cinco graus de liberdade. Neste trabalho, Uehara [11] conclui que nestes dois escopos de discretização, a melhor resposta é obtida com o maior número de graus de liberdade. Também é apresentado que o aumento da discretização resulta no aumento exponencial de carga computacional. Analisando outro modelo dinâmico proposto por Bagci [1], com dois graus de liberdade, a resposta comparada com os ensaios de campo são bastante razoáveis. Desta forma, para este trabalho será utilizada uma discretização baixa, mas que também agregue valor ao meio científico. Para tanto, o número de graus de liberdade trabalhado no modelo aqui proposto é três.

O primeiro passo no desenvolvimento de um modelo dinâmico é a discretização das inércias envolvidas, uma vez que está definido o número de graus de liberdade.

Com isso, a discretização das inércias foi realizada como mostrado na tabela 3.1 abaixo:

Tabela 3.1 - Discretizações da inércia, valores obtidos de Uehara [11]*.

Massas	Correspondente físico	Valor em gramas
m1	pastilha + suporte	71
m2	metade da válvula	33
m3	metade da válvula	33

* o motor utilizado por Uehara [11] é o VW AP 1.8L, gasolina.

O próximo passo é a ligação entre as inércias quanto aos fatores de rigidez e amortecimento. Então parte-se para a adoção de um referencial. No caso do problema em estudo, o referencial será o bloco do motor, em que o sistema ^{pois} é prezo pela ação da mola de retorno da válvula (rigidez = 3340 N/m). Fixo o sistema em um referencial, parte-se para a excitação. São excitações desse sistema: o deslocamento imposto pelo came, a ação da pressão na base da válvula e os esforços de contato e hidrodinâmico entre came e pastilha. Estes passos são ilustrados pela Figura 3.2 que apresenta o modelo dinâmico final de forma esquemática.

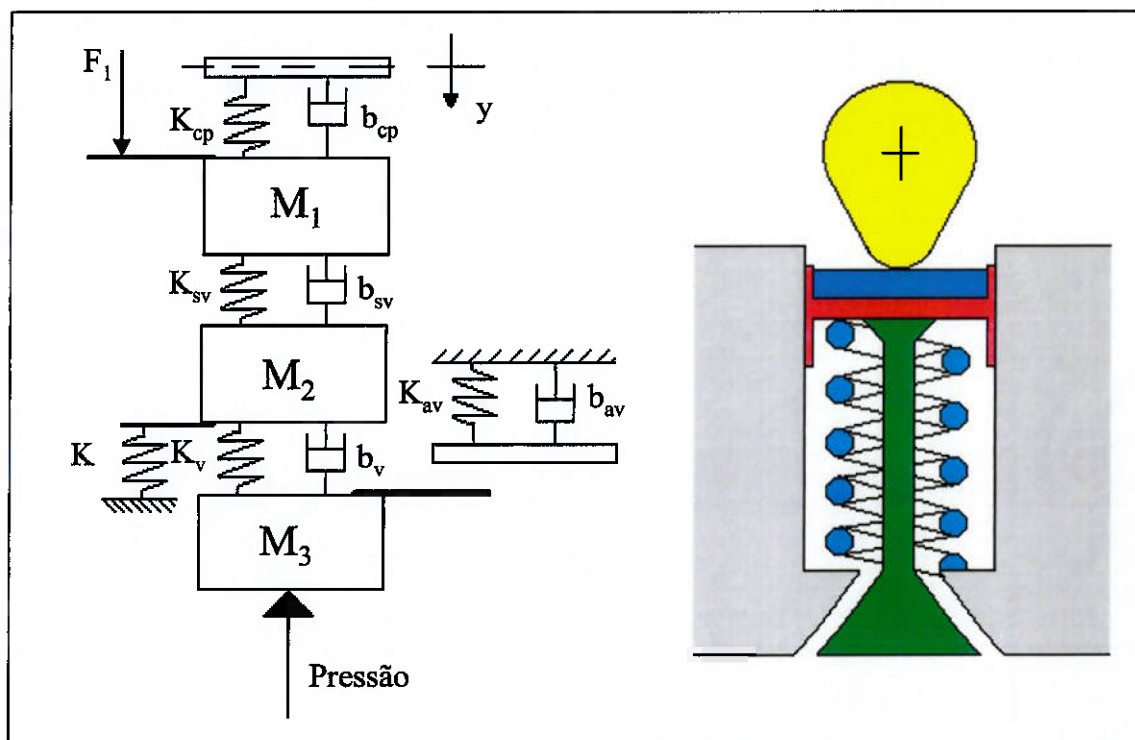


Figura 3.2 - Modelo dinâmico utilizado nesse trabalho.

O fluxograma de cálculo do modelo será apresentado posteriormente, uma vez que outros pontos serão ainda melhor tratados como a questão de contato e a ação da lubrificação.

O passo seguinte é a determinação dos parâmetros de rigidez e amortecimento de cada uma das ligações dinâmicas existentes no modelo. Serão apresentadas maneiras de cálculo para cada um dos fatores, que poderão ser utilizadas na segunda fase do projeto, que visa a validação do modelo.

Para os contatos entre componentes (contato came-pastilha, contato suporte-válvula e contato assento-válvula) ^{podem-se} pode-se utilizar as propriedades superficiais, pois estas é que realmente estarão interagindo no trabalho do sistema. O equipamento recomendado, inclusive por Uehara [11], é o nano-

durômetro, que consiste em um ensaio parecido com o de dureza. O princípio da obtenção dos parâmetros dinâmicos com este aparelho é o seguinte:

- o penetrador é carregado gradativamente;
- atingida a profundidade especificada, inicia-se o descarregamento gradativo;

A curva levantada de carga x deslocamento será diferente entre carga e descarga. Essa diferença está atrelada ao amortecimento estrutural desse elemento. Já a inclinação nas curvas indicará a rigidez do elemento ensaiado. As relações utilizadas para obtenção desses parâmetros é mostrada em (1).

$$k = tg(\text{curva de descarregamento})$$

$$b = \left(\frac{S_{\text{carregamento}}}{\pi \cdot S_{\text{descarregamento}}} - \frac{1}{\pi} \right) \cdot \sqrt{m \cdot k} \quad (1)$$

Com essas propriedades superficiais de cada um dos materiais em contato se obtêm por combinação os parâmetros do contato. As equações (2) e (3) mostram as combinações de parâmetros para o contato.

$$k_{eq} = \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \right)^{-1} \quad (2)$$

$$b = b_1 + b_2 \quad (3)$$

O parâmetro dinâmico que resta ser determinado é o estrutural da válvula. O princípio é o mesmo, mas agora realizado como em um ensaio de tração, basta limitar o aparelho de medida para limite superior de tensão menor que a tensão de escoamento do material ensaiado. Tem-se assim uma curva de carga. Com ela se determina o módulo de elasticidade do material ensaiado. Com esse módulo, a rigidez é determinada por (4):

$$K_v = \frac{E \cdot A_s}{L} \quad (4)$$

Importante notar que não é utilizado o mesmo princípio utilizado no contato entre peças, pois aquele era de origem superficial e este (válvula) é estrutural e portanto diferentes na concepção. Para esse trabalho será adotada a simplificação de não haver amortecimento estrutural na válvula ($b_{av} = 0$).

Quanto às excitações externas, o esforço de contato e o esforço hidrodinâmico serão melhor tratados nos seus respectivos tópicos. Com relação ao deslocamento imposto pelo came, pode-se proceder ao ensaio proposto por Uehara [11]. Utilizando um relógio comparador, referencia-se a base circular como deslocamento nulo. Com o auxílio de um disco graduado em um manipulou, movimenta-se a árvore de cames de deslocamentos angulares pré-determinados, anotando os deslocamentos lidos no relógio. Após uma volta completa, tem-se a curva de deslocamento do came. O mesmo se tem, para a velocidade de deslocamento imposta pelo came, basta acrescentar a velocidade angular da árvore e proceder a derivada do deslocamento. Um ponto importante a ressaltar, que não é tratado nas referências encontradas, é a folga existente entre came e pastilha quando o came está mostrando à pastilha a sua base circular. Neste momento, denominado anteriormente de deslocamento nulo, o came não encosta na pastilha. Com isso, deve-se fazer um ajuste na curva de deslocamento encontrada, pois deslocamentos menores que a folga implicaram em deslocamento real nulo e todos os outros valores devem ser decrescidos do valor do gap (normalmente 1 a 2mm). Esta prática é utilizada para que não exista problemas no sistema quando houver problemas dimensionais quer no came ou na pastilha/válvula.

Quanto à excitação devido a pressão, o procedimento adotado é puramente experimental. Hoje em dia, a experimentação para obter a curva de pressão em um cilindro é realizada com sucesso por transdutores de pressão, sendo esta prática muito bem dominada. Com a curva de pressão e determinada a dimensão da válvula que se encontra voltada para a câmara de combustão, basta multiplicar a pressão pela área da válvula, tendo assim a excitação externa devido a pressão dos gases.

Reforçando, os valores numéricos dos parâmetros, como as excitações externas serão mostradas em tópico seguinte quando tratado o sistema como um todo.

3.2. HIDRODINÂMICA E CONTATO

Os tópicos Hidrodinâmica e Contato são de origem bastante distintas. Um trata do movimento de corpos fluidos e o outro da interação entre superfícies sólidas. Mas a razão para tratá-los em conjunto é o programa utilizado para cálculo desses esforços. Este programa é apresentado em Tomanik [13], onde são utilizadas teorias bem definidas no campo tanto da Hidrodinâmica como do Contato. Para o caso da hidrodinâmica, a teoria utilizada é a equação de Reynolds, que se trata de uma simplificação da equação de Navi-Stokes. Estas simplificações são bastante razoáveis para o sistema came-seguidor, em especial, por se tratar de um sistema de deslizamento lubrificado. Ainda quanto à análise qualitativa da equação de Reynolds, seus resultados são afetados pelo perfil dos corpos em deslizamento, da velocidade e da pressão normal (o esforço de ataque que tenta romper o filme de óleo). Quanto a teoria de contato, o modelo de Greenwood-Williamson é aplicado (veja figura 3.3). Sua sistemática consiste no contato entre uma superfície rugosa, onde esta rugosidade corresponde a rugosidade combinada das superfícies em contato, e uma superfície totalmente lisa. Conforme as superfícies entram em contato, é verificado um balanço de forças, em que resulta na deformação dos picos rugosos mais protuberantes, gerando portanto a chamada pressão rugosa. Com isso, a pressão devido ao contato entre as superfícies é dada pelas propriedades mecânicas dos materiais em contato, pelo acabamento das superfícies, pela carga normal (carga de ataque) e a distribuição dos picos de asperezas.

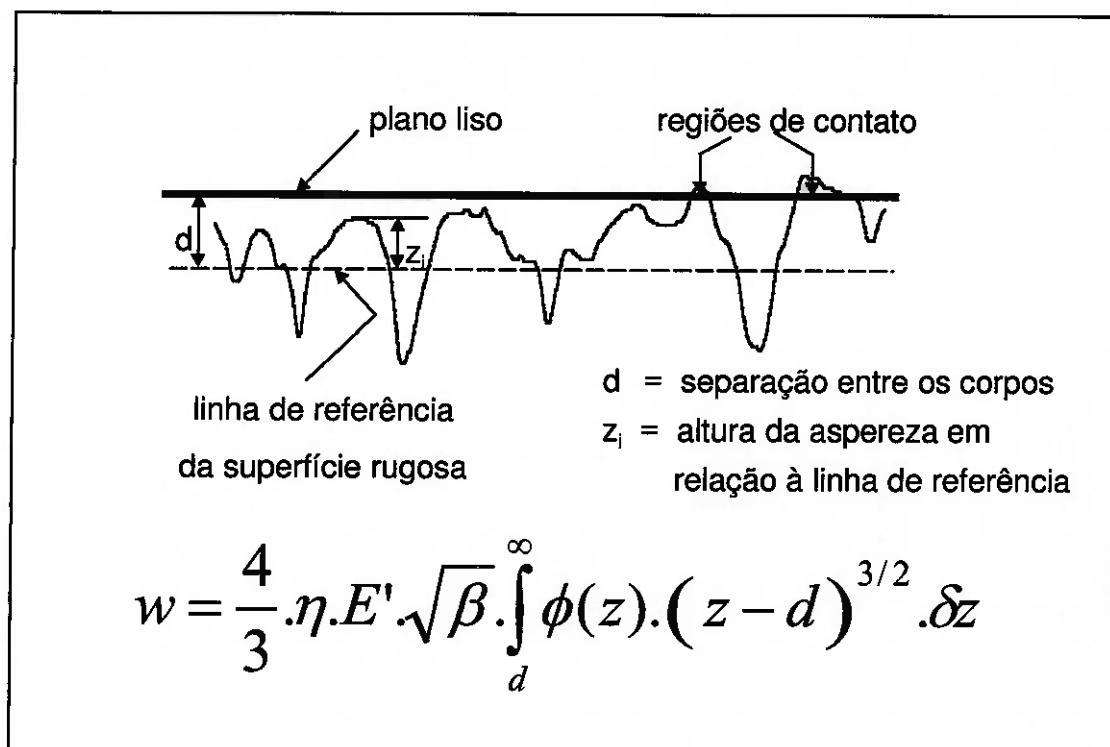


Figura 3.3 – Representação esquemática do modelo de Greenwood-Williamson, Tomanik [13].

Desta maneira, a obtenção das excitações hidrodinâmicas e de contato serão obtidas para uma simulação do perfil do came em determinada posição angular e segundo o carregamento existente. Para isso, o programa utilizado, pede informações dos elementos em contato como módulo elástico combinado (ver equação (5)), rugosidade combinada (em R_q , ver eq. (6)) e outras distribuições de picos. Também é pedido um arquivo com o perfil do came (anel de pistão para o fim original), velocidade de deslizamento (instante a instante = fotografia) e a pressão normal (carga de ataque). E com isso, é gerado um gráfico na tela com as curvas das pressões hidrodinâmica e rugosa, como mostrado na figura 3.4.

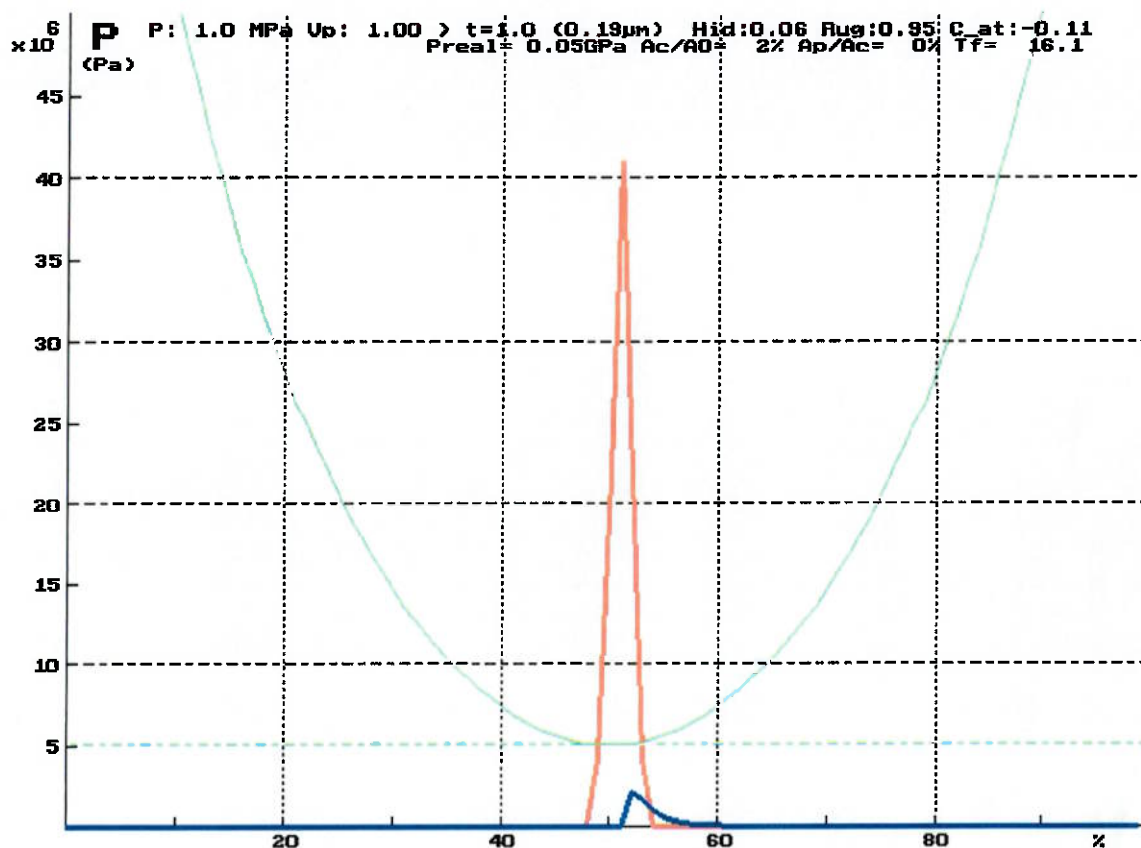


Figura 3.4 - Exemplo de saída do programa de cálculo de pressões hidrodinâmica e rugosa. Notar que a curva verde é o perfil em ataque, a curva azul é a pressão hidrodinâmica e a curva vermelha a pressão rugosa.

$$\frac{1}{E_{comb}} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (5)$$

$$Rq_{combinado} = (Rq_1^2 + Rq_2^2)^{1/2} \quad (6)$$

Como entrada do programa será utilizado valor médio de cada pressão para o levantamento de uma curva específica de cada motor, de pressão (hidrodinâmica ou de contato) em função do posicionamento angular. Este valor médio será determinado pela integração numérica das curvas correspondentes em cada instante.

Para transformar as pressões em excitação de força, será utilizada a formulação de Hertz para Área de contato entre dois cilindros deslizando um contra o outro. Esta formulação é apresentada nas equações (7) e (8):

$$A = \frac{4 \cdot N \cdot R}{L \cdot E_{comb}} \quad (7)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_{came}} + \frac{1}{R_{seguidor}} \quad \text{como } R_{seguidor} = 0 \Rightarrow R = R_{came} \quad (8)$$

Desta maneira, as excitações externas existentes no modelo dinâmico estão determinadas. Basta agora determinar os modelos de atrito e desgaste. Para isso, será primeiro realizada uma explanação sobre a tribologia envolvida neste sistema.

4. AVALIAÇÃO TRIBOLÓGICA

Tribologia é uma ciência que trata dos efeitos de atrito e desgaste, e os modelos aqui desenvolvidos estão diretamente ligados com estes fenômenos. Mesmo sendo um conceito bastante novo no Brasil, sua concepção é bem definida e estruturalmente estabelecida nas universidades brasileiras. Os efeitos de atrito e desgaste sempre foram utilizados pelo homem sem grande atenção, como a lubrificação (redução de atrito). Mas foi na década de 1960 que o governo Britânico realizou um estudo mais apurado do capital gasto com fatores como energia desperdiçada com atrito e desgaste de componentes. O resultado foi bastante assustador, representando em 1% do Produto Interno Bruto daquela nação. Com essa motivação, iniciaram os cursos obrigatórios de Tribologia no curso universitário britânico para engenharia mecânica. Hoje em dia, com os enfoques apresentados na Introdução, essa teoria de atrito e desgaste ganha importância muito elevada, uma vez que outros fatores bem fortes como economia e ecologia estão servindo de catalisadores para o desenvolvimento desses estudos aqui no Brasil.

Em primeiro lugar, em uma avaliação tribológica, a primeira característica a ser observada é o tipo de materiais em contato. No caso deste trabalho, o par came e seguidor são respectivamente, ferro fundido branco hipoeutético com grafita em veios ($E=160 \text{ GPa}$), e aço médio carbono martensítico ($E=230 \text{ GPa}$). Com isso, o módulo combinado das superfícies é $E_{\text{combinado}} = 104 \text{ GPa}$.

O acabamento superficial é outro ponto essencial. O came é produzido basicamente por fundição, torneamento, lapidação e tratamento superficial

(têmpera e revenimento), $R_q = 0,5\mu\text{m}$. A pastilha é torneada para obtenção de um perfil abaulado (como uma lente de aumento) e retificada, $R_q = 0,8\mu\text{m}$ ($R_{q\text{ combinada}}=0,94\mu\text{m}$).

O regime de lubrificação deve ser considerado quando numa avaliação tribológica. Observando a figura 3.5 pode-se notar o diagrama de Stribeck (Tomanik [13]).

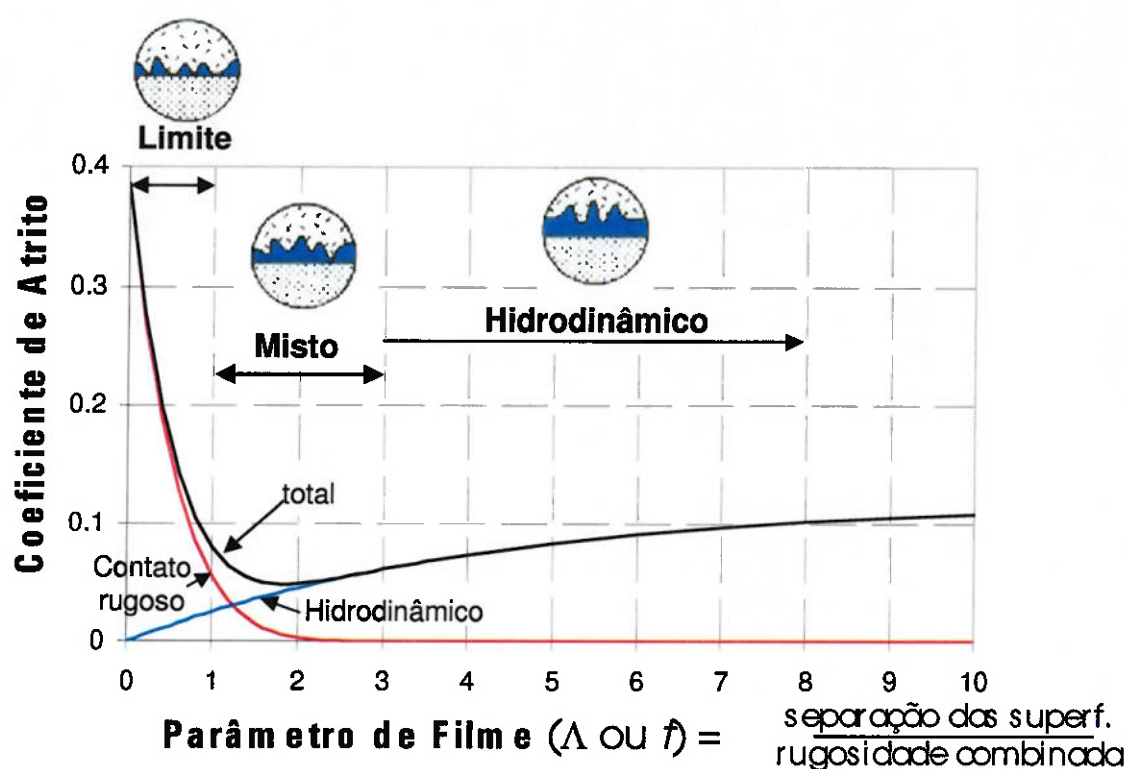


Figura 3.5 – Diagrama de Stribeck, regimes de lubrificação.

Segundo diagrama da figura 3.5, os regimes de lubrificação estão relacionados ao filme de óleo (espessura) e o acabamento das superfícies. Schey [9] realizou um estudo de medição do filme de óleo no contato came seguidor. A figura 3.6 apresenta esses resultados. Note que a separação máxima das superfícies é de $1\mu\text{m}$. Com isso, o parâmetro de filme (Λ) é menor

que 1 a maior parte do funcionamento e poucas vezes levemente ($\pm 6\%$) superior a uma unidade.

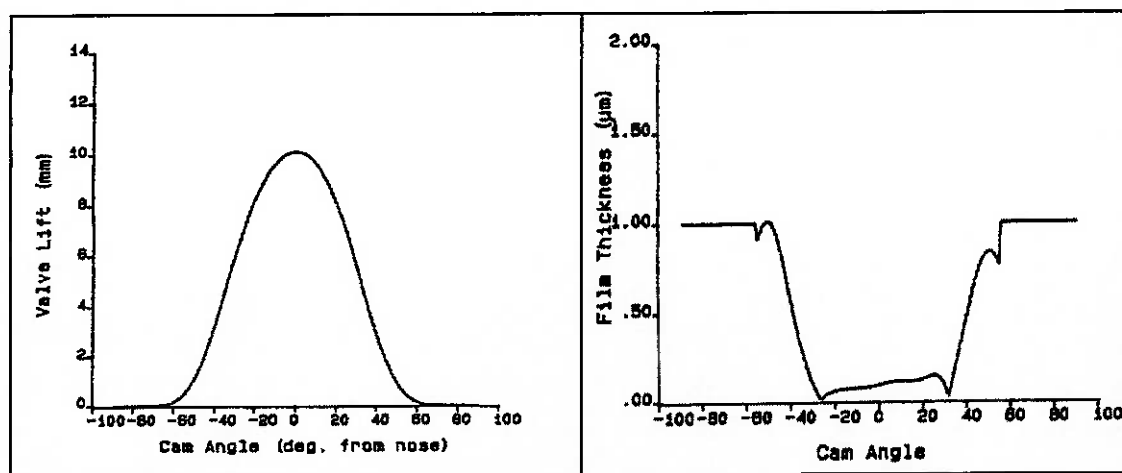


Figura 3.6 — Espessura de filme de óleo (separação das superfícies), Schey [9].

Com isso, pode-se considerar que o regime de lubrificação é o regime limite, onde a interação entre as superfícies (contato rugoso) é presente e em grande frequência. O parâmetro de filme (Λ) é determinado também pela sua influência com a carga, a viscosidade do óleo e a velocidade de deslizamento. A variação da viscosidade do óleo é influenciável pela ação da temperatura e da carga, mas nesse trabalho a viscosidade do óleo lubrificante será considerada constante durante todo o funcionamento do motor. Desta forma, como o sistema possui altas velocidades, espera-se que as cargas encontradas sejam altas também. Com essa informação, poder-se-á avaliar a resposta do programa de Tomanik [13], apresentadas mais adiante.

5. MODELO DE ATRITO

Para iniciar a discussão sobre o atrito, é preciso tomar consciência sobre o que é ou representa este fenômeno. Com o intuito de clarear o entendimento, tratar-se-á de atrito como o fenômeno intrínseco a qualquer movimento de corpos em contato, sendo o atrito responsável pela resistência ao movimento relativo entre os componentes.

Muitos projetos têm movimentado a indústria automobilística quanto a redução de atrito. Em especial, a questão de potência útil restante no sistema gerador (motor).

Neste trabalho, o atrito, ou a sua representação (força de atrito), será considerado como responsável pela perda de material (ver item seguinte). Para determinar esta potência de atrito, é preciso conhecer o esforço resultante do atrito, isto é, o esforço que aplicado ao componente exerce o mesmo campo de tensões e vibrações. Este esforço é normalmente chamado de força de atrito (F_{at}).

Quanto ao desenvolvimento do modelo de atrito, será utilizada como teoria base a lei de Newton da viscosidade:

$$\tau = \mu \frac{dV}{dy} \quad (9)$$

Isto é possível de se admitir, pois o fluido lubrificante utilizado em automóveis possui propriedades ditas Newtonianas.

O esforço de cisalhamento (τ) é originado diretamente da força de atrito, isto é, o esforço de cisalhamento é consequência da ação da força de atrito sobre uma área de contato (Hertz, apresentado anteriormente em (7)). Mas esta equação é válida para contato rugoso (sem lubrificação). Como o sistema é lubrificado e a ação dessa lubrificação é devida ao parâmetro de filme, é proposto utilizar esse parâmetro (adimensional) como fator de correção da área calculada por Herz (eq. (7)). Assim:

$$A_L = \lambda \cdot A \quad (10)$$

$$\lambda = \frac{h}{Rq_{combinada}} \quad (11)$$

Desta forma:

$$\tau = \frac{F_{at}}{A_L} \quad (12)$$

É preciso avaliar a variação da velocidade quanto a espessura de filme de óleo (dV/dy). Portanto, é considerado um perfil de segundo grau de V em y . E com isso, aplicadas as condições de contorno:

$$\begin{aligned} p/ \quad y=0 &\Rightarrow V=0 \\ p/ \quad y=\frac{2 \cdot h}{3} &\Rightarrow V=V_{\max} \\ p/ \quad y=h &\Rightarrow V=w \cdot R \\ \therefore V &= -\frac{V}{3 \cdot h^2} \cdot y^2 + \frac{4 \cdot V}{3 \cdot h} \cdot y \end{aligned} \quad (13)$$

Para o came (eq. 14) e pastilha (eq.15):

$$\frac{dV}{dy} = \frac{\pi}{45} \cdot \frac{R \cdot n}{h} \quad (14)$$

$$\frac{dV}{dy} = \frac{2 \cdot \pi}{45} \cdot \frac{R \cdot n}{h} \quad (15)$$

Segundo Williams [10], a espessura de óleo pode ser obtida pela eq. (16):

$$h = 0,252 \cdot \mu^{3/4} \cdot \alpha^{3/4} \cdot R^{9/8} \cdot E^{1/8} \cdot L \arg^{1/8} \cdot N^{-1/8} \quad (16)$$

Mas note que ela é cancelada no modelo de atrito. Assim as forças de atrito ficam:

$$\begin{aligned} \text{para o came: } F_{at} &= \frac{4 \cdot \pi}{45} \cdot \frac{\mu}{Rq} \cdot \frac{N \cdot R^2 \cdot n}{L \arg \cdot E} \\ \text{para o seg.: } F_{at} &= \frac{8 \cdot \pi}{45} \cdot \frac{\mu}{Rq} \cdot \frac{N \cdot R^2 \cdot n}{L \arg \cdot E} \end{aligned} \quad (17)$$

Com este modelo, tem-se início a determinação do modelo de desgaste seguinte, pois a base ideológica do próximo modelo está relacionada com a ação da força de atrito sobre a superfície.

6. MODELO DE DESGASTE

Para o desenvolvimento do modelo de desgaste, é preciso estabelecer quando se tem o desgaste de material, isto é, quando realmente há arrancamento de material da interface.

Em primeiro lugar, o mecanismo de desgaste selecionado como atuante no sistema came-seguidor é o de desgaste oxidativo. Algumas razões para a adoção desse mecanismo estão relacionadas com fatos reais da aplicação do sistema em estudo. Com exceção dos automóveis de competição em que a troca dos componentes mecânicos é realizada em todas as competições, nenhum automóvel em sua vida útil (± 100 mil km) apresenta caso de troca de cames (ou árvore de comando de válvulas — tratamento comercial). Desta forma, o desgaste é dito moderado. Como visto anteriormente, as cargas atuantes são altas, o contato rugoso entre as superfícies é favorecido, gerando assim calor no tribossistema. E por essas características, o mecanismo é o de desgaste oxidativo.

É admitida a hipótese da espessura crítica de óxido. A ação da força de atrito é definida como a energia de entrada no sistema (remoção de material). Esta energia gera calor na interface, favorecendo a formação de óxido. A camada de óxido é alterada, instante a instante, por um fator (taxa de Arrhenius [10]), apresentado na eq. 18.

$$fac = B \cdot e^{\frac{Q}{RT}} \quad (18)$$

A formação de óxido se dará até a espessura crítica. Esta espessura crítica está relacionada com a resistência da camada (eq. (19)), quando atingida a situação crítica (veja Figura 6.1 abaixo), significa que o esforço (tensão) atuante consegue arrancar material. Desta forma, o fluxo de lubrificante resfria o sistema enquanto dá-se o arrancamento de óxido.

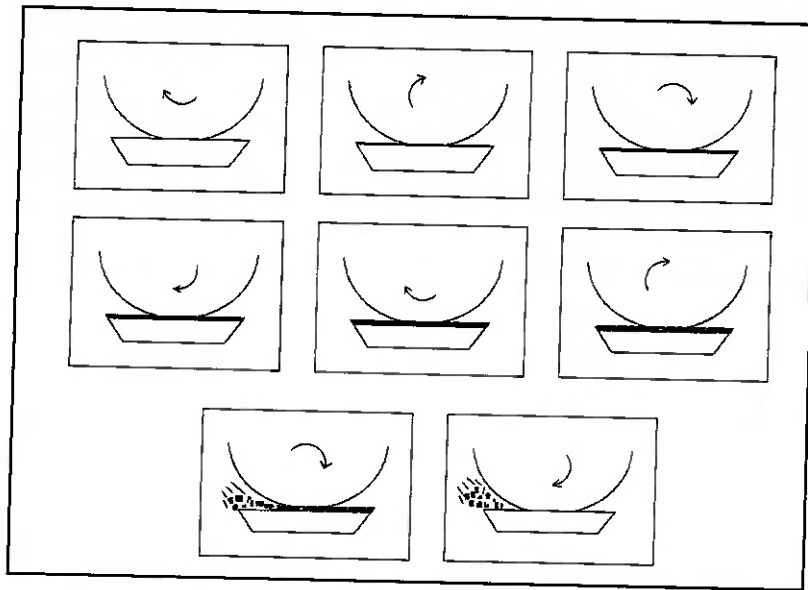


Figura 6.1 - Formação do filme de óxido e desgaste. Crescimento da espessura até a espessura crítica, quebra do filme e remoção de material.

A determinação da espessura crítica do filme de óxido é dada pela ação da força de atrito sobre a camada de óxido (analogia de viga engastada, veja figura 6.2). Onde a tensão devido ao filme de óxido é comparada com a resistência do óxido, propriedade a ser determinada.

$$f < \frac{\pi}{32} \cdot \frac{\tau_{\text{óxido}}}{F_{at}} \cdot \left(\frac{A_L}{\pi} \right)^{3/2} \quad (19)$$

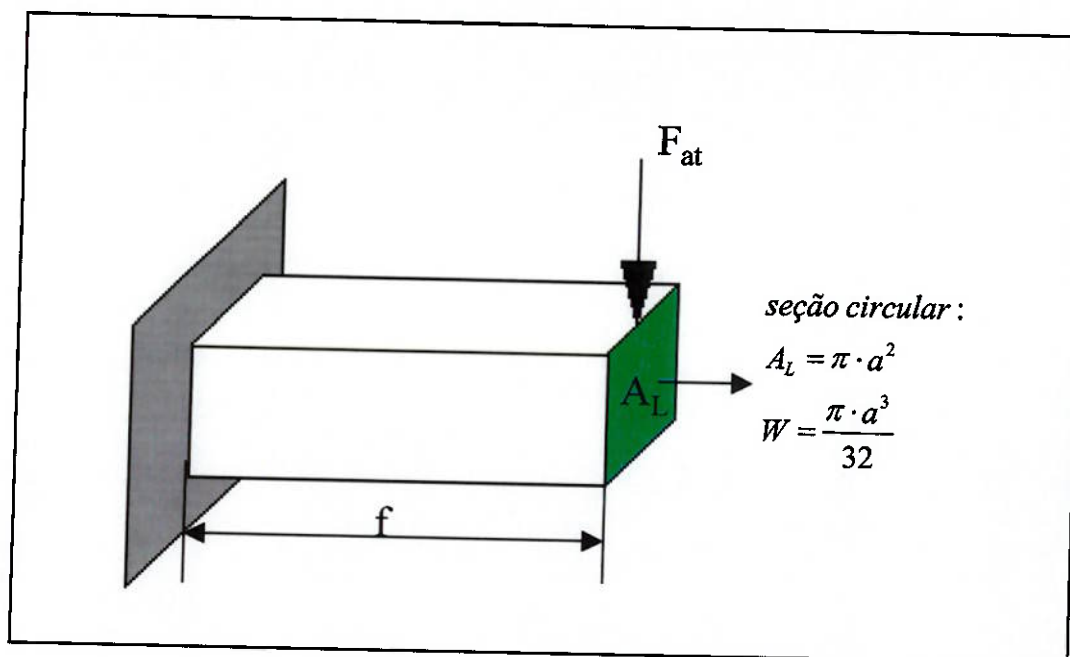


Figura 6.2 – Analogia com viga engastada, ação de arrancamento de F_{at} .

Também existe a mudança de comportamento das propriedades mecânicas com a ação da temperatura, mas o modelo não entrará nesse nível de detalhe.

Desta forma, ao tratar energia no domínio do tempo, é significativo e substancial tratar de potência. Para isso, a potência de atrito (potência de entrada no sistema) é dada por

$$Pot_{at} = F_{at} \cdot w \cdot R \quad (20)$$

A geração de calor pode ser resumida como a ação de aquecer a massa de fluido submetida a esforços, isto é, incrustada num prisma de base A_L (área lubrificada de contato) e altura h (filme de óleo). Com isso:

$$Pot = m \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \rho \cdot A_L \cdot h \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (21)$$

Com esta determinação, tem-se o gradiente (variação) da temperatura e portanto pode-se determinar o fator de crescimento da camada de óxido (*fac*). Este fator é diretamente relacionado com o filme óxido, que sempre está presente no sistema, mesmo que em sua forma mínima (f_{\min}):

$$\begin{aligned} f_{i+1} &= f_i \cdot fac \\ \text{para } i &= 0 : \\ f_i &= f_{\min} \end{aligned} \quad (22)$$

Importante notar que a formação contínua do óxido é favorecida pela descentralização da ação de contato do came com o seguidor, isto é, a pastilha gira como mostrado na figura 3.1.

Após atingida a espessura crítica, o arrancamento do material é dado pela equação (23), onde é considerada uma potência de arrancamento.

$$Pot_{arrancamento} = \tau_{\text{óxido}} \cdot q \quad (23)$$

A ação desta potência se dá até o arrancamento do volume removível. Depois desse arrancamento, o nível de temperatura é levado ao início (T_0), e novamente a ação de atrito levará ao aquecimento do sistema, formação de óxidos e o conseqüente arrancamento de material, isto, até ser atingido o número de ciclos desejado.

Com isso, o modelo de desgaste proposto por este trabalho pode ser resumido no algoritmo seguinte:

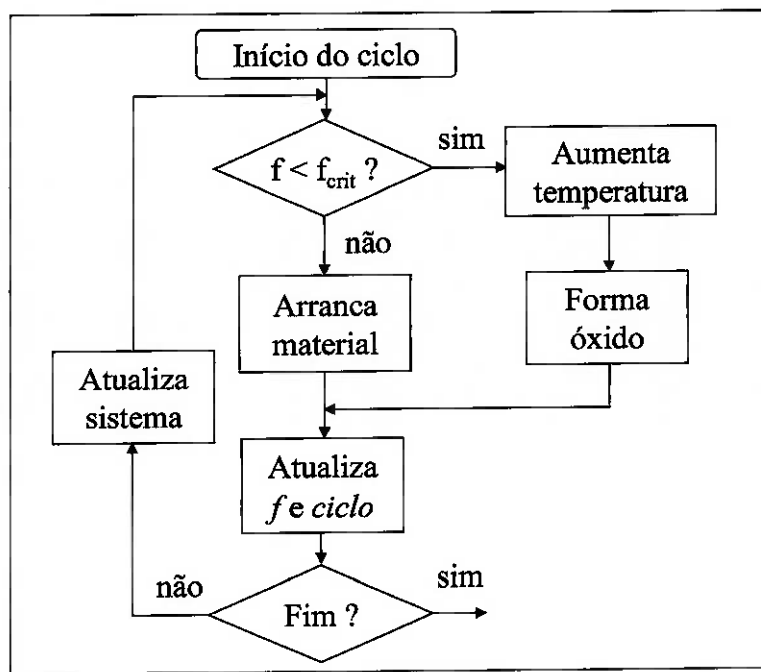


Figura 6.3 - Algoritmo da aplicação dos modelos utilizados em desgaste.

7. EXEMPLO DE SIMULAÇÃO

O fluxo de cálculo utilizado nesse trabalho é apresentado na figura 7.1. O fluxograma da figura 7.1 foi implementado simplificadaamente em MatLab 4.0 versão estudante (ver apêndice A), mas a demanda de tempo necessário era muito grande uma vez que foi decisão do autor atentar para as propostas do que a real validação das mesmas, visto o pequeno investimento financeiro e a limitada questão de tempo a ser despendido.

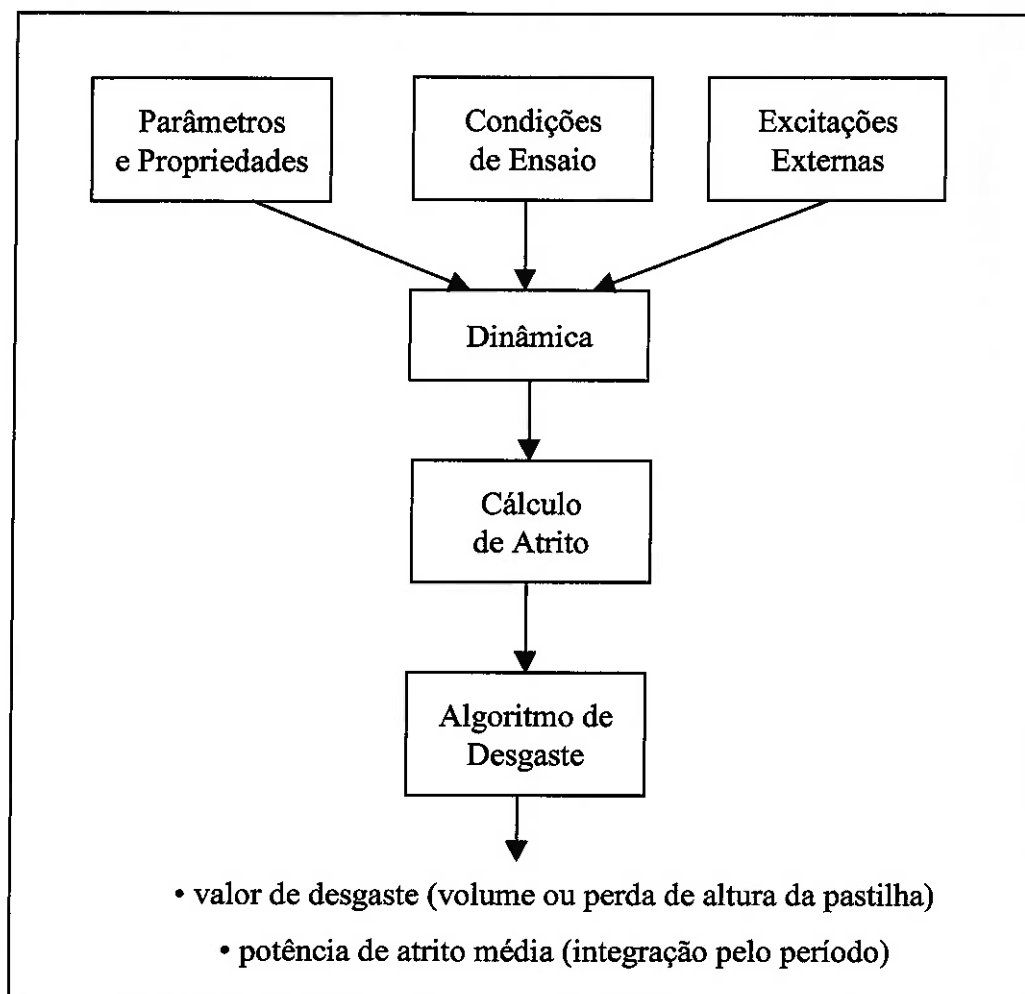


Figura 7.1 – Fluxograma de cálculo de esforços e saídas de atrito e desgaste.

A implementação realizada para este trabalho não apresenta o desgaste do sistema, uma vez que são parâmetros de uso específico (propriedades de óxido) e que não foi conseguido pelo autor durante a elaboração do trabalho. A seguir serão apresentados os parâmetros utilizados na simulação, assim como serão comentados resultados importantes quanto a potência de atrito dissipada pelo sistema.

A excitação de pressão (curva de pressão na câmara de combustão) para o motor tratado (VW 1.8L) é apresentada na figura 7.2. Note que o eixo da abscissa possui o valor em graus, em função da posição do came (0° = válvula fechada, metade da base circular – ver figura 1.1.a).

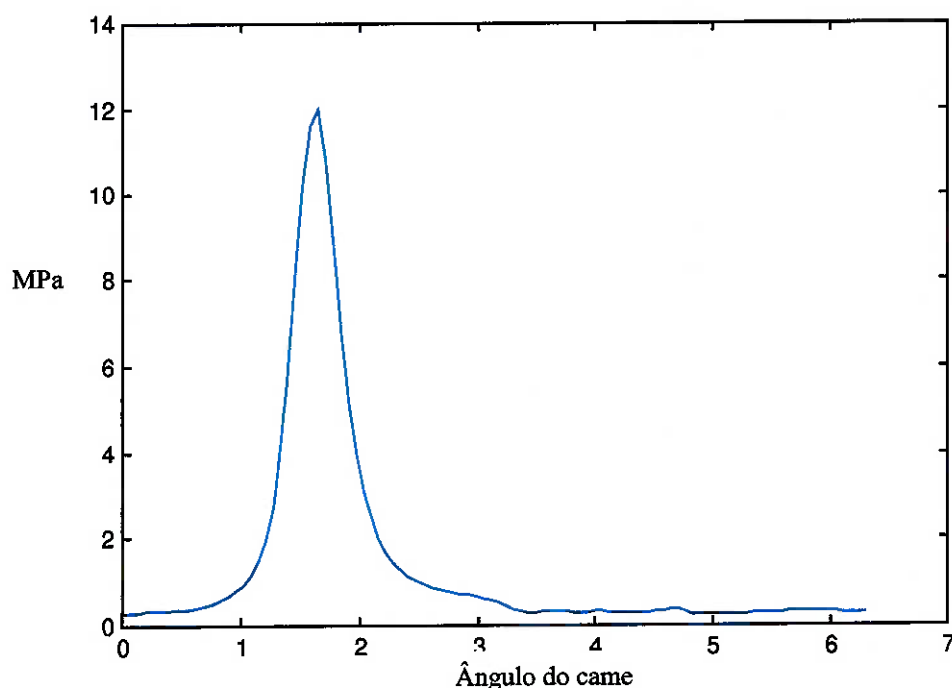


Figura 7.2 – Excitação devido a pressão na câmara de combustão para o VW 1.8L. Abscissa (ângulo do came em radianos), Ordenada pressão (em MPa).

A excitação de deslocamento do came foi retirada do trabalho de Uehara [11] e está apresentada na figura 7.3.

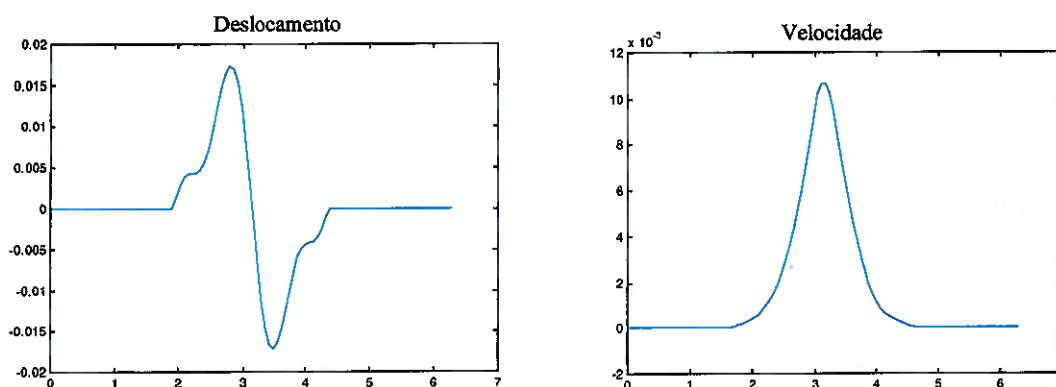


Figura 7.3 – Deslocamento e velocidade de acionamento da válvula, abordado por came em Uehara [11]. Os valores das ordenadas estão em SI.

A excitação devido ao contato de superfícies e o efeito hidrodinâmico, foi levantado utilizando o programa de cargas desenvolvido em Tomanik [13] e está apresentado nas figuras 7.4 e 7.5. Foram utilizadas as seguintes entradas mostradas na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Entradas para o cálculo da excitação de contato de superfícies e efeito hidrodinâmico.

Entradas	Valores
Pressão	8 a 12 MPa
Perfil	Do came por ângulo (raio de 30° de atuação)
Velocidade	Rotação * raio do came

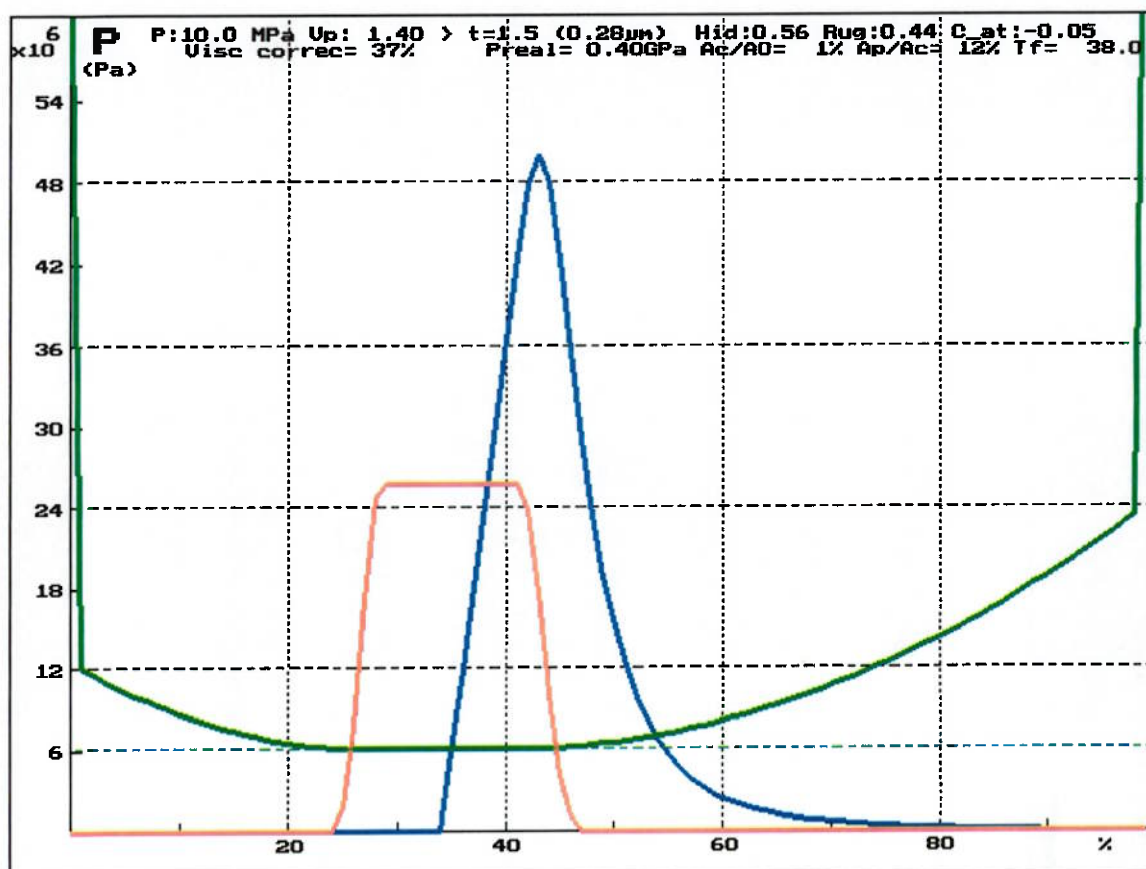


Figura 7.4 – Exemplo de saída do programa de cargas de Tomanik [13] para o caso do sistema came-seguidor.

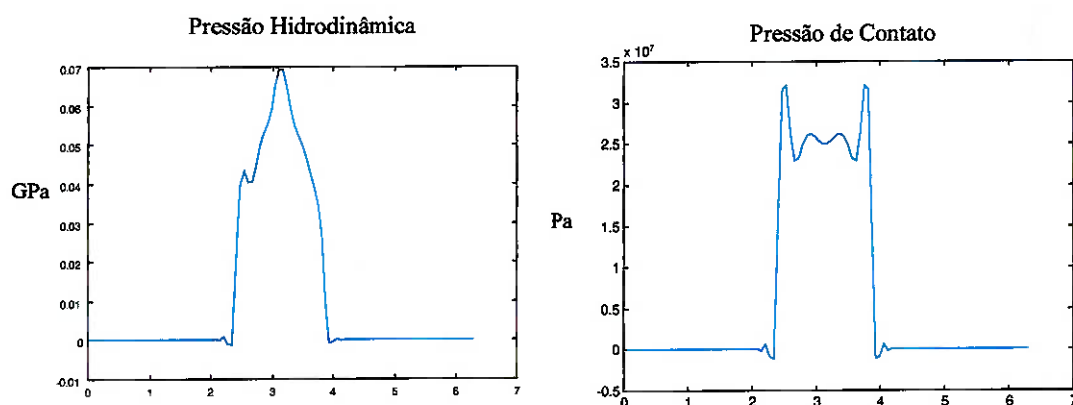


Figura 7.5 – Esforços de origem hidrodinâmica e de contato, obtidos no programa de Tomanik [13].

Os valores dos parâmetros utilizados para o modelo dinâmico são apresentados na tabela 7.2.

Tabela 7.2 – Parâmetros utilizados no modelo dinâmico.

Parâmetros	Valores
K_{cp}	1050 N/m
b_{cp}	635 N.s/m
K_{sv}	1100 N/m
b_{sv}	650 N.s/m
K_v	$7,4 \times 10^8$ N/m
b_v	0 N.s/m
K_{av}	13100 N/m
b_{av}	963 N.s/m

A condição de velocidade está apresentadas na Tabela 7.3.

Tabela 7.3 – Condição de velocidade.

Condição da Simulação	Valore
Rotação	3000 rpm (regime comum)

A velocidade tangencial existente na periferia do came é apresentada no gráfico da figura 7.6. Importante notar, que o perfil de velocidade, a menos de uma constante de multiplicação, é idêntico ao perfil de deslocamento imposto pelo came.

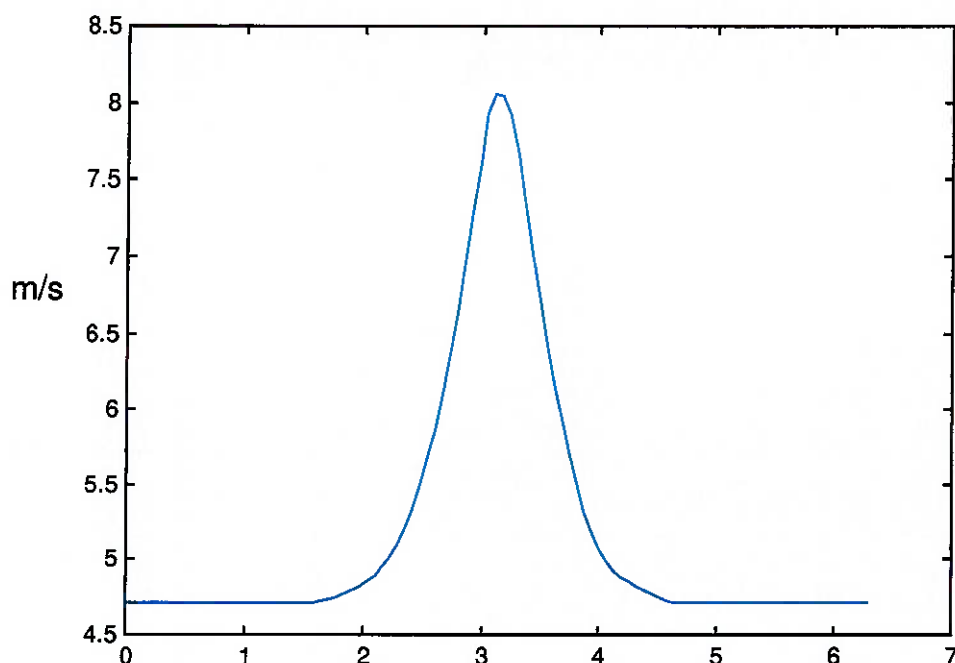


Figura 7.6 – Perfil da velocidade tangencial do came.

Com essas entradas foi possível implementar e rodar uma pequena amostra de como pode ser utilizada a teoria envolvida e desenvolvida. Como declarado anteriormente, não é objetivo desse trabalho analisar este programa detalhadamente. Fatores como tempo de processamento, equipamento utilizado e teoria aborda fazem bastante diferença entre algoritmos que utilizam um ou outro meio. Para tanto, não será preocupação deste trabalho discutir esses fatores, mas dar um panorama geral de como seria uma maneira de solução do problema proposto.

O programa foi rodado para um ciclo do came, obtido o comportamento do esforço dinâmico e a conseqüente determinação da carga normal completa. Com isso, foi possível avaliar a resposta do sistema quanto atrito. A potência de atrito para um par em contato came-seguidor é de 0,03 W/ciclo. Essa

quantidade comparada com a potência total do veículo representa em torno de 7% para toda a árvore de cames (normalmente 8 cames), o que é normalmente apresentado em literaturas referentes a testes de motor.

8. COMENTÁRIOS FINAIS

Com os modelos aqui apresentados, a primeira fase deste projeto é concluída com sucesso. Estão desenvolvidos os modelos pertinentes a cada um dos fenômenos, atrito e desgaste, correspondentemente. Maneiras de validação estão propostas e desenvolvidas. A próxima etapa do projeto será a transição da análise acadêmica para um maior contato com a indústria. O trabalho terá continuidade em mestrado, ou em parte, em iniciação científica. Já se encontra na Escola Politécnica da USP um doutorado em andamento para o estudo do sistema came-seguidor, quanto à fenomenologia e está embasado em testes de bancada. Os resultados destes testes podem orientar o futuro mestrando que trabalhará com o projeto aqui apresentado.

Ficam claras então, as vantagens conseguidas com o desenvolvimento de modelos como os aqui tratados. Passados os testes de campo necessários para validação completa dos modelos, a sua aplicação será muito rápida e eficaz para estudo de qualquer avaliação comportamental que se deseje. Seriam então, economizados capital e energia neste processo, contribuindo para os quadros propostos no início: tecnologia, economia e ecologia.

REFERÊNCIAS

- [1] Bagci, C. and Kurnool, S., 1997, "Exact Response Analysis and Dynamic Design of Cam Follower Systems Using Laplace Transforms", *Journal of Mechanical Design*, vol. 119.
- [2] Chen, F.Y., 1982, "Mechanics and Design of Cam Mechanisms", Pergamon Press, New York, USA.
- [3] Hutchings, I.M. , 1992, "Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials", Edward Arnold, London, England.
- [4] Kano, M. and Kimura, Y. , 1993, "Quantitative analysis of cam follower wear in relation to various material properties", *Wear*, vol. 162, pp. 897-905.
- [5] McCool, J. I. , 1988, "The Distribution of Microcontact Area, Load, Pressure, and Flash Temperature under the Greenwood-Williamson Model", *Transactions of the ASME*, vol. 110, pp. 106-111.
- [6] Pisano, A.P. and Freudenstein, F., 1983, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam Follower System", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 105, pp. 692-704.
- [7] Pisano, A.P. , 1984, "Coulomb Friction in High-Speed Cam Systems", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 106, pp.470-474.
- [8] Quin, T.F.J., 1992, *ASM Handbook*, vol. 18, pp280-287.
- [9] Schey, J.A., 1983, "Tribology in Metalworking Friction, Lubrication and Wear, American Society for Metals, Ohio.
- [10] Williams, J.A., 1994, "Engineering Tribology".
- [11] Uehara, S. and Padovese, L.R. , 1999, "A Dynamical Study of a Cam Follower System", XX CILAMCE, São Paulo, Brazil.
- [12] Person, Bo N. J., 1998, "Sliding Friction – Physicals Principles and Applications", Springer, Germany.
- [13] Tomanik, E., "Modelamento do Desgaste por Deslizamento em Anéis de Pistão de Motores de Combustão Interna", São Paulo, EPUSP, 2000.

- [14] Weaver, N. W. E., 1989, "Tribological considerations in came/follower design", MSC Automotive Engineering Project, University of Loughborough, Department of Transport Studies.
- [15] Hoshi, M., 1984, "Reducing friction losses in automotive engines", *Tribol. Int.*, 17(4), 185-189.
- [16] Taylor, C. M., 1993, "Engine tribology", *Tribology Series*, 26, 301pp (Elsevier, Oxford).
- [17] Dyson, A. and Naylor, H., 1960, "Application of the flash temperature concept to cam and tappet wear problems", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, AD8, 255-280.
- [18] Müller, R., 1966, "The effect of lubrication on cam and tappet performance", *Motortechnische Z.*, 27, 58.
- [19] Naylor, H., 1967, "Cam and friction drives", *Proc. Instrn. Mech. Engrs*, 182(3A), 237-247.
- [20] Dyson, A., 1977, "Elastohydrodynamic lubrication and wear of cams bearing against cylindrical tappets", SAE paper 770018, 8pp.
- [21] Taylor, C. M., 1991, "Valve train lubrication analysis", 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology – vehicle tribology, *Tribology Series* 18, pp. 119-131 (Elsevier, Oxford).
- [22] Ball, A. D., Dowson, D. and Taylor, C. M., 1989, "Cam and follower design", 15th Leeds-Lyon Symposium on Tribology – tribological design of machine elements, *Tribology Series* 14, pp. 111-130 (Elsevier, Oxford).
- [23] Bell, J. C. and Colgan, T. A., 1991, "Critical physical conditions in the lubrication of automotive valve train systems", *Tribol. Int.*, 24(2), pp. 77-84.
- [24] Colgan, T. and Bell, J., 1990, "Modeling valve train wear for cycling conditions", *Proceedings of International Tribology Conference*, Nagoya, Japan, vol. II, pp. 1231-1235.
- [25] Hamilton, G.M., 1980, "The hydrodynamics of a cam follower", *Tribol. Int.*, 13(3), 113 – 119.

APÊNDICE A – ALGORITMO DE SIMULAÇÃO

```

%*****
%
%           Programa principal
%           André Ferrareese 2235614
%           Trabalho de Conclusão Da Graduação
%           04/12/2000
%
%*****

[t,y] = ode45 ('resol',[0 2*pi],[0; 0; 0; 0; 0; 0])

y1 = y(:,1);
y2 = y(:,2);
y3 = y(:,3);
y4 = y(:,4);
y5 = y(:,5);
y6 = y(:,6);

%***** Constantes de Entrada *****

%***** velocidades

n = 3000;           %* rotacao da arvore de cames em rpm
w = pi*n/30;        %* velocidade angular da arvore de cames em rad/s

%***** Inercias do sistema

m1 = 71;            %* massa do conjunto pastilha, suporte em gramas
mv = 33;            %* metade da massa da valvula em gramas

%*** preparacao das massas para o sistema dinamico

m1 = m1*1e-3;
m2 = mv*1e-3;
m3 = mv*1e-3;

```

%***** contato came-pastilha

kcp = 1050; %* rigidez
bcp = 635; %* amortecimento

%***** contato suporte-valvula

ksv = 1100; %* rigidez
bsv = 650; %* amortecimento

%***** dados estruturais da valvula

bv = 0; %* amortecimento

%***** contato assento-valvula

kav = 13100; %* rigidez
bav = 963; %* amortecimento

%***** mola do sistema

k = 3340;

%***** Excitacoes Externas *****

%***** Curva de pressao

D = 25; %* diametro da sede da valvula em milímetros

p = pressao(t); %* chama a funcao que possui a curva de pressao
ensaiaada em MPa

$A = \pi(D^2)/4;$

F2 = p*A; %* Excitacao efetiva no modelo em N

%***** Base Oscilante

d = deslocamento(t); %* funcao de deslocamento do came em milímetros

```

vd = velocidade(t);          %* funcao de velocidade do came em milímetros por
                               segundo

d = d*1e-3;

vd = vd*1e-3;

F3 = bcp*vd + kcp*d;

%***** Esforço de contato

Fc = contato(t);              %* esforço de contato em N

Fh = hidro(t);                %* esforço hidrodinamico

F1 = Fc + Fh;

*****

%***** Programa que calcula as equacoes diferenciais *****
%*      Andre Ferrarese
%*      no usp 2235614 - EPUSP
%*****

function dy = resol(t,y)

%***** Constantes de Entrada *****

%***** velocidades

n = 3000;          %* rotacao da arvore de cames em rpm

w = pi*n/30;       %* velocidade angular da arvore de cames em rad/s

%***** Inercias do sistema

m1 = 71;           %* massa do conjunto pastilha, suporte em gramas

mv = 33;           %* metade da massa da valvula em gramas

```

%** preparacao das massas para o sistema dinamico

$m1 = m1 \cdot 1e-3;$

$m2 = mv \cdot 1e-3;$

$m3 = mv \cdot 1e-3;$

%***** contato came-pastilha

$kcp = 1050;$

%* rigidez

$bcp = 635;$

%* amortecimento

%***** contato suporte-valvula

$ksv = 1100;$

%* rigidez

$bsv = 650;$

%* amortecimento

%***** dados estruturais da valvula

$k_v = 7.4e8;$

%* rigidez

$b_v = 0;$

%* amortecimento

%***** contato assento-valvula

$k_{av} = 13100;$

%* rigidez

$b_{av} = 963;$

%* amortecimento

%***** mola do sistema

$k = 3340;$

%***** Excitacoes Externas *****

%***** Curva de pressao

$D = 25;$

%* diametro da sede da valvula em milímetros

$p = pressao(t);$

%* chama a funcao que possui a curva de pressao ensaiada em MPa

$A = \pi \cdot (D^2)/4;$

$F2 = p \cdot A;$

%* Excitacao efetiva no modelo em N


```
%***** Base Oscilante
```

```
d = deslocamento(t);      %* funcao de deslocamento do came em milimetros
```

```
vd = velocidade(t);        %* funcao de velocidade do came em milimetros por  
segundo
```

```
F3 = bcp*vd + kcp*d;
```

```
%***** Esforço de contato
```

```
Fc = contato(t);           %* esforço de contato em N
```

```
Fh = hidro(t);             %* esforço hidrodinamico
```

```
F1 = Fc + Fh;
```

```
%***** equacoes diferenciais
```

```
if t>1
```

```
    dy = [y(4);  
          y(5);  
          y(6);  
          (1/(m1*w))*(F1 + F3 - (kcp+ksv)*y(1) - (bcp+bsv)*y(4) + ksv*y(2) + bsv*y(5));  
          (1/(m2*w))*(ksv*y(1) - (ksv+k+kv)*y(2) - (bsv+bv)*y(5) + kv*y(3) + bsv*y(4) +  
bv*y(6));  
          (1/(m3*w))*(- F2 + kv*y(2) + bv*y(5) - kv*y(3) - bv*y(6) - kav*y(3) -  
bav*y(6))];
```

```
else
```

```
    dy = [y(4);  
          y(5);  
          y(6);  
          (1/(m1*w))*(F1 + F3 - (kcp+ksv)*y(1) - (bcp+bsv)*y(4) + ksv*y(2) + bsv*y(5));  
          (1/(m2*w))*(ksv*y(1) - (ksv+k+kv)*y(2) - (bsv+bv)*y(5) + kv*y(3) + bsv*y(4) +  
bv*y(6));  
          (1/(m3*w))*(- F2 + kv*y(2) + bv*y(5) - kv*y(3) - bv*y(6))];
```

```
end
```

```
*****
```

```
function b = pressao(t);
angulos=[0.000 5.000 10.000 15.000 20.000 25.000
30.000 35.000 40.000 45.000 50.000
55.000 60.000 65.000 70.000 75.000
80.000 85.000 90.000 95.000 100.000
105.000 110.000 115.000 120.000 125.000
130.000 135.000 140.000 145.000 150.000
155.000 160.000 165.000 170.000 175.000
180.000 185.000 190.000 195.000 200.000
205.000 210.000 215.000 220.000 225.000
230.000 235.000 240.000 245.000 250.000
255.000 260.000 265.000 270.000 275.000
280.000 285.000 290.000 295.000 300.000
305.000 310.000 315.000 320.000 325.000
330.000 335.000 340.000 345.000 350.000
355.000 360];
pres=[3.021 3.03580611 3.0865699183.1711762633.2959706233.474349001
3.7225276154.0680035254.5523748535.2468519396.265653349
7.79914336110.2047837814.1953830821.1754065833.87340893
56.5831621689.93921387113.2764642119.410424297.97681669
70.2470869648.5032561733.9580152824.6724688618.79937838
14.9497896612.3904477110.627815519.3869224448.498555817
7.8548425387.3669459466.9798719156.60619389 6.222645123
5.7114817864.7815170393.6548425382.9173572272.956840188
3.3460293773.4257003533.0710587542.7974982372.944854289
3.14579436 2.9906827262.7107767332.8038437133.010424207
3.0421515863.3171222093.6294606353.5293431262.795383079
2.4266404232.4421515862.5147720332.5260528792.598673325
2.7453243242.8933854292.9998484143.0696486493.126757932
3.1627156293.1648307873.1331034083.0936204473.060482961
3.0351010583.034];
```

```
angulos=angulos*pi/180;
angulos=angulos';
pres=pres/10;
pres=pres';
i = 1;
while i<=length(t)
    r(i) = spline(angulos,pres, t(i));
    i=i+1;
end
b = r';
```

```

function b = contato(t);
angulos=[0 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50
55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 105
110 115 120 125 130 135 140 150 160 170 180
190 200 210 220 225 230 235 240 245 250 255
260 265 270 275 280 285 290 295 300 305 310
315 320 325 330 335 340 345 350 355 360];
pres=[0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
25.000 26.000 25.000 26.000 25.000
25.000 26.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000];
angulos=angulos*pi/180;
angulos=angulos';
pres=pres*1e6;
pres=pres';
i = 1;
while i<=length(t)
    r(i) = spline(angulos, pres, t(i));
    i=i+1;
end
b = r';

```

```

function b = hidro(t);
angulos=[0 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50
55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 105
110 115 120 125 130 135 140 150 160 170 180
190 200 210 220 225 230 235 240 245 250 255
260 265 270 275 280 285 290 295 300 305 310
315 320 325 330 335 340 345 350 355 360];
pres=[0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
50.000 58.000 70.000 58.000 40.000
40.000 20.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000];
angulos=angulos*pi/180;
angulos=angulos';
pres=pres';
pres=pres*1e-3;
i = 1;
while i<=length(t)

```

```
        r(i) = spline(angulos, pres, t(i));  
        i=i+1;  
end
```

```
b = r';
```

```
*****
```