

COMPORTAMENTO REOLÓGICO EXPERIMENTAL DO LUBRIFICANTE MIL-L-23699.

A. Sottomayor^a, A. Campos^a, J. Seabra^b, L. Flamand^c, D. Nelias^c

^a DEM/ISEP Dept. de Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia do Porto

^b DEMEGI/FEUP Dept. de Engenharia Mecânica e Gestão Ind. da Fac. de Eng. da Universidade do Porto

^c LMC-INSA Lyon, Lab. de Mécanique des Contacts - Institut National des Sciences Appliquées, Lyon.

RESUMO

São apresentadas e analisadas curvas de tracção obtidas numa máquina de discos para o lubrificante Mobil Jet Oil II, correspondente à especificação MIL-L-23699. Estes resultados experimentais foram obtidos para gamas alargadas de velocidades de rolamento, de máximas pressões de Hertz, de temperaturas de entrada do lubrificante e de taxas de escorregamento, com vista a obter resultados representativos do comportamento do lubrificante no interior de um contacto EHD em condições reais de funcionamento. Foi feita uma correlação dos resultados experimentais obtidos por integração de um modelo TEHD desenvolvido num algoritmo de determinação de parâmetros.

1. INTRODUÇÃO

São numerosos os mecanismos cujo princípio básico de funcionamento implica a transmissão de forças e a adaptação cinemática entre superfícies em contacto, sendo precisamente a avaria dessas superfícies (desgaste, fadiga, gripagem, ...) que dita a longevidade do mecanismo, admitindo que não ocorre a ruptura prematura de nenhum componente.

Este tipo de contactos concentrados, incontornáveis no seu domínio de aplicação, são típicos das engrenagens, dos rolamentos e das cames.

A percepção e identificação do comportamento de um lubrificante no interior de um contacto EHD é, frequentemente, obtida com base nos parâmetros reológicos determinados a partir de simulações numéricas de curvas experimentais do contacto EHD. A boa correlação entre os valores experimentais e

numéricos permite-nos, em princípio, a utilização desses resultados em aplicações reais [1].

No entanto a validade deste tipo de abordagem depende fortemente de dois aspectos: i) os resultados experimentais sejam representativos de condições de funcionamento reais e ii) o modelo EHD seja capaz de reproduzir os fenómenos físicos que ocorrem no interior do contacto [1].

Os contactos elastohidrodinâmicos apresentam várias características próprias que os distinguem dos demais, as quais resultam das elevadas solicitações impostas às superfícies contra formais em movimento relativo na presença de um fluido lubrificante.

Estas características conduzem à necessidade da definição de uma lei reológica complexa capaz de reproduzir o

comportamento do lubrificante em condições extremas [2]. Assim, as leis reológicas mais evoluídas divergem em relação à lei clássica de Newton por incluírem, usualmente, mais dois parâmetros reológicos além da viscosidade e que representam comportamentos físicos do lubrificante distintos que surgem apenas em condições extremas de solitação. Neste contexto a determinação do valor desses parâmetros reológicos é imprescindível para a determinação das tensões no filme lubrificante.

É precisamente a grande dificuldade na determinação do valor destes parâmetros reológicos em condições de aplicação prática, patente na bibliografia, que este trabalho pretende ajudar a superar.

Nesse sentido foi desenvolvido um modelo numérico para simulação do problema de lubrificação termo-elastohidrodinâmica (TEHD) que permite determinar o campo de tensões de corte no filme lubrificante, o campo de temperaturas no filme e nas superfícies e os coeficientes de atrito locais e global, no interior do contacto TEHD, tendo em conta todos os fenómenos físicos relevantes.

O modelo de lubrificação TEHD foi integrado num algoritmo de determinação dos parâmetros reológicos do lubrificante, através da correlação entre os valores do coeficiente de atrito obtidos por via numérica e experimental.

2. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

2.1. Equipamento experimental

Os resultados experimentais utilizados neste trabalho foram obtidos em máquina de discos. Este tipo de máquinas permite simular contactos elastohidrodinâmicos, reproduzindo as condições de funcionamento de um contacto real, nomeadamente, um ponto da linha de engrenamento de uma engrenagem, um ponto da linha contacto entre uma came e um impulsor ou o contacto entre um corpo rolante e a pista de um rolamento.

Assim, a máquina de discos permite simular as condições de contacto, (carga, cinemática e temperatura) a que é submetido o lubrificante quando passa no interior de um contacto elastohidrodinâmico.

A figura 1 apresenta uma vista geral do equipamento utilizado e a figura 2 mostra o seu esquema de funcionamento.

A máquina é constituída por dois motores eléctricos (1 e 2) independentes, sendo um dos motores fixo (1) enquanto que o outro (2) tem um movimento transversal, imposto por dois cilindros pneumáticos (5), que permitem a aplicação da carga normal de contacto.

O motor móvel (2) está apoiado em chumaceiras hidrostáticas (6), permitindo a sua rotação em torno do eixo de aplicação da carga (OX). Os discos de ensaio (3 e 4) estão montados em balanço na extremidade dos veios de cada um dos motores.

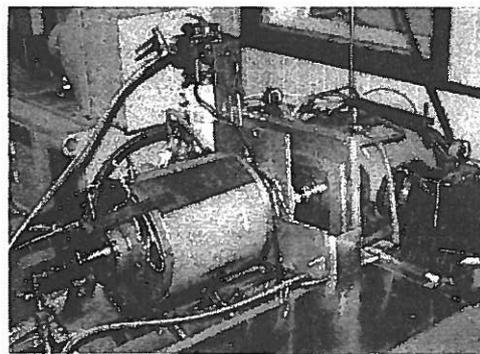


Fig 1 - Vista geral da máquina de discos [3].

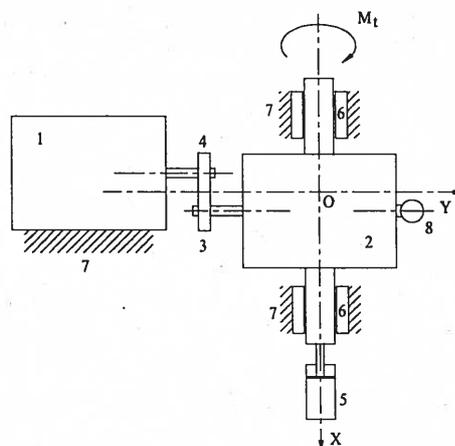


Fig 2 - Esquema de funcionamento da máquina de discos.

A força de atrito desenvolvida no contacto origina um binário que provoca a rotação do motor móvel em torno desse eixo, a qual está impedida pela ligação do motor móvel ao suporte da máquina através de uma célula de carga (8). Esta célula permite a medição da força de atrito no contacto.

2.2. Lubrificante MIL-L-23699

O lubrificante utilizado em todos os ensaios foi um óleo sintético normalmente encontrado nas referências bibliográficas pela sua designação militar MIL-L-23699 (MOBIL Jet Oil II). Trata-se de um lubrificante largamente documentado podendo ser encontradas na literatura [1,4,5] especializada várias das suas características, nomeadamente a sua viscosidade,

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp \left[\beta_1 \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) + \beta_2 \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)^2 \right],$$

onde,

$$\eta_0 = 27.6 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}, \quad T_0 = 311.11 \text{ } ^\circ\text{K},$$

$$\beta_1 = 3.60958 \times 10^3 \text{ } ^\circ\text{K}, \quad \beta_2 = 7.76568 \times 10^5 \text{ } ^\circ\text{K}^2.$$

2.3. Geometria dos discos de ensaio

A figura 3 apresenta a geometria dos discos utilizados. Os discos foram fabricados em aço 100Cr6 e foram rectificadas até se obter uma superfície polida o que permite considerar o contacto liso.

2.4. Condições experimentais

Seleccionou-se uma gama alargada de condições de funcionamento a usar na obtenção de resultados experimentais que fosse representativa de condições reais de operação deste tipo de contactos.

Para além das condições de funcionamento definidas na Tabela 1, a taxa de escorregamento variou em todos os ensaios, de modo contínuo, entre 0% e 10%.

Tabela 1 - Condições de funcionamento.

Temperatura de Alimentação do Lubrificante [°C]	Velocidade de Rolamento $(U_1 + U_2)/2$ [m/s]	Pressão Máxima de Hertz [GPa]
60	10	1.0
80	20	1.5
100	30	2.0

2.5. Resultados experimentais

A análise do comportamento do modelo EHD desenvolvido e a averiguação da sua aplicabilidade em condições reais, implica a sua verificação nos diversos regimes de comportamento reológico, térmico, etc.

Assim, é necessário verificar se os resultados experimentais obtidos representam, também, os diversos regimes de funcionamento por forma a garantir a completa validação do modelo EHD.

A Figura 4 mostra uma selecção de quatro curvas experimentais do total de 27 obtidas. Aparentemente todos os tipos de comportamento foram abrangidos com a gama de condições de funcionamento definidas, o que permitirá testar o modelo implementado em todas as suas possibilidades. Na análise da figura 4 é possível encontrar comportamentos tipicamente Newtoniano, curva 3, elástico, curva 1 para pequenas taxas de escorregamento, comportamento térmico, curva 2 para taxas de escorregamento médias/elevadas, e não-Newtoniano de Ree-Eyring, curva 4.

Parâmetro	Unidades	Disco 1	Disco 2
R_{xi}	mm	38	
R_{yi}	mm	58.62	1112.25
L_i	mm	12	
R_{ai}	μm	0.207	0.225

Fig 3 - Geometria dos discos de ensaio.

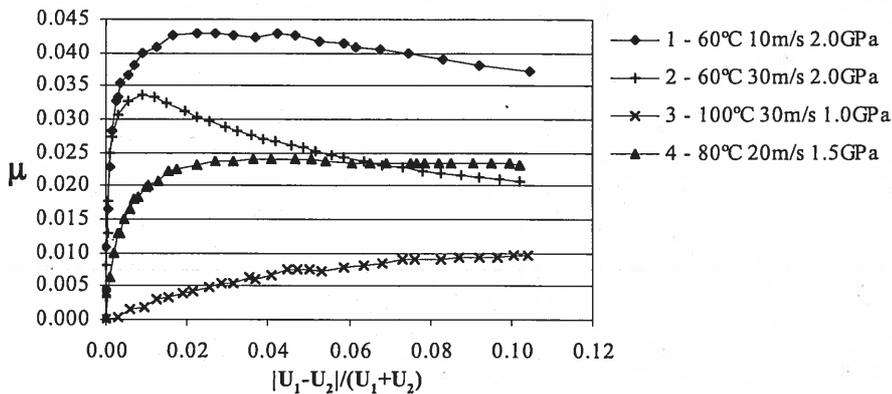


Fig 4 - Seleção de curvas experimentais para o lubrificante MIL-L-23699.

3. MODELO TERMO-ELASTOHIDRO-DINAMICO (TEHD)

3.1. Modelo TEHD

O modelo de lubrificação elastohidrodinâmica desenvolvido foi idealizado de forma a que a influência de cada um dos fenómenos físicos considerados seja analisada em etapas diferentes, o que permite alterar com facilidade o próprio modelo, aplicando, por exemplo, uma outra lei reológica ou lei de variação de cada parâmetro, inibindo o efeito térmico e/ou a “compliance”, acrescentando outros efeitos inicialmente não previstos, etc.

A Figura 5 descreve a sequência pela qual os diversos fenómenos físicos considerados que ocorrem num contacto EHD, campo de pressões, espessura de filme, geometria deformada das superfícies, reologia do lubrificante, térmica do contacto e “compliance” são integrados no cálculo do modelo EHD implementado. Uma descrição pormenorizada dos diversos fenómenos e sua modelização numérica pode ser encontrada na bibliografia [5].

3.2. Modelos reológicos

Para descrever o comportamento do lubrificante MIL-L-23699 foi seleccionado

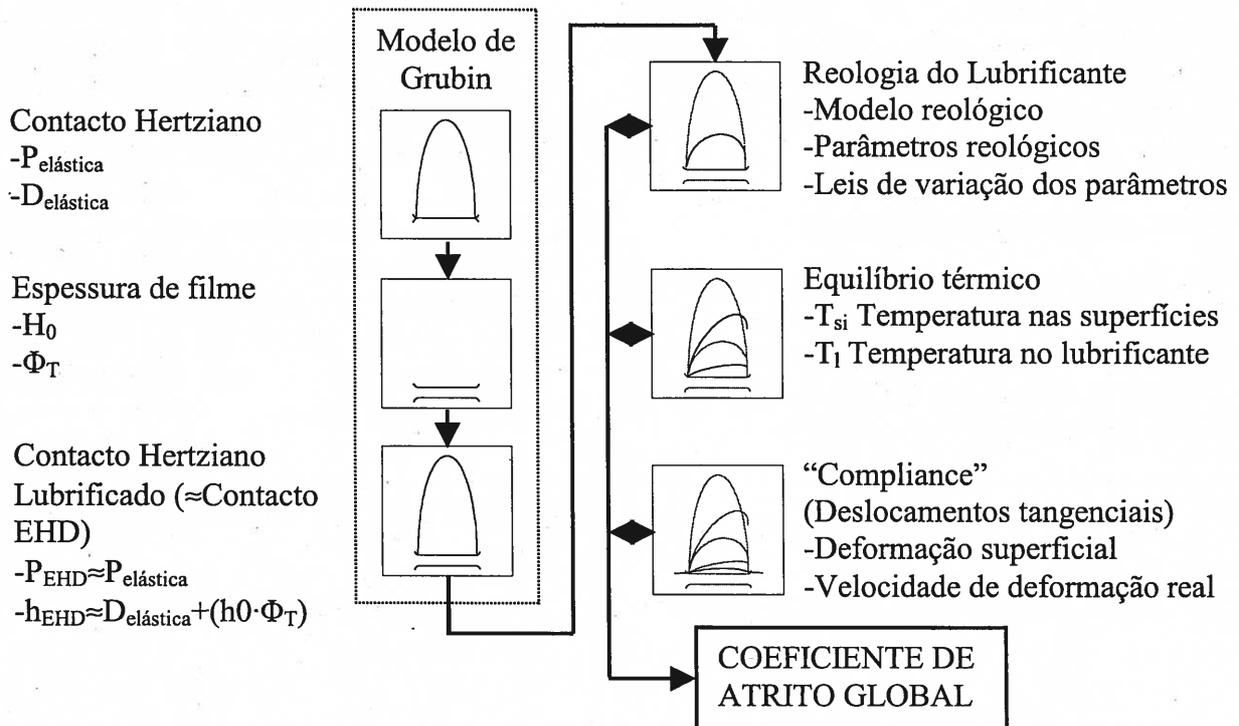


Fig 5 – Sequência de cálculo do modelo EHD.

o modelo reológico Viscoelástico de Johnson e Tevaarwerk [6,7],

$$\dot{\gamma} = \frac{\dot{\tau}}{G} + \frac{\tau_r}{\eta} \operatorname{sh} \left(\frac{\tau_e}{\tau_r} \right).$$

Este modelo reológico incluiu todos os comportamentos reológicos actualmente identificados, comportamento viscoso linear de Newton, elástico e viscoso não linear de Ree-Eyring e dependem do valor dos vários parâmetros reológicos: Viscosidade (η), Módulo de Corte Transversal (G) e Tensão de Referência de Ree-Eyring (τ_{RE}).

O valor dos diversos parâmetros do lubrificante, bem como a sua variação com a pressão e temperatura, são essenciais para a caracterização do lubrificante e assim ser possível, por aplicação de modelos reológicos que deles dependem, obter uma previsão do comportamento do contacto em todos os seus aspectos.

De todos os parâmetros do lubrificante a viscosidade é, pela sua importância, o mais estudado, sendo possível encontrar na bibliografia [1, 4, 10,] informação variada sobre a sua variação com a pressão e a temperatura,, nomeadamente segundo a Lei de Barus [1]:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\left(\alpha \cdot P + \beta \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right)}$$

Para os restantes parâmetros reológicos G e τ_r , intervenientes no modelos reológico e cujo valor este trabalho se propõe determinar ajustando o modelo proposto aos resultados experimentais obtidos, não existe nem um estudo tão aprofundado nem

uma proposta de leis da sua variação com a pressão e temperatura tão grande e credível como para a viscosidade, sendo apenas sugeridas variações do tipo exponencial ou linear com a pressão, como apresentado na Tabela 2.

3.3. Comportamento térmico do contacto

Foi adoptada a solução apresentada por Tevaarwerk [13] na sua versão simplificada. Esta solução permite a determinação da temperatura das superfícies e do filme de lubrificante a um nível local dentro do contacto. As equações para as superfícies e para o filme de lubrificante são, respectivamente,

$$\frac{\partial^2 T_{si}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{si}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_{si}}{\partial z^2} = \alpha_{si} U_i \frac{\partial T_{si}}{\partial x},$$

$$\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + \frac{\phi(x, y, z)}{K_f} = \alpha_f U \frac{\partial T_f}{\partial x}.$$

3.4. Tensões de corte, temperaturas do lubrificante e das superfícies no interior do contacto

A Figura 6 e a Figura 7 mostram as distribuições da tensão de referência, da tensão de corte no filme lubrificante e das variações de temperatura no filme lubrificante e na superfície de contacto, considerando o modelo viscoelástico e as taxas de escorregamento de 0.0001 e 0.1, respectivamente.

Na Figura 6 as variações de temperatura no filme lubrificante e na superfície são pequenas não tendo influência sobre o

Tabela 2 - Expressões para a variação do Módulo de Corte Transversal (G) e da Tensão de Referência de Ree-Eyring (τ_{RE}) com a temperatura e a pressão.

Parâmetro reológico	Varição exponencial com a pressão [11]	Varição linear com a pressão [12]
Módulo de Corte Transversal - G	$G = G_0 \cdot e^{\left(\alpha_G \cdot P + \beta_G \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right)}$	$G = (G_0 + \alpha_G \cdot P) e^{\left[\beta_G \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right]}$
Tensão de Referência de Ree-Eyring - τ_{RE}	$\tau_R = \tau_{R0} \cdot e^{\left(\alpha_R \cdot P + \beta_R \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right)}$	$\tau_R = (\tau_{R0} + \alpha_R \cdot P) e^{\left[\beta_R \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right]}$

coeficiente de atrito. A assimetria na distribuição da tensão de corte no filme lubrificante revela um acentuado comportamento elástico. A tensão de corte no lubrificante é sempre inferior à tensão de referência pelo que não existe comportamento não-Newtoniano de Ree-Eyring do lubrificante.

Na Figura 7 as variações de temperatura no filme lubrificante e na superfície são muito elevadas influenciando, significativamente, o coeficiente de atrito. O valor da tensão de corte no filme lubrificante é muito superior à tensão de referência pelo comportamento não linear de Ree-Eyring é nítido. A ligeira assimetria da distribuição de tensões indica que o comportamento elástico, embora muito atenuado pelo comportamento de Ree-Eyring, ainda ocorre.

A análise das distribuições das tensões de corte, da tensão de referência e das temperaturas da superfície e do lubrificante, mostra que os seus valores sofrem variações muito significativas no interior do contacto EHD. Logo, a análise de um contacto EHD baseada em valores médios [1,14,15], o que é corrente encontrar na literatura, não permite avaliar correctamente as solicitações reais a que o lubrificante e as superfícies em contacto estão submetidas, o que, à partida, limita a qualidade dos resultados que permite obter.

De facto, apenas uma análise local, como a proposta pelo modelo apresentado, que tenha em consideração as grandes variações dos diversos parâmetros ocorridas no interior do contacto, permite a coexistência de vários tipos de comportamentos reológicos, em que, por exemplo, parte do filme lubrificante no interior do contacto plastificou e uma parte não. Assim apenas um modelo EHD que resolva os diversos fenómenos a um nível local permite determinar, com rigor, os parâmetros reológicos do lubrificante e as suas variações com a pressão e a temperatura, bem como as temperaturas a que o lubrificante e as superfícies estão submetidas.

Viscoelástico, 2 GPa, 20 m/s, 120°C, VE=0.0001

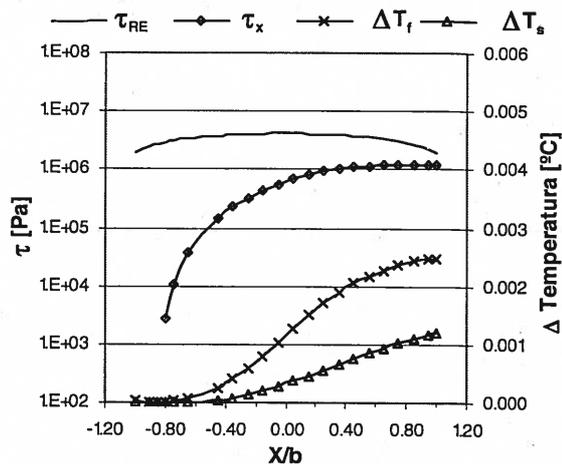


Fig 6 – Tensão de corte e distribuição de temperaturas dentro do contacto para um escorregamento de 0.0001.

Viscoelástico, 2 GPa, 20 m/s, 120°C, VE=0.1

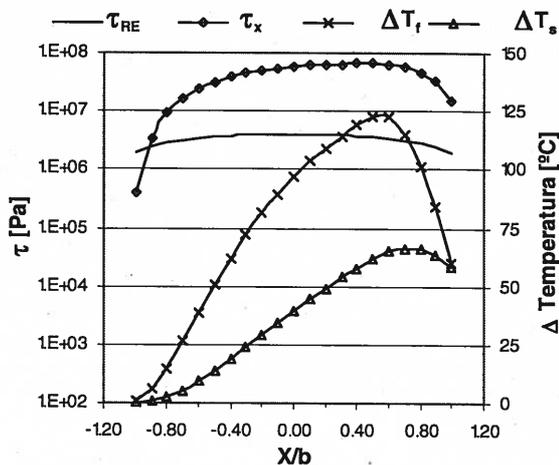


Fig 7 - Tensão de corte e distribuição de temperaturas dentro do contacto para um escorregamento de 0.1.

4. DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS REOLÓGICOS

4.1. Algoritmo para a determinação dos parâmetros reológicos

A procura dos valores dos parâmetros reológicos que permitem melhor aproximação aos resultados experimentais é feita pelo método de Levenberg-Marquardt, tendo sido utilizado, após ligeiras alterações, um algoritmo já existente, elaborado por Machado Leite [16] com base no algoritmo proposto por Nash [17], que usa o modelo EHD descrito anteriormente como uma função externa

com parâmetros a ajustar, como se mostra na Figura 8.

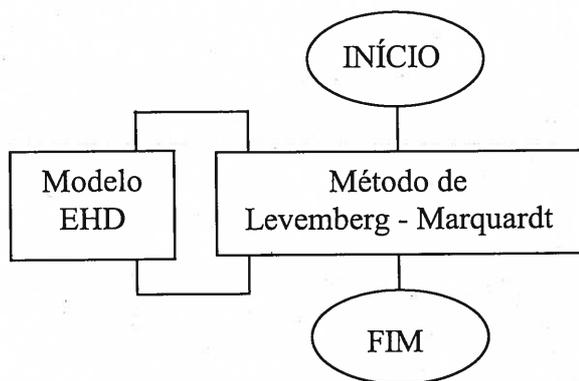


Fig 8 – Sequência de cálculo dos parâmetros reológicos.

4.2. Correlações obtidas

Como descrito anteriormente o modelo EHD numérico implementado permite inúmeras hipóteses alternativas para o cálculo do coeficiente de atrito, por exemplo:

- diferentes leis reológicas;
- diferentes leis para a variação com a pressão e a temperatura de cada um dos parâmetros reológicos;
- temperatura constante (isotérmico) ou variável;
- condutibilidade térmica do lubrificante constante ou variável;
- a influência ou não de “compliance” das superfícies;
- etc.

Os resultados apresentados correspondem ao modelo reológico viscoelástico considerando a condutibilidade térmica do lubrificante variável e desprezando o efeito da “compliance” das superfícies em contacto.

A Tabela 3 apresenta os resultados obtidos com o modelo viscoelástico e com a lei de Barus nas diversas correlações realizadas.

A Figura 9 mostra a distribuição dos coeficientes de atrito calculados vs experimentais e o respectivo erro percentual para o total dos 216 pontos utilizados para definir as 27 curvas experimentais obtidas.

Verifica-se que os erros mais significativos ocorrem para coeficientes de atrito muito baixos, correspondendo à fase inicial de escorregamentos muito pequenos nas curvas de tracção.

Este comportamento, embora denote alguma dificuldade do modelo, é em parte devido à grande instabilidade do comportamento experimental que ocorre nestas zonas, onde a influência de diversos factores menores, como por exemplo, dificuldades na própria medição de forças de tracção muito pequenas, pode ser muito significativo ao contrário do que acontece em zonas com escorregamentos maiores.

Tabela 3. Coeficiente de correlação e diferença percentual média entre as curvas de tracção experimentais e numéricas para diversas combinações de variação dos parâmetros reológicos.

Parâmetro Reológico	Dependência da pressão		Barus
G	Exponencial	Corr.	0.979
τ_R	Exponencial	% Dif.	15.32
G	Linear	Corr.	0.945
τ_R	Exponencial	% Dif.	41.62
G	Exponencial	Corr.	0.978
τ_R	Linear	% Dif.	15.17
G	Linear	Corr.	0.944
τ_R	Linear	% Dif.	43.00

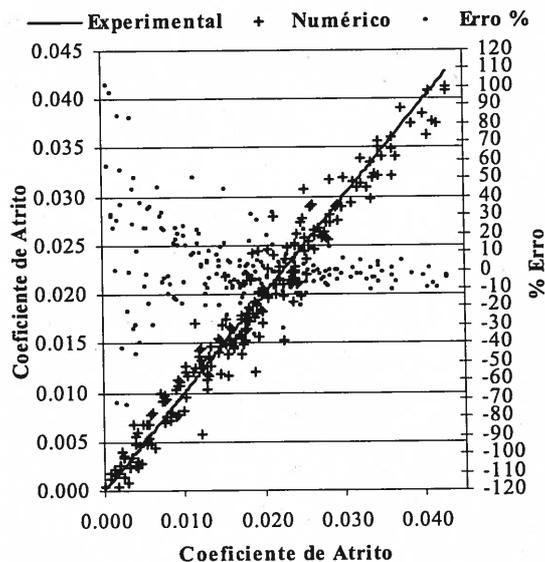


Fig 9 - Distribuição dos erros – Modelo Viscoelástico.

É de salientar que à medida que o escorregamento aumenta, os erros de previsão do modelo diminuem significativamente, o que realça a aplicabilidade do modelo em zonas de maior interesse prático.

É de referir que os relativamente poucos casos que apresentam erros percentuais muito elevados estão em geral relacionados com resultados experimentais pouco fiáveis.

O erro percentual médio para esta correlação foi de 15.32%. Este valor, embora assimetricamente distribuído, e tendo em conta a grande gama de condições de funcionamento usadas, evidencia a capacidade do modelo em reproduzir os resultados experimentais.

A Figura 10 compara os resultados experimentais (Ex) e numéricos (Num) obtidos, considerando as mesmas 4 curvas representadas na Figura 4 de um total de 27 curvas de tracção experimentais obtidas.

Pela análise das figuras verifica-se que o modelo foi capaz de dar boa resposta, simulando os resultados experimentais numa grande variedade de condições de funcionamento com diferenças quantitativas e qualitativas (tipo de comportamento reológico) reduzidas.

As diferenças e os seus valores aparecem uniformemente distribuídas por todos os casos tratados, com condições de

funcionamento diferentes, o que indicia a não existência de nenhum comportamento preferencial óbvio do modelo.

4.3. Parâmetros obtidos

A Tabela 4 apresenta os valores obtidos para o Módulo de Corte Transversal (G) e para a Tensão de Referência de Ree-Eyring (τ_{RE}) bem como a sua variação com a temperatura e a pressão para as duas melhores correlações obtidas (ver Tabela 4). Os valores correspondentes a uma dependência exponencial da Tensão de Referência de Ree-Eyring com a pressão, foram utilizados na determinação dos valores numéricos apresentados nas Figuras 9 e 10.

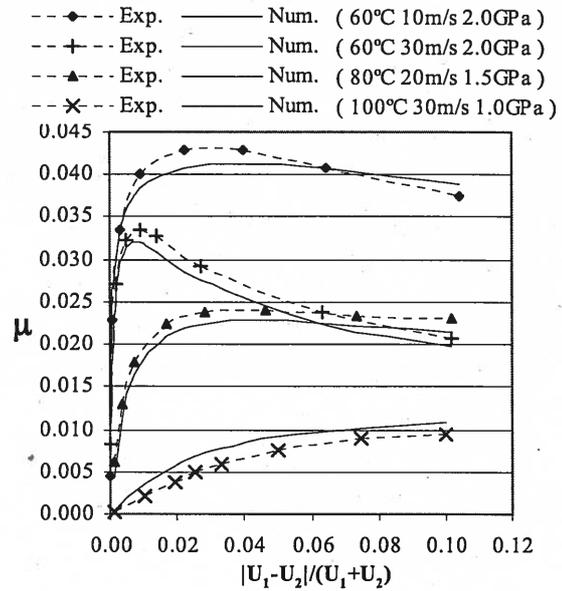


Fig 10 - Curvas de tracção experimentais e numéricas para o modelo viscoelástico.

Tabela 4 - Parâmetros reológicos – valores ajustados na correlação.

		G_0	3.3910E+04			G_0	3.2763E+04	
Barus	Corr.	α_G	3.6278E-09		Barus	Corr.	α_G	3.6512E-09
Viscosidade	0.979	β_G	6.2472E+03		Viscosidade	0.978	β_G	6.2346E+03
G - Exp	% Dif.	τ_{R0}	2.5784E+06		G Exp.	% Dif.	τ_{R0}	2.3184E+06
τ - Exp	15.32	$\alpha_{\tau R}$	3.9752E-10		τ Lin.	15.17	$\alpha_{\tau R}$	1.6055E-03
		$\beta_{\tau R}$	0.0000E+00				$\beta_{\tau R}$	0.0000E+00

5. CONCLUSÕES

1. O modelo desenvolvido e a formulação dos diversos aspectos envolvidos mostrou-se altamente eficaz no estudo do comportamento dos diversos fenómenos que ocorrem no interior do contacto. De facto o modelo desenvolvido permite um avanço importante na passagem da análise do comportamento de um contacto a nível global (valores médios) para uma análise local, como é exigido pelo actual estado de evolução do conhecimento dos contactos elastohidrodinâmicos.
2. O modelo elastohidrodinâmico desenvolvido apresenta uma boa capacidade global na reprodução de resultados experimentais numa vasta gama de condições de funcionamento.
3. Os valores do coeficiente de atrito previstos pelo modelo não apresentaram grandes desvios em relação aos obtidos experimentalmente, sendo este facto particularmente verdade para taxas de escorregamento médias/elevadas. As menores diferenças percentuais médias para as aplicações analisadas variaram entre 15.48%.
4. Dado a qualidade global dos resultados obtidos considera-se que o modelo implementado apresenta grandes potencialidades na simulação de resultados experimentais, o que, à partida, permitirá a sua aplicação com sucesso na previsão do comportamento de mecanismos em aplicações práticas que dependam de contactos elastohidrodinâmicos.
5. Devido à sua arquitectura interna, o modelo implementado apresenta, também, um grande potencial na investigação, desenvolvimento e compreensão do comportamento de contactos elastohidrodinâmicos quer a nível global quer a nível local. De facto, a sua grande flexibilidade permite não apenas o estudo isolado da influência dos vários aspectos focados neste trabalho ou a sua actualização, como

uma fácil posterior incorporação de outros aspectos.

REFERÊNCIAS

- [1] P. Gupta, L. Flamand, D. Berthe, M. Godet, "On the Traction Behavior of Several lubricants", ASME Journal of Tribology, vol.103, 1, 55-64, 1981.
- [2] J. A. Greenwood, "Non-Newtonian Lubrication", Proceedings of the 27th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, 5 - 8 September, 2000.
- [3] A Sottomayor e D. Nelias "Evaluation du Comportement Rheologique du Lubrifiant MOBIL Jet II (MIL-L-23699) sur Machine a Galets", Laboratoire de Mécanique des Contacts, Dezembro 1995.
- [4] P. Vergne & D. Nelias, "Tribological and Rheological Properties of a MIL-L-23699 Lubricant" Proceedings of the International Tribology Conference, Yokohama, 1995
- [5] A. Sottmayer "Reologia de um lubrificante não-Newtoniano no interior de um contacto termoelastohidrodinâmico. Determinação dos parâmetros reológicos de um lubrificante", Tese de Doutoramento, FEUP, 2002.
- [6] K. L. Johnson, J. L. Tevaarwerk, "Shear Behavior of Elastohydrodynamic oil Films", Proc. Royal Society of London, Series A-356, pp215-236, 1977.
- [7] W. Hirst, A. J. Moore, "The elastohydrodynamic behavior of polyphenyl ether", Proc. R. Soc. London, 1975, ser. A, 344, 403-426.
- [8] S. Bair, W. O. Winer, "A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory data", ASME Journal of Lubrication Technology, vol.101, July 1979.
- [9] R. Lee, B. Hamrock, "A Circular Non-Newtonian Fluid Model: Part I-Used In Elastohydrodynamic Lubrication", ASME Journal of Tribology, vol.112, July 1990.
- [10] Houpert, L., "New Results of Traction Force Calculations in Elastohydrodynamic Contacts". ASME Journal of Tribology, vol.107, April 1985.
- [11] Houpert, L, "Contribution a l'étude du frottement dans un contact elastohydrodynamic". Thèse de Docteur n° IDI 3-8019, I.N.S.A. Lyon 1980.

- [12] V. Wikstrom, E. Hoglund, "Investigation of Parameters Affecting the Limiting Shear Stress-Pressure Coefficient: A new Model Incorporating Temperature", ASME Journal of Tribology, vol.116, July 1994.
- [13] Tevaarwerk, J. L. , "Traction calculations using the shear plane hypothesis" Proceeding of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, Septembre 1979.
- [14] S. Wu, H. S. Cheng, "Empirical Determination of Effective Lubricant Rheological Parameters", STLE, Tribology Transactions, Volume 37(1994), I, 138-146.
- [15] C. R. Evans, K. L. Johnson, "The rheological properties of elastohydrodynamic lubricants", Proc. Instn Mech. Engrs, Part C, 1986, 200(C5).
- [16] Machado Leite, Tese de doutoramento, Departamento de Minas, FEUP, 1985.
- [17] Nash, J. C. "Compact Numerical Methods for Computers: Linear Algebra and Function Minimization", 2^a Edição, Bristol, Adam Hilger, 1979.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao "Laboratoire de Mécanique des Contacts-LMC" do "Institut National des Sciences Appliquées-INSA" Lyon Franca e ao "Centre National de la Recherche Scientifique-CNRS" pelo apoio financeiro e técnico à componente experimental deste trabalho.

Os autores agradecem ao Instituto de Engenharia e Gestão Industrial - Unidade de Tribologia e Manutenção Industrial pelos recursos e apoio científico dados.

NOMENCLATURA

K_f	Condutividade térmica do lubrificante
T	Temperatura
U	Velocidade de rolamento
α	Coficiente de piezoviscosidade
α_{fs}	Coefficiente de difusibilidade do fluido/sólido
β	Coefficiente de termoviscosidade
$\dot{\gamma}$	Velocidade de deformação
τ	Tensão de corte