

# ESTUDO DO COMPORTAMENTO TERMOHIDRODINÂMICO DE CHUMACEIRAS RADIAIS

L. Costa<sup>\*</sup> - Dep. de Eng<sup>a</sup> Mecânica, Univ. do Minho  
J. C. P. Claro - Dep. de Eng<sup>a</sup> Mecânica, Univ. do Minho  
A. S. Miranda - Dep. de Eng<sup>a</sup> Mecânica, Univ. do Minho  
M. Fillon - Lab. de Mec. des Solides, UMR CNRS, Univ. de Poitiers, France

## RESUMO

O cálculo de chumaceiras hidrodinâmicas é, em geral, feito a partir de resultados de análises teóricas de desempenho baseadas num modelo isotérmico. Na realidade, a temperatura do óleo no interior da chumaceira varia, variando, por isso, a sua viscosidade, a qual afecta a capacidade de carga da chumaceira.

Em chumaceiras radiais hidrodinâmicas funcionando em regime estacionário, o óleo é, frequentemente, fornecido à chumaceira através de sulcos de alimentação axiais. As condições de fornecimento do óleo (pressão e temperatura de alimentação, dimensões e posição do sulco de alimentação) influenciam o caudal, afectando fortemente a temperatura do óleo no interior da chumaceira.

Na presente comunicação é apresentada uma análise teórica do comportamento termohidrodinâmico de chumaceiras radiais dotadas de um sulco de alimentação axial. O modelo numérico desenvolvido para o efeito baseia-se no algoritmo de cavitação de Elrod e permite obter uma solução para a distribuição de pressões hidrodinâmicas na chumaceira. Esta solução é obtida em simultaneidade com a distribuição de temperaturas no fluido, no veio e no casquilho. O procedimento computacional permite simular convenientemente a cavitação, a regeneração e a transferência de calor na chumaceira.

As previsões teóricas obtidas são comparadas com resultados experimentais disponíveis na literatura. É discutida a influência de alguns parâmetros de alimentação nas características de desempenho da chumaceira, nomeadamente no caudal e na temperatura máxima.

## NOMENCLATURA

a	comprimento do sulco
b	comprimento do casquilho
$B_r$	número de Brinckman
$C_d$	folga diametral
$C_p$	calor específico do óleo, a pressão constante
d	diâmetro nominal da chumaceira
$D_{ex}$	diâmetro exterior do casquilho
e	excentricidade
g	índice de cavitação
h	espessura da película de óleo
$H_o$	coeficiente de transmissão de calor na face exterior do casquilho
$H_s$	coeficiente de transmissão de calor na face do sulco de alimentação
$K_c$	condutibilidade térmica do casquilho
$K_o$	condutibilidade térmica do óleo

<sup>\*</sup> Estudante de Doutoramento, bolseiro da Fundação para a Ciência e Tecnologia – Programa PRAXIS XXI

$P_e$	número de Peclet
$P$	pressão
$P_{al}$	pressão de alimentação
$Q$	caudal
$r$	coordenada na direcção radial
$T$	temperatura
$T_{al}$	temperatura de alimentação
$u_x, u_y, u_z$	componentes da velocidade de um ponto da película
$U$	velocidade do periférica do veio
$X; Y; Z$	coordenadas cartesianas
$W$	capacidade de carga da chumaceira
$w$	extensão do sulco de alimentação, na direcção circunferencial
$\alpha$	coordenada circunferencial, ângulo medido a partir do centro do sulco
$\beta$	módulo de compressibilidade do óleo
$\beta_o$	coeficiente de termoviscosidade
$\epsilon$	excentricidade relativa
$\phi$	ângulo de atitude
$\phi_o$	ângulo medido a partir da posição de folga máxima
$\theta$	variável de Elrod
$\mu_{al}$	viscosidade dinâmica do óleo à temperatura de alimentação
$\mu$	viscosidade dinâmica do óleo
$\rho$	densidade do óleo
$\omega$	velocidade angular do veio

### ADIMENSIONALIZAÇÃO DE PARÂMETROS

$$\begin{array}{llll}
 X = \frac{d}{2} \alpha & r = \frac{d}{2} \bar{r} & u_x = \frac{d}{2} \omega \bar{u}_x & \beta = \mu_{al} \omega \left( \frac{d}{C_d} \right)^2 \bar{\beta} \\
 Z = b \bar{Z} & T = T_{al} \bar{T} & u_y = \frac{C_d}{2} \omega \bar{u}_y & Q = b \omega \frac{d}{2} \frac{C_d}{2} \bar{Q} \\
 Y = h \bar{Y} & P = \mu_{al} \omega \left( \frac{d}{C_d} \right)^2 \bar{P} & u_z = \frac{d}{2} \omega \bar{u}_z & P_e = \frac{\rho C_p \omega}{K_o} \left( \frac{C_d}{2} \right)^2 \\
 h = \frac{C_d}{2} \bar{h} & \mu = \mu_{al} \bar{\mu} & \epsilon = 2 \frac{e}{C_d} & B_r = \frac{\mu_{al} \omega^2}{T_{al} K_o} \left( \frac{d}{2} \right)^2
 \end{array}$$

## INTRODUÇÃO

A chumaceira radial hidrodinâmica, dada a sua simplicidade construtiva, fiabilidade e eficiência, é considerada como insubstituível para o apoio de veios nas mais variadas aplicações, nomeadamente para cargas e velocidades elevadas.

Nas situações em que a chumaceira opera com alta rotação e cargas consideráveis, a energia dissipada por efeito viscoso é significativa e provoca um aumento de temperatura que se traduz na diminuição da viscosidade do óleo, afectando, por isso, a capacidade de carga da chumaceira. Um excessivo aquecimento pode originar amolecimento localizado na face interior do casquilho e oxidação do óleo, ocorrências essas que contribuem para a deterioração do desempenho da chumaceira. Para tais condições operacionais, é importante conhecer a temperatura máxima do óleo. Todavia, quer o método (isotérmico) da viscosidade efectiva normalmente utilizado em projecto [1], quer a aproximação adiabática [2] segundo a qual só se considera a variação da temperatura na direcção circunferencial, não constituem aproximações credíveis para uma precisa avaliação da distribuição da temperatura no interior da chumaceira. O procedimento mais adequado consiste em determinar para cada ponto da película lubrificante, em simultâneo, a pressão e a temperatura contemplando a troca de calor entre o óleo, o casquilho, o veio, e o meio envolvente. Por outro lado, o facto do desempenho da chumaceira hidrodinâmica depender fortemente da extensão da película lubrificante, torna necessário a adopção de um modelo que permita localizar com precisão adequada as fronteiras de ruptura e da regeneração da película [3; 4].

A modelização do desempenho termohidrodinâmico de chumaceiras radiais, tem merecido progressivamente maior atenção [5; 6], devido ao reconhecimento de que os modelos podem proporcionar informação relevante, quer a nível do projecto quer a nível do diagnóstico das condições de funcionamento de diferentes equipamentos. Em geral, os modelos teóricos disponíveis para o estudo do comportamento térmico de chumaceiras não contemplam as condições de alimentação e utilizam condições de fronteira associadas ao campo de temperaturas que são questionáveis [7-10]. Outros, apesar de contemplarem algumas das condições de alimentação, revelaram uma baixa eficiência computacional ou uma baixa precisão das previsões teóricas [11;12]. Por outro lado, os resultados experimentais relativos ao estudo da influência das condições de alimentação no comportamento térmico das chumaceiras, são escassos e não cobrem as geometrias mais comuns [13].

No presente trabalho são apresentados a formulação de um modelo termohidrodinâmico e o correspondente procedimento computacional, desenvolvidos com a finalidade de contribuir para melhoria da caracterização do comportamento térmico da chumaceira radial hidrodinâmica com um sulco de alimentação posicionado na linha de acção da carga. Será analisada a influência da pressão, da temperatura de alimentação e do comprimento do sulco, no caudal e na temperatura máxima da face interna da chumaceira.

## ANÁLISE TEÓRICA

Equações fundamentais<sup>1</sup>. A formulação que se segue foi desenvolvida considerando que o óleo é um fluido newtoniano, a viscosidade do óleo é a única propriedade física que varia com a temperatura e o escoamento é laminar.

Os principais parâmetros geométricos da chumaceira são indicados na figura 1.

A variação da espessura da película de óleo obedece à seguinte expressão:

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon \cos \phi_0 \quad (1)$$

<sup>1</sup> As equações são escritas na forma adimensional. As variáveis adimensionais apresentam um traço no topo.

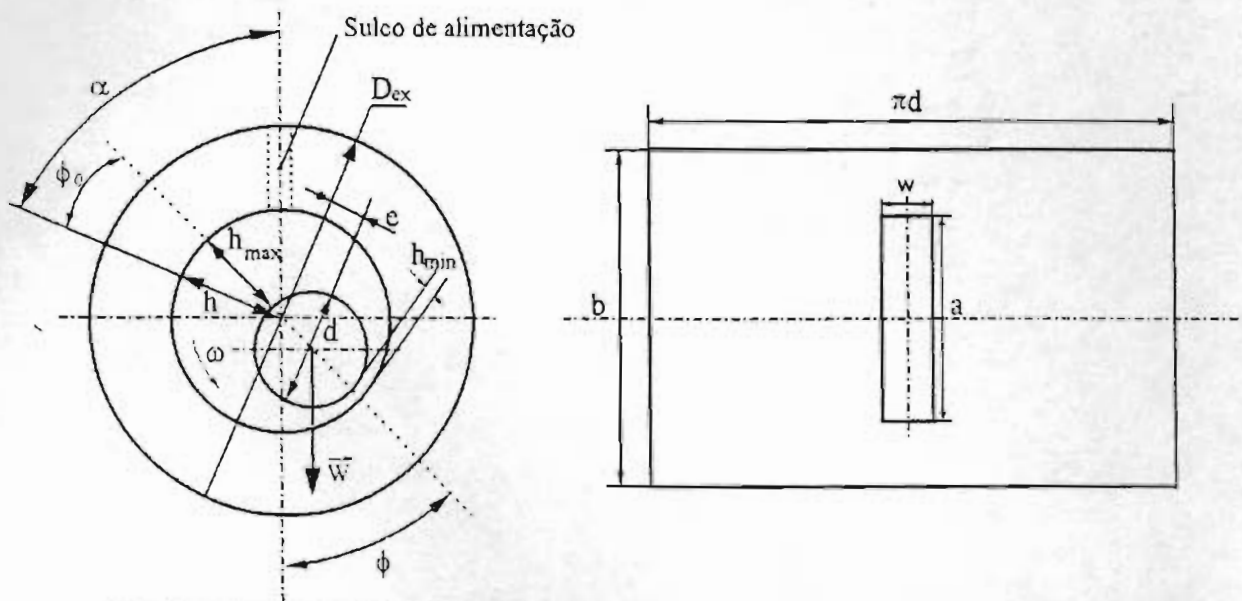


Fig. 1: Esquema da chumaceira radial hidrodinâmica (a) e chumaceira planificada (b)

A geração de pressões hidrodinâmicas é governada pela equação de Reynolds generalizada [14]. Usualmente, para facilitar a resolução numérica desta equação, são ignorados o valor real da pressão de alimentação e as dimensões do sulco de alimentação, e admite-se que a regeneração da película ocorre na posição da folga máxima em toda a extensão axial da chumaceira. Este procedimento, constitui uma violação do princípio da continuidade do escoamento e pode, em determinados casos, conduzir a previsões das características de desempenho substancialmente afastadas dos valores reais.

Mediante a utilização do algoritmo de Elrod [15], é possível obter com facilidade a distribuição de pressões na chumaceira, respeitando o princípio da continuidade do escoamento em toda a extensão da chumaceira. Para o efeito, são definidos:

- i) A variável  $\theta$  que, na região de película contínua, corresponde à razão entre a densidade local do óleo e a sua densidade à pressão de cativação; na região de película cavitada, corresponde à fracção do comprimento do casquilho ocupada por película contínua;
- ii) O índice de cavitação,  $g$ , associado ao valor de  $\theta$ , sendo,  $g=0$  quando  $\theta < 1$  (zona cavitada) e  $g=1$  quando  $\theta \geq 1$  (zona de película contínua).

O algoritmo de Elrod originariamente proposto para escoamento isoviscoso, foi modificado de forma a contemplar a variação da viscosidade com a temperatura. A introdução de  $g(\theta)$  na equação de Reynolds generalizada, permitiu estabelecer as expressões das componentes mássicas de Couette e de Poiseuille, na face  $SW$  de um volume de controlo com espessura unitária representado na figura 2, assim definidas:

$$\bar{m}_\alpha \Big|_{Cou}^{SW} = \left[ \theta_{ij-1} \bar{h}_{j-1} (1 - g_{ij-1}) \bar{F}_{3j-1} + g_{ij-1} \bar{h}_{j-1} \bar{F}_{3j-1} + \frac{g_{ij} g_{ij-1}}{2} (\bar{h}_j \bar{F}_{3j} - \bar{h}_{j-1} \bar{F}_{3j-1}) \right] \quad (2)$$

$$\overline{m}_\alpha \Big|_{\text{Poi}}^{SW} = \overline{\beta} \cdot \left( \frac{\overline{h}_{j-1} + \overline{h}_j}{2} \right)^3 \cdot \overline{F}_{2,j} \left[ \frac{g_{ij-1}(\theta_{ij-1} - 1) - g_{ij}(\theta_{ij} - 1)}{\Delta\alpha_0} \right] \quad (3)$$

onde

$$\overline{F}_2 = \int_0^1 \frac{\overline{Y}}{\mu} \left( \overline{Y} - \frac{\int_0^1 \overline{Y} d\overline{Y}}{\int_0^1 d\overline{Y}} \right) d\overline{Y} \quad \overline{F}_3 = 1 - \frac{\int_0^1 \overline{Y} d\overline{Y}}{h \int_0^1 \frac{d\overline{Y}}{\mu}}$$

O caudal mássico total ( $mt_{sw}$ ) na face Sw, é igual ao somatório das componentes mássicas de Couette e de Poiseuille. Expressões similares podem ser obtidas para as outras faces ( $S_N$ ,  $S_S$  e  $S_E$ ) do volume de controlo.

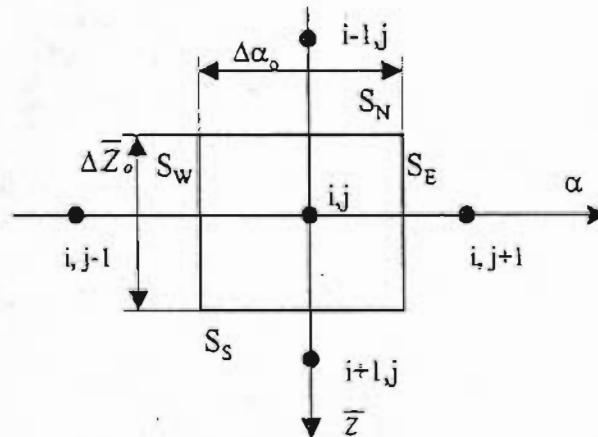


Fig. 2: Célula base do volume de controlo

A aplicação do princípio da continuidade do escoamento no volume de controlo considerado permite escrever:

$$\left( \overline{mt}_{SW} - \overline{mt}_{SE} \right) \cdot \Delta Z_0 + \left( \overline{mt}_{SN} - \overline{mt}_{SS} \right) \cdot \left( \frac{d}{2.b} \right) \Delta\alpha_0 = 0 \quad (4)$$

A partir da expressão (4) são calculados os distintos valores de  $\theta_{ij}$ , sendo os correspondentes valores de pressão hidrodinâmica determinados de acordo com a seguinte expressão:

$$\overline{P}_{ij} = \begin{cases} \overline{\beta} \cdot (\theta_{ij} - 1) & \text{se } \theta_{ij} \geq 1 \\ 0 & \text{se } \theta_{ij} < 1 \end{cases} \quad (5)$$

O campo de velocidades no óleo ( $u_x; u_y; u_z$ ) é obtido a partir dos gradientes de pressão [5;16].

A relação viscosidade - temperatura utilizada no presente estudo é a seguinte [16]:

$$\bar{\mu} = e^{-\beta_0 \cdot T_{at}(\bar{T}-1)} \quad (6)$$

A distribuição de temperaturas no óleo rege-se pela equação da energia que aplicada ao plano central da chumaceira, e desprezando o gradiente de temperatura na direcção axial [17], se escreve da seguinte forma:

$$P_e \cdot \left( \bar{u}_x \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial \alpha} + \left( \frac{\bar{u}_y}{h} - \frac{\bar{Y}}{h} \frac{dh}{d\alpha} \right) \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial Y} \right) = \frac{1}{h^2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial Y^2} + B_r \cdot \frac{\bar{\mu}}{h^2} \cdot \left( \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial Y} \right)^2 \quad (7)$$

Na zona cavitada, o valor de  $\theta_{ij}$  é utilizado para a determinação de propriedades térmicas equivalentes para a mistura de óleo e ar [16]. Por sua vez, a distribuição de temperaturas no plano central do casquilho rege-se pela equação de Laplace, ou seja:

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} + \frac{1}{\partial r^2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \alpha^2} = 0 \quad (8)$$

Condições de Fronteira. Nos bordos laterais da chumaceira a pressão é igual à pressão atmosférica. Em toda a extensão do sulco, o valor da pressão corresponde ao da pressão de alimentação. Nas interfaces, designadamente na face interior e na face exterior do casquilho, as condições de fronteira relativas à temperatura foram estabelecidas de forma a assegurar a continuidade do fluxo de calor na direcção radial.

A temperatura do veio é calculada pressupondo que não há variação da temperatura na direcção circunferencial [17], e que é nulo o fluxo total de calor trocado entre o veio e o fluido. O valor da temperatura de entrada é obtido a partir de um balanço de energia no sulco de alimentação. Esse procedimento contempla a reversão do escoamento que ocorre normalmente quando existem gradientes de pressão positivos nos limites do sulco.

Procedimento Computacional. As equações (4, 7 e 8) são escritas na forma de diferenças finitas e as características de funcionamento da chumaceira são obtidas através do cálculo da distribuição de pressões hidrodinâmicas, que se efectua em simultâneo com a resolução da equação da energia no fluido e da equação de Laplace. A distribuição de pressões é obtida a partir dos valores de  $\theta_{ij}$  (5) calculados com o algoritmo de Elrod (4).

O método de Gauss-Seidel com sobre-relaxação, é utilizado no algoritmo de Elrod modificado e na solução da equação de Laplace. A solução da equação de energia é processada de forma semi-implícita, sendo utilizado um procedimento de Richtmyer [18] para permitir a eliminação de instabilidade numérica nos casos em que existe reversão do escoamento. A estrutura sequencial do procedimento computacional é apresentada na figura 3.

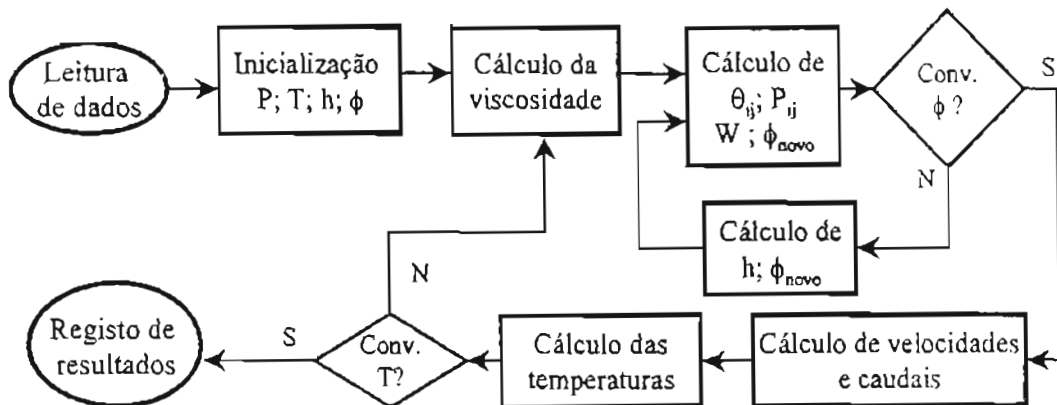


Fig. 3: Fluxograma de procedimentos

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

Validação de Resultados da Análise Teórica. Para a validação do programa desenvolvido, procedeu-se a simulação teórica com as condições operativas especificadas na tabela 1, que correspondem ao trabalho experimental de Ferron [19], efectuado com uma chumaceira com um sulco posicionado na linha de acção da carga.

Tabela 1: Características da chumaceira [19].

Parâmetro	Especificação	Parâmetro	Especificação
$d$	$10^{-1}$ m	$T_{al}$	40 °C
$C/d$	$2.5 \cdot 10^{-3}$	$T_{em}$	40 °C
$b/d$	0.8	$P_{al}$	70 kPa
$a/b$	0.875	$\mu(40^\circ\text{C})$	$2.7 \cdot 10^{-2}$ Pa.s
$w/d$	0.158	$\mu(50^\circ\text{C})$	$1.9 \cdot 10^{-2}$ Pa.s
$D_{ex}$	$2 \cdot 10^{-1}$ m	$\mu(100^\circ\text{C})$	$3.6 \cdot 10^{-3}$ Pa.s
$Kc$	51 W/m °K	$C_p$	2000 J/Kg °K
$Ho$	80 W/m <sup>2</sup> °K	$\beta_0$	$3.4 \cdot 10^{-20}$ K <sup>-1</sup>
$Hs$	110 W/m <sup>2</sup> °K	$\rho$	860 Kg/m <sup>3</sup>
$\omega$	209.4 rad.s <sup>-1</sup>	$K_0$	0.14 W/m °K

A figura 4-a) mostra a variação da temperatura máxima na face interna do casquilho com a excentricidade. Os resultados teóricos apresentam a mesma tendência de variação que os resultados experimentais, sendo a maior discrepância observada de 2,7 °C, para  $\varepsilon=0,7$ . Estas discrepâncias podem ser atribuídas ao facto de o modelo teórico não contemplar a troca de calor entre o veio e o meio envolvente [20]. Quanto ao caudal de lubrificante (fig. 4-b), verifica-se muito boa correlação entre as previsões teóricas e os resultados experimentais.

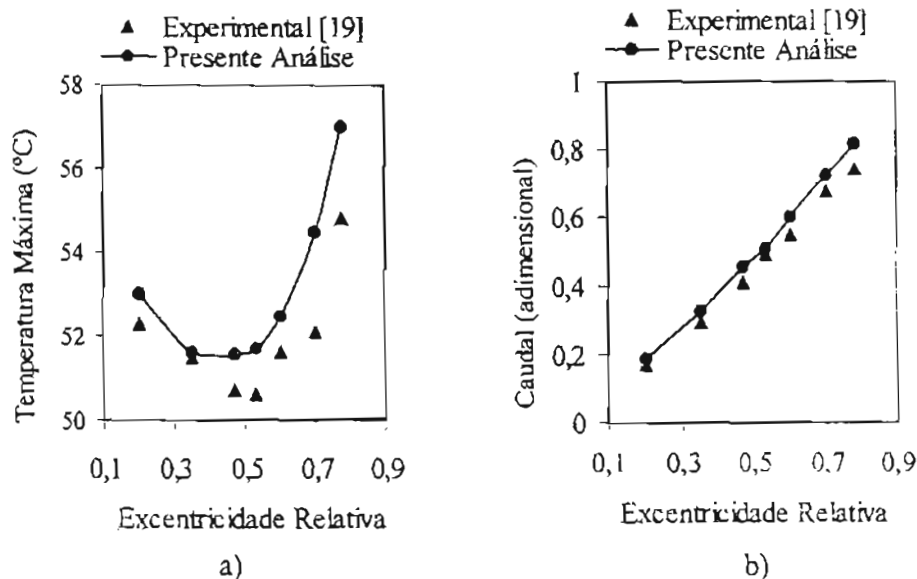


Fig. 4: Temperatura máxima na face interna do casquilho (a) e caudal adimensional (b), em função da excentricidade relativa. Comparação de previsões teóricas com resultados experimentais.

Resultados Teóricos. Com o modelo teórico desenvolvido foi realizado o estudo da influência da pressão de alimentação, da temperatura de alimentação e do comprimento do sulco, nas previsões teóricas da temperatura máxima e do caudal de óleo na chumaceira. As características geométricas, as propriedades físicas e as condições de funcionamento usadas, são as especificadas na tabela 1.

A influência do aumento da pressão de alimentação de 70 kPa para 210 kPa, é apresentada na figura 5. O efeito da pressão de alimentação sobre a temperatura máxima e sobre o caudal de óleo na chumaceira tende a evidenciar-se com o aumento da carga. Pode observar-se que com o triplicar do valor da pressão de alimentação ocorre um decréscimo moderado da temperatura máxima (que varia entre 0,4 °C e 2,3 °C) e um acréscimo acentuado do caudal (que varia entre 20% e 35%). A redução da temperatura máxima deriva do efeito refrigerante produzido pela injeção de uma maior quantidade de óleo "novo", que corresponde ao aumento do caudal expelido através dos bordos da chumaceira. Este aumento do caudal origina a remoção de uma maior quantidade de energia para o exterior, sendo este efeito refrigerante, no entanto, contrariado pelo aumento da potência dissipada no fluido.

O aumento da temperatura de alimentação de 40 °C para 50 °C originou acréscimos médios de 5°C na temperatura máxima e de 30% no caudal de óleo, conforme representado na figura 6. O aumento da temperatura de alimentação conduz a um aumento do caudal de óleo na chumaceira e à diminuição da dissipação viscosa, devido ao abaixamento da viscosidade do lubrificante. Não obstante, devido à redução do efeito refrigerante do óleo "novo" que entra na chumaceira, a temperatura máxima de funcionamento aumenta.



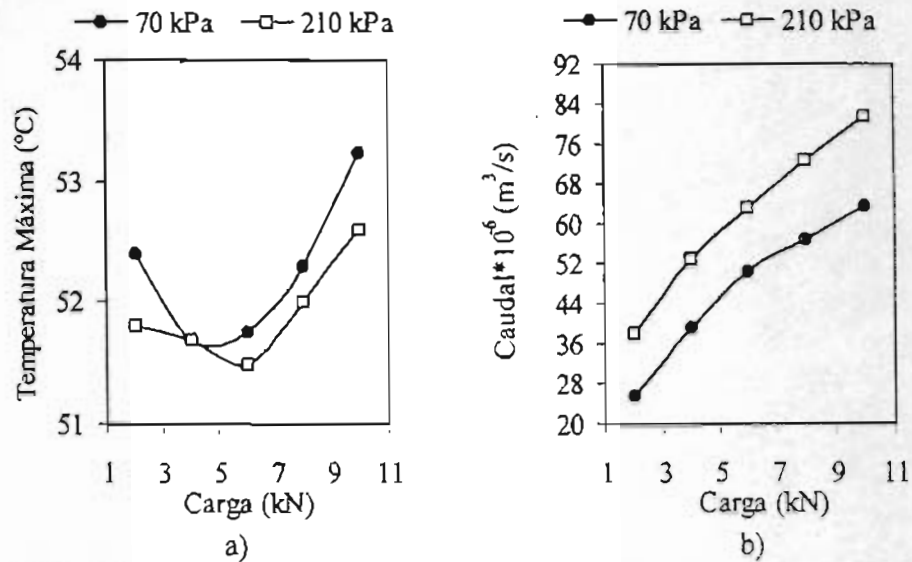


Fig. 5: Efeito da pressão de alimentação sobre a temperatura máxima (a) e sobre o caudal de óleo na chumaceira (b).  $T_{al} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $a/b = 0,875$

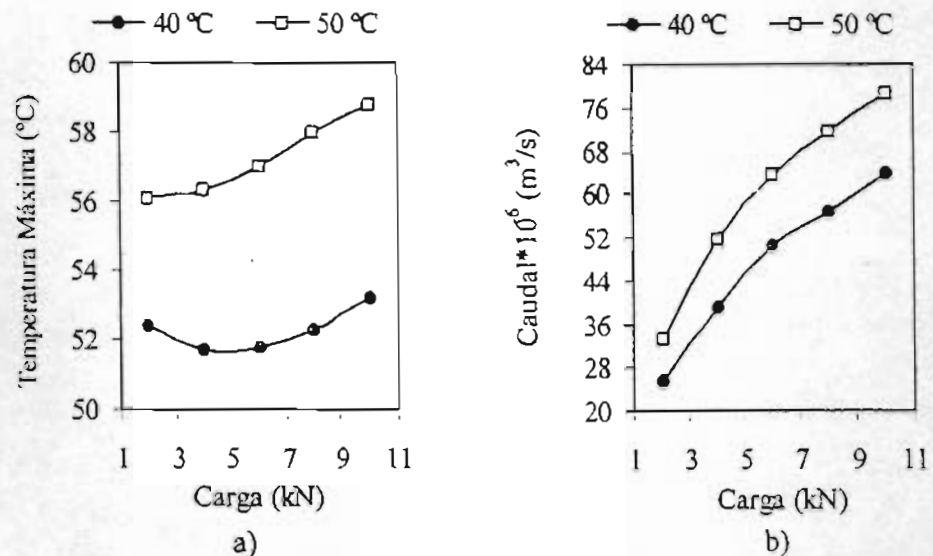


Fig. 6: Efeito da temperatura de alimentação sobre a temperatura máxima (a) e sobre o caudal de óleo na chumaceira (b).  $P_{al} = 70\text{ kPa}$ ;  $a/b = 0,875$

A figura 7 mostra o efeito da alteração do comprimento do sulco de alimentação sobre a temperatura máxima (fig. 7a) e sobre o caudal de óleo na chumaceira (fig. 7b). Como expectável, a redução do comprimento do sulco tem como consequência a redução do caudal fornecido à chumaceira que, por sua vez, provoca o aumento da temperatura máxima da chumaceira. A redução do caudal é mais significativa ( 32 %) para a carga máxima testada, mas o correspondente incremento da temperatura máxima é apenas de 2,5 °C.

Em todos os casos (figuras 5, 6, e 7) se verifica existir um valor de excentricidade ( $\epsilon$ ) para o qual a temperatura máxima tem o valor mínimo. Este valor de ( $\epsilon$ ) é o que corresponde,

em cada caso, à conjugação mais favorável de caudal total e correspondente temperatura associada, potência dissipada e quantidade de energia transportada pelo óleo recirculado.

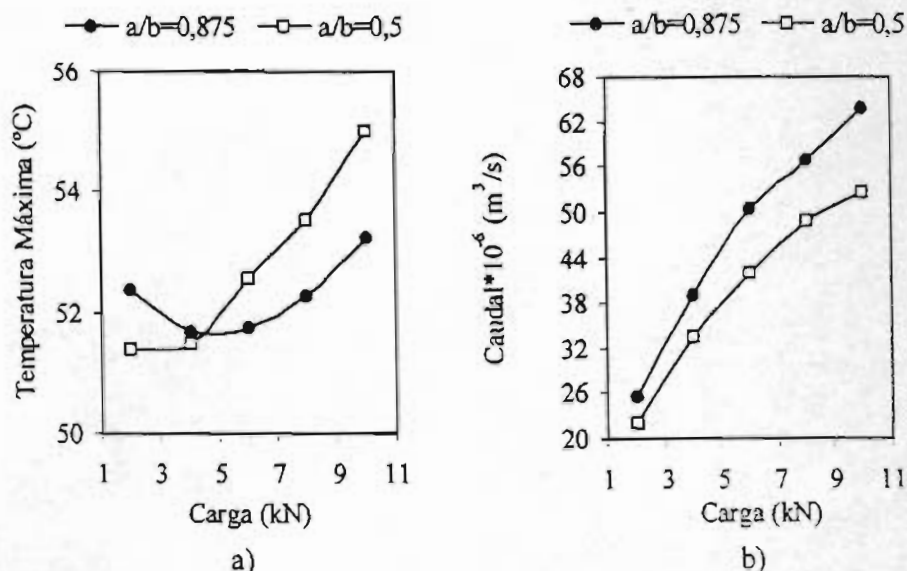


Fig. 7: Efeito da redução do comprimento do sulco de alimentação sobre a temperatura máxima (a) e sobre o caudal de óleo na chumaceira (b).  $P_{al}=70$  kPa;  $T_{al}=40$  °C

### CONCLUSÕES

No presente trabalho é apresentado o modelo teórico desenvolvido para a previsão das características de desempenho de chumaceiras radiais hidrodinâmicas funcionando em regime estacionário. O procedimento utilizado contempla variação da viscosidade do óleo com a temperatura, transferência de calor no fluido, no veio e no casquilho, e aceita a introdução de parâmetros de alimentação.

Resultados obtidos para uma chumaceira com sulco de alimentação na linha de carga, serviram de base ao estudo da influência das condições de alimentação de óleo nas características de desempenho da chumaceira, nomeadamente na temperatura máxima e no caudal.

Do estudo realizado pôde concluir-se:

- (i) A temperatura máxima de funcionamento aumenta com o aumento da temperatura do óleo de alimentação, e com a diminuição da pressão de alimentação e do comprimento do sulco de alimentação. Aquele aumento é mais significativo para cargas elevadas;
- (ii) A temperatura de alimentação tem uma influência mais marcante sobre a temperatura máxima de funcionamento, do que a pressão de alimentação ou o comprimento do sulco de alimentação;
- (iii) Aumentos da pressão de alimentação, da temperatura do óleo de alimentação e do comprimento do sulco de alimentação, originam um aumento do caudal de óleo na chumaceira. Este aumento é mais significativo para valores elevados da carga aplicada.

O estudo apresentado integra-se num trabalho mais amplo que inclui, para além dos parâmetros considerados, o estudo da influência da posição e da geometria do sulco de alimentação, da folga, da geometria e dos parâmetros de funcionamento, nas características de desempenho da chumaceira.

### AGRADECIMENTOS

O primeiro autor agradece o apoio da Fundação para a Ciência e Tecnologia, através da concessão da bolsa de investigação PRAXIS XXI/BD/13922/97.

### REFERÊNCIAS

- [1] Swift, H. W., 1937, "Theory and Experiment Applied to Journal Bearing Design", Proc. IME Discussion on Lubrication and Lubricants, nº1, pp. 309-316.
- [2] Cope, W. F., 1949, "The Hydrodynamic Theory of Film Lubrication", Proc. Roy. Soc. London, A 197, pp. 201-217.
- [3] Dowson, D., Miranda, A. A. S. and Taylor, C. M., 1985, "The Prediction of Liquid Film Journal Bearing Performance with a Consideration of Lubricant Film Reformation- Part I: Theoretical Results", Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, Vol. 199, pp. 95-102.
- [4] Claro, J. C. P. and Miranda, A. A. S., 1993, "Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings Considering Lubricant Supply Conditions", Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, Vol. 207, pp. 93-101.
- [5] Pinkus, O., 1990, "Thermal Aspects of Fluid Film Tribology", ASME Press, New York.
- [6] Tanaka, M., 1997, "Recent Analyses and Designs of Thick -Film Bearings", in New Directions in Tribology, First World Tribology Congress, Mech. Eng. Pub. Ltd., London, pp. 411-433.
- [7] Gethin, D. T., and EL-Deihi, M. K. I., 1992, "A Thermohydrodynamic Analysis of a Twin-Axial Groove Bearing Under Different Loading Directions and Comparison with Experiments", ASME Journal of Tribology, Vol.114, pp. 304-310.
- [8] So, H., and Shied, J.A., 1987, "The Cooling Effects of Supply Oil on Journal Bearings for Varying Inlet Conditions", Tribology International, Vol. 20, pp. 79-89.
- [9] Knight, J., Barret, L. and Cronan, R., 1985, "The Effects of Supply Pressure on the Operating Characteristics of Two-Axial-Groove Journal Bearing"- Trans. ASLE, Vol. 28, pp. 366-342.
- [10] Chun, S. M., and L alas, D. P., 1992, "Parametric Study of Oil Temperature and Pressure for a Half- Circumferential Grooved Journal Bearing"- STLE Tribology Transactions, Vol.35, pp. 213-224.
- [11] Han, T., and Paranjpe, R. S., 1992, "A Finite Volume Analysis of the Thermohydrodynamic Performance of a Finite Journal Bearings", ASME Journal of Tribology, Vol.112, pp. 557-566.
- [12] Kumar, A., and Booker, J. F., 1994, "A Mass and Energy Conserving Finite Element Lubrication Algorithm ", ASME Journal of Tribology, Vol.116, pp. 667-680.
- [13] Swanson, E. E., and Kirk, R. G., 1997, "Survey of Experimental Data for Fixed Geometry Hydrodynamic Journal Bearing", ASME Journal of Tribology, Vol.119, 704-710.

- [14] Dowson, D., 1962, "A Generalized Reynolds Equation for Film Fluid Lubrication", *Int. Journal Mech. Sc.*, Vol. 4, Pergamon Press Ltd., pp 159-170.
- [15] Elrod, H. J., 1981, "A Cavitation Algorithm", *ASME Journal of Lubrication and Technology*, Vol.103, pp. 350-354.
- [16] Boncompain, R., Fillon, M. and Frêne J., 1986, "Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings", *ASME Journal of Tribology*, Vol.108, 219-224.
- [17] Dowson, D., Hudson, J. D., Hunter, W. B., and March, C. N., 1966, "An Experimental Investigation of the Thermal Equilibrium of Steadily Loaded Journal Bearing", *Proc. I.M.E.*, Vol.181, Pt 3B, pp.70-80.
- [18] Richtmyer, R. D.,- "Difference Methods for Initial Value Problems", Interscience Publishers Inc. New York, 1957.
- [19] Ferron, J., 1982, "Contribution à l'Étude des Phénomènes Thermiques dans les Paliers Hydrodynamiques", Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers- France.
- [20] Costa, L., Miranda, A.S., Claro, J.C.P. et Fillon, M.,1997, "Influence de la Position et de la Longueur de la Rainure d'Alimentation sur le Comportement Thermohydrodynamique d'un Palier Lisse", *Actes du 13<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique*, Vol. 3 , pp. 339-342, France.