

Optimização de chumaceiras radiais hidrodinâmicas para sistemas de veios de equilíbrio contra-rotativos utilizados em motores de combustão interna

Ludovico Morais, Luís Andrade Ferreira

DEMEGI – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
DEMEGI – SMAP
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Rua Dr. Roberto Frias
4200 - 465 Porto
e-mail: nmi03019@fe.up.pt

RESUMO

As vibrações de um motor de combustão interna e conseqüentemente o ruído por elas gerado, são extremamente desagradáveis para os ocupantes de um automóvel. Para anular essas vibrações e o ruído daí proveniente os construtores de automóveis utilizam os denominados sistemas de veios de equilíbrio contra-rotativos, principalmente nos motores de 4 cilindros em linha. Estes sistemas, bem como os componentes mecânicos que o constituem, devem estar otimizados para que o seu desempenho seja o mais eficaz possível e se possam evitar possíveis avarias. Assim, apresenta-se neste trabalho, uma metodologia de optimização para as chumaceiras radiais hidrodinâmicas existentes neste tipo de sistemas. Esta consiste na realização de um estudo de sensibilidade dos parâmetros principais da chumaceira (folga radial, diâmetro da chumaceira e comprimento da chumaceira) nos parâmetros de funcionamento (espessura mínima de filme, pressão máxima e potência dissipada), através da adimensionalização da equação de Reynolds para chumaceiras de largura finita e correspondente programação, através do método das diferenças finitas em "MatLab", na comparação e selecção dos diferentes materiais utilizáveis neste tipo de chumaceiras e na escolha da posição e forma das ranhuras de alimentação mais adequada às solicitações a que estas chumaceiras estão sujeitas (dinâmicas e de grandeza variável). Permitindo esta metodologia concluir que: o aumento da folga radial conduz ao aumento da espessura mínima de filme e à diminuição da pressão máxima e da potência dissipada, o aumento do comprimento da chumaceira provoca aumentos na espessura mínima de filme e na potência dissipada e diminuição da pressão máxima e o aumento do diâmetro da chumaceira conduz ao aumento da espessura mínima de filme, da potência dissipada e da pressão máxima, que os materiais mais vantajosos e indicados são os metais brancos e a posição e forma das ranhuras deve ser circunferencial.

Palavras-chave: Sistemas de veios de equilíbrio contra-rotativos; Optimização de chumaceiras radiais hidrodinâmicas; Espessura mínima de filme lubrificante; Potência dissipada; Pressão máxima.

1. INTRODUÇÃO

Num motor de combustão interna os corpos apresentam diferentes tipos de movimento. Existem corpos com movimento rotativo, como é o caso da cambota, e corpos com movimento alternativo de translação, como é o caso dos êmbolos. No entanto, existem no motor corpos cujo movimento não é fácil de definir, como é o caso das bielas [1]. Como consequência destes diferentes tipos de movimento, bem como da disposição dos êmbolos (4 em linha, V6, etc.) no motor, resultam vibrações que são transmitidas à carroçaria do veículo. Estas tornam-se desagradáveis aos ocupantes do veículo, quer em termos de vibração, quer em termos de ruído, e quando excessivas, podem causar avarias ao motor.

Pelas razões anteriormente descritas, é necessário equipar os motores, principalmente os de quatro cilindros em linha, com mecanismos capazes de anular as vibrações destes, ou pelo menos reduzi-las. Esses mecanismos são os denominados sistemas de veios de equilíbrio contra-rotativos. Estes permitem, através de dois veios equipados com massas excêntricas e rodando ao dobro da velocidade de rotação da cambota, reduzir as vibrações provenientes dos motores.

Como praticamente todos os sistemas mecânicos, os sistemas de veios de equilíbrio contra-rotativos apresentam componentes que permitem a existência de movimentos relativos entre os corpos em contacto. Os componentes utilizados nesta aplicação que realizam a função atrás descrita, são as chumaceiras radiais hidrodinâmicas. Estas, como qualquer outro componente existente num motor, devem estar optimizadas, para que o consumo de potência seja minimizado e possíveis avarias possam ser evitadas.

Apresenta-se neste trabalho, um método de optimização para este tipo de chumaceiras [2], que consiste na variação individual dos parâmetros de principais da chumaceira: folga radial (c), diâmetro da chumaceira (D) e comprimento da chumaceira (L); através da programação da equação de Reynolds adimensional e das expressões de cálculo dos parâmetros de funcionamento das chumaceiras (pressão máxima, espessura mínima de filme lubrificante e potência

dissipada) em "Matlab", usando o método das diferenças finitas. No entanto, estas chumaceiras também podem ser optimizadas, alterando os materiais de fabrico e a posição e a forma das ranhuras de alimentação. Por estas razões, apresenta-se também, uma comparação entre os diferentes materiais que podem ser utilizados no fabrico destas chumaceiras, bem como, a posição e forma das ranhuras de alimentação mais utilizadas neste tipo de aplicações.

Este trabalho encontra-se dividido em nove secções. Nesta secção 1, explica-se o propósito do trabalho e o método utilizado para o desenvolver. Na secção 2, referem-se os movimentos existentes num motor de 4 cilindros em linha que podem provocar vibrações. Na secção 3, define-se sistema de veios de equilíbrio contra-rotativos, o seu funcionamento, constituição e localização no motor. Na secção 4, define-se chumaceira radial hidrodinâmica, a equação de Reynolds aplicada, os parâmetros principais, os materiais utilizados, a posição e forma das ranhuras de alimentação utilizadas para este tipo de aplicação e as possíveis avarias que podem ocorrer nas chumaceiras para este tipo de aplicação. Na secção 5, dá-se a conhecer a metodologia de optimização seguida neste trabalho. Na secção 6, menciona-se o método seguido e as simplificações consideradas no processo de cálculo, exemplifica-se a realização da adimensionalização da equação de Reynolds e indicam-se as expressões utilizadas para o cálculo dos parâmetros de funcionamento da chumaceira. Na secção 7, define-se um caso de estudo para aplicar a metodologia de optimização desenvolvida. Na secção 8, determinam-se os parâmetros de funcionamento de uma chumaceira e analisa-se a influência dos parâmetros principais da chumaceira no seu funcionamento. Na secção 9, sintetizam-se os resultados principais deste trabalho e as conclusões principais a retirar.

2. MOVIMENTOS GERADORES DE VIBRAÇÕES NUM MOTOR DE 4 CILINDROS EM LINHA

Num motor de 4 cilindros em linha, cada um dos tempos ocorre a cada rotação de 180° ($720^\circ/4$) da cambota. Assim, dois êmbolos estão exactamente na mesma posição e movem-se no mesmo sentido, enquanto que os outros dois êmbolos se movem em sentido oposto. Deste movimento pode resultar a vibração de extremo a extremo do motor. Para a evitar, os êmbolos são colocados simetricamente em relação ao centro do motor, isto é, o êmbolo 1 é colocado simetricamente ao 4 e o 2 simetricamente ao 3. Desta forma, o êmbolo 4 equilibra o 1 e o êmbolo 3 equilibra o 2. Na figura 1 pode-se observar essa disposição [1].

No entanto, do movimento alternativo de subida e descida do êmbolo no interior do cilindro, vão resultar os chamados esforços de primeira ordem. Estes têm uma frequência igual à frequência de rotação da cambota, ou seja, para uma rotação da cambota, o êmbolo só efectua um movimento de subida e outro de descida. Este movimento, por si só pode causar vibração, mas como a disposição dos êmbolos é a descrita anteriormente e observada na Figura 1, o êmbolo 1 é então contrabalançado pelo êmbolo 2, isto é, a força vertical resultante do movimento do êmbolo 1 é igual e de sentido contrário à do 2, o mesmo se passa com os êmbolos 3 e 4, não existindo, por isso, vibração resultante dos esforços de primeira ordem.

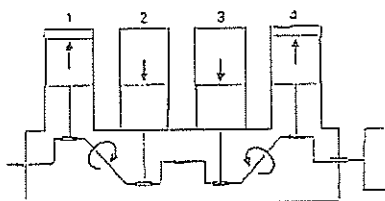


Figura 1: Disposição dos êmbolos num motor de 4 cilindros em linha e esforços verticais resultantes.

Existem ainda, neste tipo de motores, vibrações provocadas pelo movimento de inclinação das bielas. Estas inclinam-se duas vezes durante uma rotação da cambota. Uma primeira vez durante a descida do êmbolo e uma segunda vez durante a sua subida. Assim, este tipo de movimento apresenta uma frequência igual a duas vezes a frequência de rotação da cambota. Por esta razão, os esforços resultantes deste tipo de movimento são designados por esforços de segunda ordem. Estes apresentam forças resultantes com a mesma direcção e o mesmo sentido em todos os cilindros, o que irá causar a vibração do motor.

Os esforços de segunda ordem e as vibrações daí resultantes serão tanto maiores quanto maior for o curso do êmbolo, consequentemente mais pesados serão os êmbolos e as bielas.

3. DEFINIÇÃO DE SISTEMA DE VEIOS DE EQUILÍBRIO CONTRA-ROTATIVOS

Os sistemas de veios de equilíbrio contra-rotativos são sistemas que foram desenvolvidos para anular as vibrações resultantes dos esforços de segunda ordem. Estes esforços apresentam uma resultante, no caso dos motores de quatro cilindros em linha, maioritariamente na direcção vertical. Por esta razão, estes sistemas devem possuir dois veios com

massas excêntricas a eles acopladas e rodarem ao dobro da velocidade de rotação da cambota e em sentidos opostos um em relação ao outro, anulando assim, as forças transversais provocadas pelo seu movimento e as vibrações provocadas pelos esforços de segunda ordem [1].

3.1. CONSTITUIÇÃO

Os sistemas de veios de equilíbrio contra-rotativos são constituídos, geralmente, por dois veios com duas massas excêntricas a eles acoplados e posteriormente montados num “sistema de suporte”, denominado pelos construtores automóveis por cárter do sistema de veios de equilíbrio contra-rotativos [3].

O conjunto formado pelos veios com as massas excêntricas e o sistema de suporte (cárter), pode ser visualizado na Figura 2.

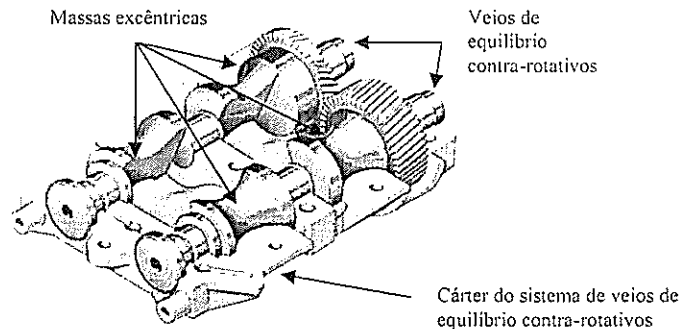


Figura 2: Constituição de um sistema de veios de equilíbrio contra-rotativos.

3.2. LOCALIZAÇÃO NO MOTOR

Como se pode observar na Figura 3, estes sistemas são colocados no cárter do motor, recebendo o movimento da cambota.

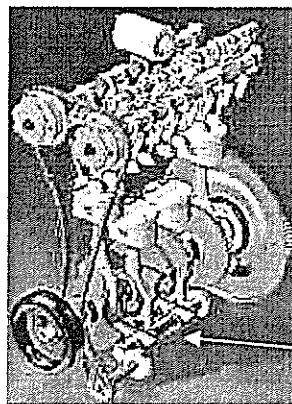


Figura 3: Localização do sistema de veios de equilíbrio contra-rotativos no motor.

4. DEFINIÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DAS CHUMACEIRAS RADIAIS HIDRODINÂMICAS

Uma chumaceira é um componente mecânico que transmite carga entre dois elementos com velocidade relativa entre eles.

Em mecanismos hidrodinâmicos, como é o caso das chumaceiras aqui estudadas, a pressão que suporta a carga exercida pelas superfícies é gerada pelo movimento relativo dessas superfícies [4].

As chumaceiras hidrodinâmicas utilizadas neste tipo de sistemas são as denominadas chumaceiras radiais de largura finita, isto é, em que a relação L/D (relação comprimento – diâmetro da chumaceira) está compreendida entre os valores $1/8$ e 4 ($1/8 < L/D < 4$).

4.1. EQUAÇÃO DE REYNOLDS PARA CHUMACEIRAS RADIAIS HIDRODINÂMICAS DE LARGURA FINITA

A equação fundamental da hidrodinâmica, ou equação de Reynolds, é a equação que descreve o comportamento do filme de fluido lubrificante para filmes delgados viscosos [4].

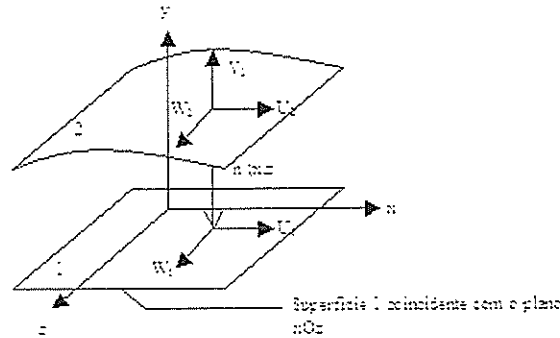


Figura 4: Sistema de eixos considerado.

Considerando o sistema de eixos da Figura 4, em que a superfície 1 representa o veio e a superfície 2 a chumaceira radial, a equação de Reynolds é definida em coordenadas cartesianas por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} [\rho(U_1 + U_2)] + 6h \frac{\partial}{\partial z} [\rho(W_1 + W_2)] + 12\rho V_2 + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (1)$$

sendo: ρ = massa específica [kg/m³];
 μ = viscosidade dinâmica [Pa.s];
 h = espessura do filme lubrificante [m];
 p = pressão exercida pelo filme lubrificante [Pa];
 U_1 = velocidade linear da superfície 1 na direcção x [m/s];
 U_2 = velocidade linear da superfície 2 na direcção x [m/s];
 W_1 = velocidade linear da superfície 1 na direcção z [m/s];
 W_2 = velocidade linear da superfície 2 na direcção z [m/s];
 V_2 = velocidade linear da superfície 2 na direcção y [m/s];

Considerando as seguintes simplificações na equação 1:

- incompressibilidade do fluido: $12h \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$;
- não existência de velocidade de esmagamento ($V=0$): $12\rho V_2 = 0$;
- não existência de velocidade de translação ($W=0$): $6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} = 0$ e $6h \frac{\partial}{\partial z} [\rho(W_1 + W_2)] = 0$;
- velocidade de rotação constante ($U = c^{te}$): $6h \frac{\partial}{\partial x} [\rho(U_1 + U_2)] = 0$;
- chumaceira com velocidade nula ($U_2 = 0$): $6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} = 6\rho U_1 \frac{\partial h}{\partial x}$;

a equação de Reynolds reescreve-se:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U\mu \frac{dh}{dx} \quad (2)$$

Como se pode verificar, esta equação não tem solução analítica. Para proceder ao cálculo dos diversos parâmetros de funcionamento das chumaceiras, é necessário utilizar métodos numéricos, tais como, o método das diferenças finitas, utilizado neste trabalho, ou o método dos elementos finitos.

4.2. PARÂMETROS DE UMA CHUMACEIRA RADIAL

Podemos observar na Figura 5, os parâmetros que caracterizam uma chumaceira radial carregada [4]. Estes são:

- carga aplicada (W);
- ângulo de posicionamento (ϕ);
- excentricidade (e);
- raio da chumaceira (R_c);
- raio do veio (R_v);
- espessura mínima de filme lubrificante (h_0);
- espessura máxima de filme lubrificante (h_{max});
- folga radial (c);
- excentricidade relativa (ϵ).

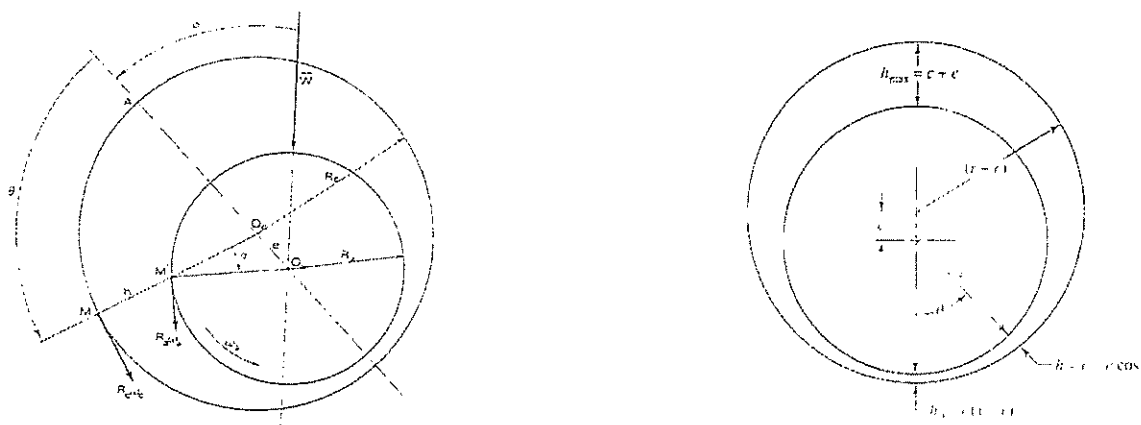


Figura 5 – Parâmetros relevantes das chumaceiras radiais.

Para este tipo de chumaceiras a excentricidade relativa (ϵ), que é definida pela relação $\epsilon = e/c$, está compreendida entre os seguintes limites: $0 < \epsilon < 1$. No entanto, não deve em situação alguma tomar o valor 1, porque se isso acontecer significa que existe contacto entre o veio e a chumaceira.

4.3. MATERIAIS UTILIZADOS EM MANCAIS DE APOIO DE CHUMACEIRAS RADIAIS HIDRODINÂMICAS PARA ESTA APLICAÇÃO

Os materiais utilizados neste tipo de chumaceiras são, em geral metálicos. Devem possuir as seguintes propriedades: capacidade de suporte de carga; resistência ao desgaste; resistência à cavitação; resistência à corrosão; conformabilidade (capacidade da chumaceira em se ajustar ao alojamento); embebilidade (capacidade que o material da chumaceira tem em “absorver” pequenas partículas metálicas que se encontram em suspensão no filme lubrificante) e compatibilidade (os metais da chumaceira devem ter baixíssima solubilidade no estado sólido). A selecção do material depende: da aplicação; do tipo de chumaceira; da velocidade; da carga; do tipo de lubrificação e das condições operativas (temperatura, pressão máxima de contacto) [5].

No fabrico das chumaceiras são genericamente usados, para este tipo de aplicação, os seguintes materiais metálicos: metais brancos (Babbitts); bronzes (ligas de chumbo-estanho); ferro fundido; ligas de alumínio; prata e metais porosos. Estes materiais apresentam como vantagens: condutividade térmica elevada; capacidade elevada de suporte de carga e alta capacidade para suportar velocidades elevadas.

Na tabela seguinte resumem-se as vantagens e desvantagens dos materiais para aplicação nas chumaceiras.

Metal	Vantagens	Desvantagens
Metal Branco (liga de estanho, cobre, antimónio e chumbo) (Babbitts)	<ul style="list-style-type: none"> • aguenta deformações plásticas significantes • excelentes conformabilidade e embebilidade • baixo coeficiente de atrito 	<ul style="list-style-type: none"> • baixa temperatura de fusão • a pressão de compressão tem de ser menor que 7 Mpa • para $T > 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, resistência à compressão é inferior em 50%
Ligas de chumbo-cobre	<ul style="list-style-type: none"> • maior capacidade de carga • maior resistência à fadiga • operam a temperaturas + elevadas 	<ul style="list-style-type: none"> • resistência ao corte inferior à dos metais brancos (Babbitts)
Ferro Fundido	<ul style="list-style-type: none"> • coeficiente de atrito baixo • elevada resistência ao mecânica e ao corte • baixo custo 	<ul style="list-style-type: none"> • dureza elevada
Ligas de alumínio	<ul style="list-style-type: none"> • alta condutividade térmica • alta resistência à compressão • excelente resistência à corrosão 	<ul style="list-style-type: none"> • mais caras que as chumaceiras de aço
Prata	<ul style="list-style-type: none"> • elevada condutividade térmica • excelente resistência à fadiga 	<ul style="list-style-type: none"> • custo elevado
Metal poroso	<ul style="list-style-type: none"> • redução do custo de manutenção 	<ul style="list-style-type: none"> • fabrico mais exigente

Tabela 1: Vantagens e desvantagens dos materiais a utilizar nas chumaceiras

4.4. POSIÇÃO E FORMA DAS RANHURAS DE ALIMENTAÇÃO

As chumaceiras utilizadas para os sistemas de veios de equilíbrio contra-rotativos, apresentam geralmente a geometria representada na Figura 6.

Esta geometria é utilizada porque este tipo de sistemas provoca nas chumaceiras cargas rotativas que variam em direcção e sentido, assim a lubrificação é realizada por uma ranhura circunferencial [6].

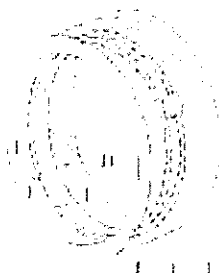


Figura 6: chumaceira com ranhura circunferencial.

No entanto, os construtores de automóveis, geralmente utilizam chumaceiras bipartidas. Desta forma cada uma das metades da chumaceira, tem um furo de alimentação para alimentar a respectiva ranhura circunferencial e assim promover a lubrificação da chumaceira.

4.5. POSSÍVEIS AVARIAS NAS CHUMACEIRAS UTILIZADAS NESTAS APLICAÇÕES

Nas chumaceiras radiais presentes neste tipo de sistemas, as avarias mais prováveis são: desgaste por contacto veio – chumaceira, desgaste de erosão por cavitação, corrosão, fadiga, lubrificação insuficiente e sobreaquecimento [7].

O desgaste por contacto veio – chumaceira caracteriza-se pela existência de uma região brilhante, devido à fusão e redistribuição do material, provocado pelo contacto do veio com a chumaceira. Pode aparecer tanto na região central da chumaceira, como nas regiões laterais. A solução deste tipo de avarias passa pelo estudo da folga e do sistema de lubrificação.

O desgaste de erosão por cavitação, apresenta uma região à superfície da chumaceira em que o material foi removido. Ocorre em sistemas com folgas radiais grandes, com sistemas deficientes de lubrificação e em que existem grandes variações de velocidade.

Quando ocorre corrosão neste tipo de chumaceiras, a superfície da chumaceira apresenta-se escurecida, cavernosa e com marcas de ataque químico. É provocada por ácidos no óleo, temperatura excessiva e mudanças de óleo excessivamente espaçadas.

A fadiga provoca na superfície da chumaceira fendas e crateras com aspecto irregular e áspero, devidas ao arranque de material. Esta ocorre quando a carga na chumaceira é excessiva, ou existe uma concentração de carga numa região da chumaceira devido ao desalinhamento.

A superfície de uma chumaceira resultante de lubrificação insuficiente aparece listada e escura, com estragos maiores no centro. A falta de lubrificação que conduz a este tipo de avaria pode ter origem em: óleo mal seleccionado para a aplicação em causa, sistema de lubrificação projectado com incorrecções, ou a uma deficiente lubrificação.

Quando ocorre sobreaquecimento na chumaceira, a zona sobreaquecida aparece desgastada com os limites escurecidos, primeiramente na região central da chumaceira, onde ocorre a fusão do material. Este tipo de avaria deve-se à falta de lubrificação, à insuficiente dissipação de calor por parte da chumaceira, a altas temperaturas de funcionamento, à quebra do filme de óleo ou à contaminação por partículas .

5. METODOLOGIA DE OPTIMIZAÇÃO

A metodologia [2] seguida para realizar a optimização das chumaceiras contempla as três etapas seguintes:

I. Variação individual dos parâmetros principais da chumaceira

⇒ Variação do c

Para cada c , procede-se ao cálculo da:

- p_{\max} (Pressão máxima);
- h_{\min} (Espessura mínima de filme lubrificante);
- P_d (Potência dissipada);

⇒ Variação do D (Diâmetro da chumaceira)

Para cada D , procede-se ao cálculo da:

- p_{\max} (Pressão máxima);
- h_{\min} (Espessura mínima de filme lubrificante);
- P_d (Potência dissipada);

⇒ Variação do L (Comprimento da chumaceira)

Para cada L , procede-se ao cálculo da:

- p_{\max} (Pressão máxima);
- h_{\min} (Espessura mínima de filme lubrificante);
- P_d (Potência dissipada);

II. Análise e comparação dos diferentes materiais possíveis para este tipo de chumaceiras

III. Escolha da posição e forma das ranhuras de alimentação adequada a este tipo de sistemas e chumaceiras

6. MÉTODO DE CÁLCULO

Como a equação (2) não tem solução analítica, e é necessária a sua resolução para calcular os parâmetros de funcionamento da chumaceira, procedeu-se primeiramente à sua adimensionalização, e posteriormente à sua programação em “*Matlab*”, utilizando o método das diferenças finitas [2].

Para a programação do método das diferenças finitas, foi considerada uma malha de diferenças finitas com 21 nós na direcção circunferencial e 11 nós na direcção axial.

No cálculo dos diferentes parâmetros foram admitidas as seguintes simplificações:

- o veio não apresenta desalinhamento em relação à chumaceira (situação ideal);
- o sistema em que estão inseridas as chumaceiras e os veios (“cárter”) é rígido e não sofre qualquer deformação resultante dos esforços provocados pelo movimento do motor;
- admite-se que a carga aplicada é constante, variando apenas o ponto de aplicação da mesma, como uma aproximação de uma carga dinâmica.

6.1. ADIMENSIONALIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DE REYNOLDS

Considerando as seguintes variáveis adimensionais:

$$h^* = \frac{h}{c} \quad (3) \quad x^* = \frac{x}{R} \quad (4)$$

$$y^* = \frac{y}{L} \quad (5) \quad p^* = \frac{pc^2}{6U\mu R} \quad (6)$$

sendo: h = espessura de filme lubrificante [m];
 x = distância ao longo da direcção circunferencial [m];
 R = raio da chumaceira [m];
 y = distância ao longo da direcção axial [m];
 L = comprimento da chumaceira [m];
 p = pressão [Pa];
 U = velocidade linear de funcionamento [m/s].

E introduzindo, para aumentar a exactidão das soluções numéricas e simplificar os operadores diferenciais da equação de Reynolds, e ainda porque não apresenta valores elevados para as derivadas de ordem superior a 2, o parâmetro de Vogelpohl (M_v) [6], definido por:

$$M_v = p^* h^{*1.5} \quad (7)$$

A equação (2), agora na forma adimensional, escreve-se:

$$\frac{\partial^2 M_v}{\partial x^{*2}} + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial^2 M_v}{\partial y^{*2}} = \left(\frac{0.75 \left[\left(\frac{\partial h^*}{\partial x^*}\right)^2 + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left(\frac{\partial h^*}{\partial y^*}\right)^2 \right]}{h^{*2}} + \frac{1.5 \left[\frac{\partial^2 h^*}{\partial x^{*2}} + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial^2 h^*}{\partial y^{*2}} \right]}{h^*} \right) + \frac{\left(\frac{\partial h^*}{\partial x^*}\right)}{h^{*1.5}} \quad (8)$$

6.2. EXPRESSÕES PARA CALCULAR OS PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO**6.2.1. PRESSÃO MÁXIMA**

$$p = p^* \left(\frac{6RU\eta}{c^2} \right) \quad (9)$$

sendo: p^* = parâmetro de pressão adimensional.

6.2.2. ESPESSURA MÍNIMA DE FILME LUBRIFICANTE

$$h_{\min} = c(1 - \varepsilon) \quad (10)$$

6.2.3. POTÊNCIA DISSIPADA

$$P_d = F \times v \quad (11)$$

sendo: F = força de atrito;
 v = velocidade linear do veio.

7. CASO DE ESTUDO

Para aplicar a metodologia de optimização de chumaceiras atrás descrita, foi seleccionado um sistema de equilíbrio que equipa um motor diesel de 4 cilindros, com cerca de 2200 cm³ de cilindrada. Este motor desenvolve um binário máximo de 315 N.m às 2000 rpm [2].

Considerou-se que as chumaceiras que equipam este sistema de equilíbrio apresentam as seguintes dimensões: $L = 0.024$ m e $D = 0.022$ m, e operam com os seguintes valores de folga radial: c_{\max} (folga radial máxima) = 30e-6 m e c_{\min} (folga radial mínima) = 13e-6 m.

Na tabela 2, apresentam-se os regimes de rotação do motor (N_{motor}) e do sistema de equilíbrio (N_{veio}) considerados, bem como as cargas a que estão sujeitas as chumaceiras do sistema de equilíbrio para cada um dos regimes de rotação. Pretendendo estes regimes de rotação exemplificar os regimes de rotação mais usados numa utilização mista do veículo, isto é, exemplificar: o ralenti (850 rpm), a utilização em cidade (1500 rpm e 2000 rpm) e a utilização em estrada e auto-estrada (3000 rpm, 4000 rpm e 5000 rpm (regime máximo do motor)).

N_{motor} (rpm)	N_{veio} (rpm)	Carga [N]
850	1700	73
1500	3000	311
2000	4000	583
3000	6000	1384
4000	8000	2380
5000	10000	3761

Tabela 2: Carga aplicada nas chumaceiras para diferentes velocidades de rotação

Foram consideradas as seguintes temperaturas de funcionamento do óleo: 20 °C, 80 °C, 100 °C e 135 °C. Pretendendo estas, simbolizar respectivamente, a temperatura ambiente, a temperatura normal de funcionamento, a temperatura de funcionamento com cargas elevadas e a temperatura máxima atingida pelo óleo no cárter em carga máxima durante utilizações prolongadas.

O óleo considerado foi um óleo com graduação 10W40, com as seguintes características: $\rho = 880$ kg/m³, $\nu_{40^\circ\text{C}}$ (viscosidade cinemática a 40° C) = 150e-6 m²/s e $\nu_{100^\circ\text{C}}$ (viscosidade cinemática a 100° C) = 14,2e-6 m²/s.

Considerando o desalinhamento (0,813e-6 m) e a rugosidade do veio (0,398e-6 m), bem como a rugosidade da chumaceira (0,9406e-6 m), verifica-se que, a partir de 2,176e-6 m de espessura mínima de filme lubrificante poderá

ocorrer o contacto veio-chumaceira. Admitiu-se ainda que 15 MPa, é o valor máximo de pressão suportado pelas chumaceiras.

8. RESULTADOS E DISCUSSÃO

8.1. RESULTADOS PARA AS DEFINIÇÕES PROPOSTAS

8.1.1. ESPESSURA MÍNIMA DE FILME LUBRIFICANTE

Pode-se observar na Figura 7 que a situação mais desfavorável acontece quando a chumaceira está a operar com a folga radial mínima e para uma temperatura de 135° C, em que a espessura mínima de filme atinge 2.744e-6m. No entanto, não se verifica contacto veio – chumaceira.

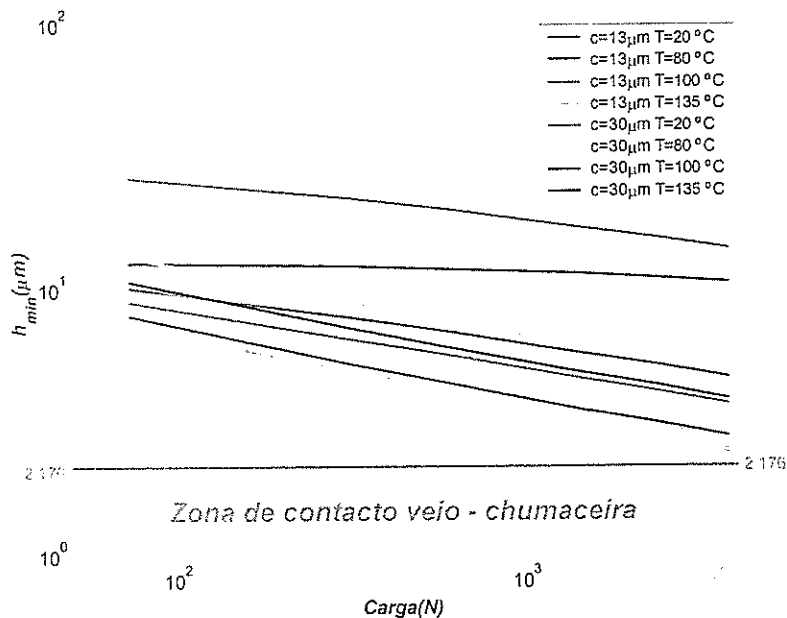


Figura 7: Espessura de filme em função da carga aplicada para as definições propostas.

Como seria de esperar, a situação verificada na Figura 7 seria a mais desfavorável para a espessura mínima de filme lubrificante porque, para além da viscosidade do óleo diminuir bastante com o aumento da temperatura, a folga radial também é pequena para a essa temperatura “permitir” a formação de uma espessura de filme consistente para suportar o veio.

8.1.2. PRESSÃO MÁXIMA

Na Figura 8 observa-se que para a carga máxima (3761 N), qualquer que seja a folga radial e a temperatura a que a chumaceira esteja a operar, a pressão máxima atingida ultrapassa o valor de pressão máximo recomendado para os materiais habitualmente utilizados neste tipo de chumaceiras. Assim, poderá ocorrer fadiga nas chumaceiras, provocando a sua inutilização.

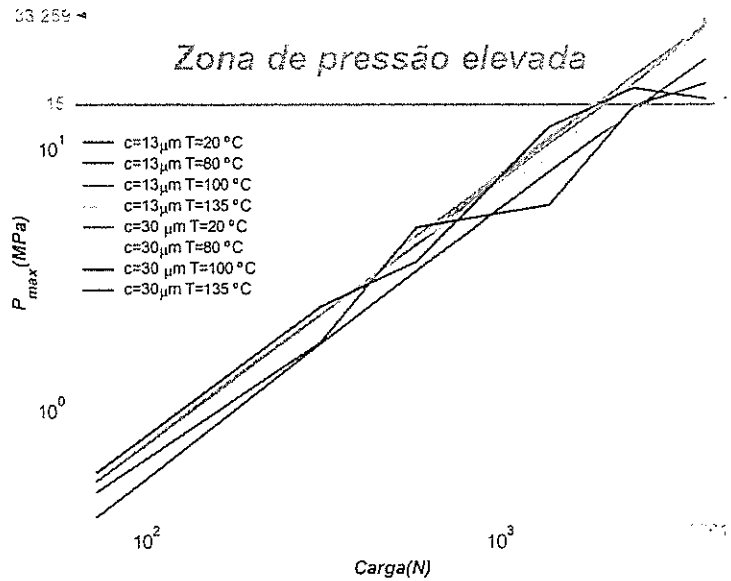


Figura 8: Pressão máxima em função da carga aplicada para as definições propostas.

8.1.3. POTÊNCIA DISSIPADA

Na Figura 9 observa-se que a potência dissipada máxima é de 4103 Watt, esta ocorre para a folga máxima e carga máxima, para uma temperatura de $20\ ^\circ\text{C}$, isto porque a esta temperatura a viscosidade do óleo é elevada, exigindo uma maior potência para o seu movimento, e também porque a folga radial máxima permite uma maior passagem de caudal de óleo pelas faces laterais da chumaceira. Verifica-se, ainda, que com o aumento da temperatura do óleo, a potência dissipada diminui bastante.

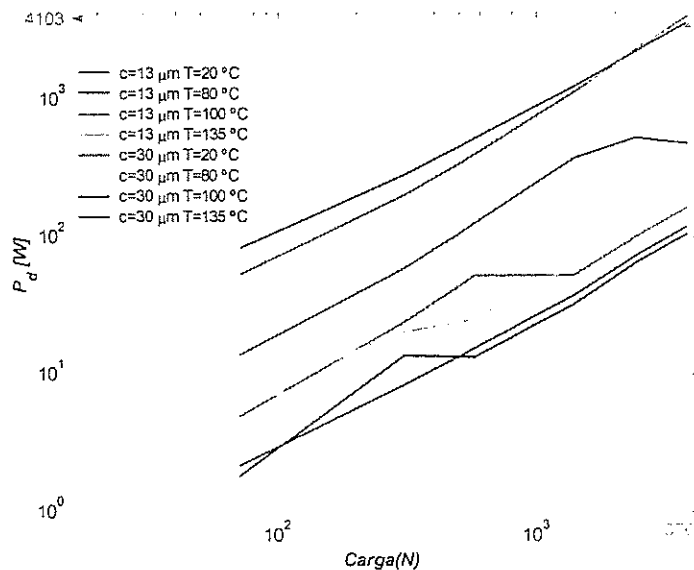


Figura 9: Potência dissipada em função da carga aplicada para as definições propostas.

8.2. RESULTADOS VARIANDO OS PARÂMETROS PRINCIPAIS DAS CHUMACEIRAS

Os valores dos parâmetros principais das chumaceiras considerados para o cálculo de optimização foram as seguintes:

- ⇒ para a folga radial foram considerados os seguintes valores: 30e-6 m, 50e-6 m, 70e-6 m e 89e-6; considerando uma temperatura de 135 °C (situação mais desfavorável), um comprimento de 24e-3 m e um diâmetro de 22e-3 m.
- ⇒ para o comprimento foram considerados os seguintes valores: 22e-3 m, 26e-3 m, 28e-3 m e 30e-3 m; considerando uma temperatura de 135° C (situação mais desfavorável), uma folga radial de 13e-6m e um diâmetro de 22e-3 m.
- ⇒ para o diâmetro foram considerados os seguintes valores: 18e-3 m, 20e-3 m, 24e-3 m e 26e-3 m; considerando uma temperatura de 135° C (situação mais desfavorável), uma folga radial de 13e-6m e um comprimento de 24e-3 m.

8.2.1. ESPESSURA MÍNIMA DE FILME LUBRIFICANTE

Na Figura 10 pode-se observar a variação do valor da espessura mínima de filme para diferentes valores de diâmetro e de carga da chumaceira. O valor mais baixo de espessura mínima de filme ocorre para um diâmetro de 18e-3 m e para a carga máxima na chumaceira (3761 N), e é de 2.49e-6 m. No entanto, não se verificou a existência de valores dentro da zona de contacto veio – chumaceira (2.176e-6 m).

Pela análise dos dados fornecidos pela Figura 10, pode-se verificar que procedendo a aumentos de 2e-3 m no diâmetro da chumaceira, a espessura mínima de filme aumenta cerca de 5%.

A variação do valor da espessura mínima de filme com a variação do comprimento e de carga da chumaceira conduz aos resultados apresentados na Figura 10. Assim, pode-se observar também que para qualquer valor de comprimento da chumaceira a espessura mínima de filme é superior ao valor a partir do qual ocorre o contacto veio – chumaceira. O valor mínimo encontrado é de 2.42e-6 m, para um comprimento de 22e-3 m e para a carga máxima. Verifica-se, também que para aumentos de 2e-3 m no comprimento da chumaceira, a espessura mínima de filme aumenta cerca de 12%.

A variação da espessura mínima de filme com a variação da folga radial e de carga da chumaceira conduz aos resultados apresentados na Figura 10. Da sua observação depreende-se que qualquer valor de folga radial considerado conduz a valores de espessura mínima de filme superiores ao valor que indica a ocorrência de contacto entre o veio e a chumaceira, ocorrendo valor mínimo de 2.74e-6 m para a folga radial de 13e-6 m e à carga máxima. Da análise dos dados fornecidos verifica-se que procedendo a aumentos de 20e-6 m na folga radial da chumaceira, a espessura mínima de filme aumenta cerca de 2%.

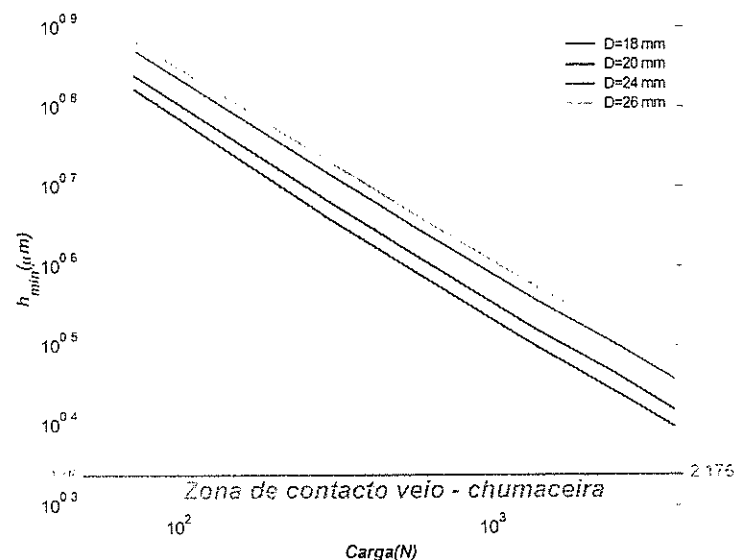


Figura 10: Espessura mínima de filme em função da carga aplicada para diferentes valores de diâmetro da chumaceira.

8.2.2. PRESSÃO MÁXIMA

Na Figura 11 pode-se observar a variação do valor da pressão máxima para diferentes valores de comprimento e de carga da chumaceira. Observa-se que para qualquer comprimento estudado, e para a carga máxima, a pressão é sempre superior ao valor limite de 15 MPa, atingindo um máximo de 33.383 MPa para um comprimento de 22e-3 m.

Pela análise dos dados fornecidos pela figura 11, pode-se verificar que procedendo a aumentos de 4×10^{-3} m no comprimento da chumaceira, a pressão máxima diminui cerca de 7%.

A variação do valor da pressão máxima com a variação do diâmetro e de carga da chumaceira conduz aos resultados representados na Figura 11. Da sua observação constata-se que para todos os diâmetros da chumaceira estudados, e à carga máxima, que a pressão é sempre superior ao valor limite de pressão. Esta tem o valor mínimo de 25.288 MPa, para um diâmetro da chumaceira de 18×10^{-3} m, e à cara máxima. Verifica-se, também que para aumentos de 2×10^{-3} m no diâmetro da chumaceira, a pressão máxima aumenta cerca de 5%

A variação da pressão máxima com a variação da folga radial e de carga da chumaceira conduz aos resultados representados na Figura 11. Da sua observação depreende-se que apenas para uma folga radial de 30×10^{-6} m, o valor da pressão é superior ao valor limite, sendo de 17.950 MPa, à carga máxima. Os restantes valores de folga radial estudados conduzem a valores de pressão máxima inferiores ao valor limite de 15 MPa. Da análise dos dados fornecidos verifica-se que procedendo a aumentos de 20×10^{-6} m na folga radial da chumaceira, a pressão máxima diminui cerca de 28%.

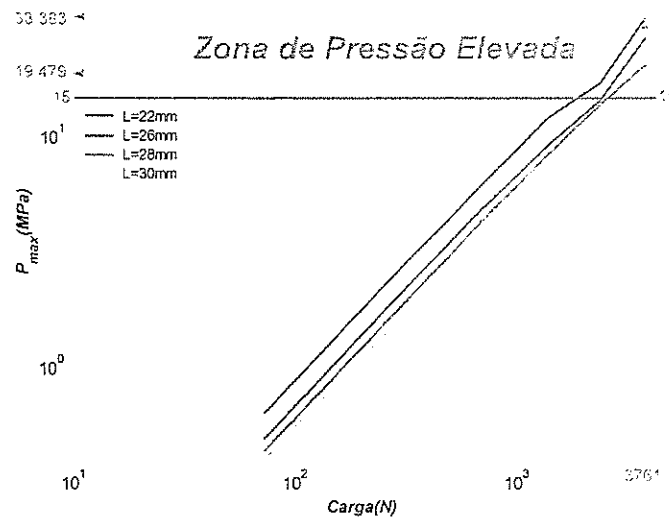


Figura 11: Pressão máxima em função da carga para diferentes valores de comprimento da chumaceira.

8.2.3. POTÊNCIA DISSIPADA

Na Figura 12 pode-se observar a variação do valor da potência dissipada para diferentes valores de folga radial e de carga aplicada. O valor máximo de potência dissipada ocorre para uma folga radial de 30×10^{-6} m e para a carga máxima na chumaceira, sendo esse de 120.137 W.

Pela análise dos dados fornecidos pela Figura 12, pode-se verificar que procedendo a aumentos de 20×10^{-6} m na folga radial, a potência dissipada diminui cerca de 17%.

A variação do valor da potência dissipada com a variação do diâmetro e de carga da chumaceira conduz aos resultados apresentados na Figura 12. Da sua observação constata-se que o valor máximo da potência dissipada é de 311.263 W e ocorre para um diâmetro de 26×10^{-3} m e para a carga máxima. Verifica-se, também que para aumentos de 2×10^{-3} m no diâmetro da chumaceira, a potência dissipada aumenta cerca de 25%

A variação da potência dissipada com a variação do comprimento e de carga da chumaceira conduz aos resultados representados na Figura 12. Da sua observação constata-se que para um comprimento de chumaceira de 30×10^{-3} m e para a carga máxima, a potência dissipada é de 214.515 W. Da análise dos dados fornecidos verifica-se que procedendo a aumentos de 2×10^{-3} m no comprimento da chumaceira, a potência dissipada aumenta cerca de 5%.

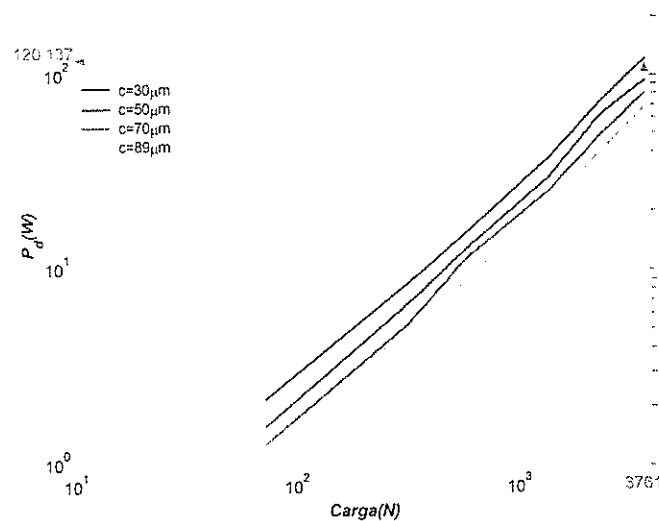


Figura 12: Potência dissipada em função da carga para diferentes valores de folga radial

9. CONCLUSÕES

Este trabalho permite concluir que a utilização deste método de optimização para chumaceiras radiais fornece ao utilizador a possibilidade de solucionar possíveis avarias com que este se depare, ou simplesmente efectuar um estudo de sensibilidade da influência dos parâmetros principais da chumaceira no seu funcionamento, de uma forma expedita e relativamente simples.

Através deste trabalho pode-se concluir que para as chumaceiras deste tipo de sistema, aumentando a folga radial, aumenta-se a espessura mínima de filme, diminui-se a pressão máxima e diminui-se a potência dissipada. Aumentando o comprimento da chumaceira, aumenta-se a espessura mínima de filme, diminui-se a pressão máxima e aumenta-se a potência dissipada. Aumentando o diâmetro da chumaceira, aumenta-se a espessura mínima de filme, a potência dissipada e a pressão máxima. Conclui-se, também que a variação da folga radial influencia mais a pressão máxima e a potência dissipada que a espessura mínima de filme, que a variação de comprimento da chumaceira, influencia mais a espessura mínima de filme, que a pressão máxima e a potência dissipada e que a variação do diâmetro da chumaceira influencia mais a potência dissipada que a espessura mínima de filme e a pressão máxima.

Os materiais mais utilizados e com a melhor relação preço/características de funcionamento são os designados metais brancos (Babbitts), que são ligas de estanho, cobre, antimónio e chumbo. Estes metais têm o inconveniente de não serem muito “amigos do ambiente”, por causa do chumbo. As ligas de prata seriam uma excelente opção, no entanto são extremamente caras para uma aplicação deste tipo.

Quanto à posição e forma das ranhuras de alimentação, devem ser circunferenciais, tendo em conta que estamos na presença de cargas dinâmicas e de grandeza variável.

Para completar o estudo efectuado e para aproximar ainda mais os resultados dos obtidos na prática, seria necessário completar os programas realizados com a introdução de um parâmetro que relacione o desalinhamento do veio relativamente ao eixo da chumaceira, considerar as deformações sofridas pelo “cárter” do sistema de veios de equilíbrio, verificar analiticamente qual a influência da posição e forma das ranhuras de alimentação do lubrificante da chumaceira e verificar se existem materiais diferentes que podem aguentar este tipo de solicitação com melhores resultados que os existentes.

REFERÊNCIAS

- [1] Mark Wan. *Engine Smoothness*. [Online]. Disponível: http://autozine.kyul.net/technical_school/engines/smooth2.htm [2004, Maio]
- [2] Morais, L. (2003) Optimização de chumaceiras de alta velocidade para sistemas de equilíbrio de motores diesel. Projecto de fim de curso, Faculdade de Engenharia. Universidade do Porto.

- [3] Julian Marsh. *Citroën C5 – Technical information 3 – Diesel engine*. [Online]. Disponível: www.citroen.mb.ca/citroenet/html/c/c5.html [2004, Maio]
- [4] Ferreira, L.A. (2000) *Tribologia – Notas de curso: Lubrificação e Lubrificantes*. 2^a Edição. Publindústria – Edições Técnicas, Porto. pp 103 – 150.
- [5] Avraham, H. (2003) *Bearing Design in machinery: Engineering Tribology and Lubrication*. Marcel Dekker inc. New York. pp 275 – 307.
- [6] Gwidon, W.S. and Andrew, W.B. (2001) *Engineering Tribology*. 2nd Edition. Butterworth – Heinemann. Woburn. Pp 101 – 216 e 669 – 722.
- [7] *Bearing Damage*. [Online]. Disponível: www.gvbearings.com/europe/support-damage: [2004 Maio]

