

# ESTUDO COMPARATIVO DO COMPORTAMENTO DE ÓLEOS BASE E MASSAS LUBRIFICANTES EM CONTACTOS ELASTOHIDRODINÂMICOS

Luís Andrade Ferreira

Professor Associado, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial  
FEUP, Porto - Portugal



## RESUMO

*As massas lubrificantes são muito utilizadas em mecanismos de lubrificação elastohidrodinâmica (EHD), tais como chumaceiras de rolamentos, em que se pretende uma baixa manutenção. Assim, as massas permitem uma lubrificação permanente, sem necessidade de relubrificação constante. Sendo as massas uma mistura de óleos lubrificantes base com espessantes (geralmente sabões metálicos) e aditivos, ainda não se conhecem bem os mecanismos de lubrificação, sabendo-se que diferem dos existentes com o óleo base. Neste trabalho compara-se o comportamento em contactos EHD de massas lubrificantes com óleos lubrificantes geralmente especificados para as mesmas utilizações. Foram estudadas duas situações cinemáticas de funcionamento do mecanismo: escorregamento puro e rolamento puro. No primeiro caso pretendeu-se caracterizar o desempenho dos lubrificantes à gripagem. Na segunda situação estudou-se esse mesmo desempenho à fadiga. Para a realização dos ensaios foi utilizada uma máquina de quatro-esferas. Como conclusões deste trabalho temos que na generalidade das situações os óleos apresentam um comportamento superior às massas. Tal pode ser explicado por um menor aquecimento dos óleos em relação às massas e pelo facto dos óleos removerem as partículas de desgaste da zona de contacto. Verificou-se que os aditivos EP actuam com eficácia na protecção à gripagem, mas não têm influência nos resultados à fadiga. Constatou-se que a viscosidade é determinante na duração de vida à fadiga: aumentando a viscosidade, aumenta a vida útil de forma significativa.*

## 1. INTRODUÇÃO

As massas lubrificantes são muito utilizadas em mecanismos de lubrificação elastohidrodinâmica (EHD), tais como chumaceiras de rolamentos, em que se pretende uma baixa manutenção. Assim, as massas permitem uma lubrificação permanente, sem necessidade de relubrificação constante.

Sendo as massas uma mistura de óleos lubrificantes base com espessantes

(geralmente sabões metálicos) e aditivos, ainda não se conhecem bem os mecanismos de lubrificação, sabendo-se que diferem dos existentes com o óleo base [Cann (1996)]. Os vários estudos que têm vindo a ser feitos para caracterizar o comportamento das massas lubrificantes nos contactos EHD [Dyson e all (1969), Poon (1972), Wilson (1979), Kageyama e all (1983), Cann e all (1993)] têm concluído que na maioria dos casos a espessura do filme lubrificante das massas

nestes contactos, quando comparados com os respectivos óleos base, começa por ser superior e vai diminuindo com a acção mecânica exercida pelo contacto, estabilizando num valor de 30% inferior à dos óleos ou pelo menos bastante inferior ao valor inicial [Karbacher (1998)].

O trabalho agora apresentado pretende comparar o comportamento em contactos EHD de massas lubrificantes com óleos lubrificantes geralmente especificados para as mesmas utilizações. Foram estudadas duas situações cinemáticas de funcionamento do mecanismo: escorregamento puro e rolamento puro. No primeiro caso pretendeu-se caracterizar o desempenho dos lubrificantes à gripagem. Na segunda situação estudou-se esse mesmo desempenho à fadiga.

## 2. CARACTERIZAÇÃO DOS LUBRIFICANTES E MÉTODO DE ENSAIO

Sendo o espessante mais utilizado na composição das massas o sabão 12-hidroestearato lítio, resolveu-se comparar duas massas compostas com este sabão e óleo mineral a dois óleos de base mineral, cujo fabricante recomenda para as mesmas utilizações. De salientar que um dos óleos e uma das massas possuem aditivos de extrema pressão (EP), à base de enxofre e fósforo. As suas características principais são descritas nas Tabelas 1 e 2.

O equipamento utilizado para o trabalho experimental foi a máquina de 4 esferas, cujas características, possibilidades e limitações são bem conhecidas [Yardley (1976)] e cuja representação esquemática se pode ver na Figura 1.

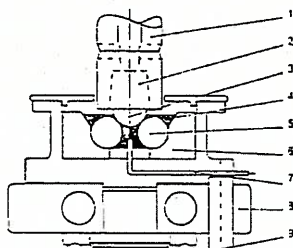
**Tabela 1:** Características dos óleos lubrificantes.

| Lubrificante          | Viscosidade a 40°C (cSt) | Viscosidade a 100°C (cSt) | Índice de viscosidade | Características de aditivação |
|-----------------------|--------------------------|---------------------------|-----------------------|-------------------------------|
| O1-GALP TP 150        | 150                      | 14.0                      | 80                    | s/ aditivos EP                |
| O2-GALP transgear 150 | 150                      | 14.8                      | 96                    | c/ aditivos (S+P)             |

**Tabela 2:** Características das massas lubrificantes.

| Lubrificante       | Viscosidade do óleo base a 40°C (cSt) | Consistência NLGI | Espessante                 | Características de aditivação |
|--------------------|---------------------------------------|-------------------|----------------------------|-------------------------------|
| G1-GALP Belona 2   | 100                                   | 2                 | 12-hidroestearato de lítio | s/ aditivos EP                |
| G2-GALP Belona 2EP | 230                                   | 2                 | 12-hidroestearato de lítio | c/ aditivos (S+P)             |

Nota: EP - Extrema pressão



### Legenda:

1. Veio de transmissão de movimento; 2. Pinça para fixação da esfera superior; 3. Esfera superior; 4. Lubrificante a ensaiar; 5. Esferas inferiores; 6. Pista de ensaio; 7. Termopar; 8. Placa de aquecimento; 9. Rolamento axial.

Fig. 1 - Representação esquemática do conjunto de ensaio.

O estudo foi dividido em duas componentes, a primeira com escorregamento elevado, a segunda em rolamento puro. No primeira caso procura-se estudar o comportamento à gripagem dos lubrificantes, no segundo o seu desempenho à fadiga.

## 3. ESTUDO À GRIPAGEM

Para o estudo à gripagem foi utilizada a norma IP 239/85, encontrando-se a metodologia descrita com detalhe por Ferreira e all (1995).

Os ensaios foram efectuados nas seguintes condições:

- Velocidade: 1500 rpm
- Temperatura: ambiente ( $\pm 22^\circ\text{C}$ )
- Duração do teste:  $60 \pm 0.2\text{s}$

Os resultados dos ensaios são apresentados sucintamente na Tabela 3, em que:

MHL ("Mean Hertz Load") - carga média de Hertz

ISL ("Initial Seizure Load") - carga inicial de gripagem

$2 \frac{1}{2}$  SDL (" $2 \frac{1}{2}$  Seconds Delay Load") - carga de 2.5s de atraso para a gripagem.

Na Figura 3 são apresentadas as características de atrito para os lubrificantes testados.

Na Figura 2 podem observar-se as curvas carga/desgaste, que seguem o andamento habitual para este tipo de ensaios, com três fases: ausência de gripagem, gripagem com atraso e gripagem imediata.

Tabela 3: Resultados obtidos nos ensaios à gripagem.

| Lubrificante | MHL   | ISL    | Carga de Soldadura (Kg) | $2 \frac{1}{2}$ SDL (Kg) |
|--------------|-------|--------|-------------------------|--------------------------|
| O1           | 28.13 | 63-70  | 160                     | 85                       |
| O2           | 54.33 | 90-100 | 250                     | 143                      |
| G1           | 21.35 | 40-50  | 140                     | 84                       |
| G2           | 48.17 | 80-90  | 315                     | 106                      |

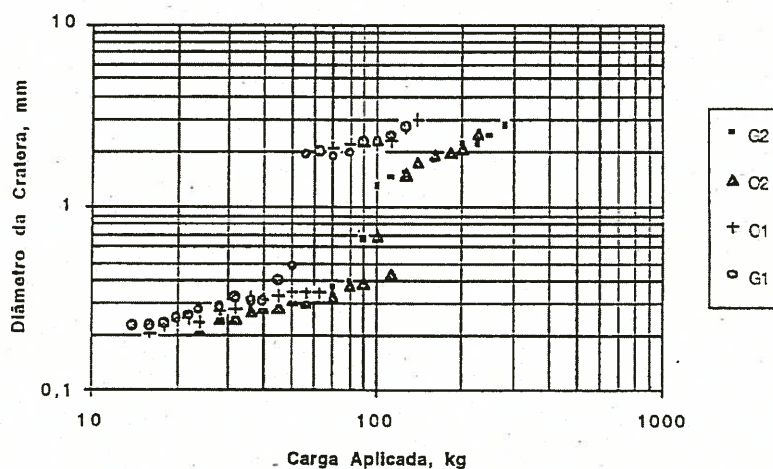


Fig. 2: Curvas carga/desgaste.

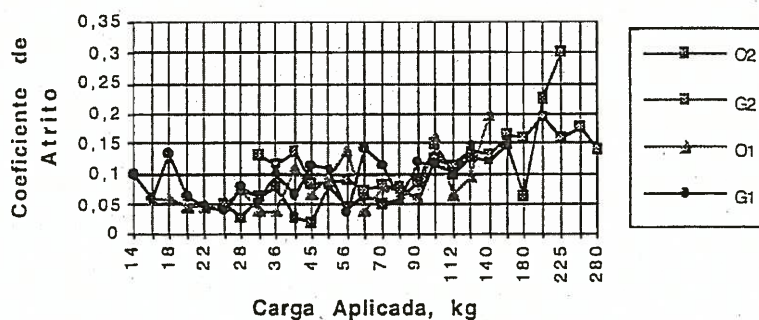


Figura 3: Coeficientes de atrito vs. carga aplicada.

Da análise dos resultados obtidos, pode-se notar que a influência dos aditivos EP é essencial, retardando o fenómeno da gripagem. Por outro lado, as massas apresentam um aquecimento maior relativamente aos óleos, visto o coeficiente de atrito ser mais elevado, resultando que as cargas de gripagem são comparativamente inferiores a esses óleos, isto quando se compara o O1 com a massa G1 e o óleo O2 com a massa G2.

#### 4. ESTUDO À FADIGA

Para o estudo à fadiga recorreu-se ao método indicado pela norma IP 300/82, sendo descrita por Almeida e all (1998) a metodologia utilizada.

Os ensaios foram realizados nas seguintes condições experimentais:

- Carga aplicada: 400kg/3924N
- Tensão máxima de Hertz: 7415Mpa
- Velocidade da esfera superior: 10.000 rpm

A análise dos resultados obtidos foi feita recorrendo a um tratamento estatístico de Weibull, sendo a fiabilidade  $R(t)$  representada pela expressão:

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t - \gamma}{\eta}\right)^\beta}$$

Na expressão  $\beta$ ,  $\eta$  e  $\gamma$  são parâmetros obtidos após a análise experimental.  $\beta$  é o parâmetro de forma, que permite avaliar as diferentes fases da vida do componente, traduzindo matematicamente o declive da recta de regressão dos resultados;  $\eta$  é o parâmetro de escala ou vida característica, por estar associado ao facto de ser o tempo necessário para que 63.2 % da população falhe. O parâmetro  $\gamma$ , dito de posição, indica o momento a partir do qual as falhas começam a ocorrer. Se  $\gamma = 0$ , significa que as avarias começam na origem dos tempos, ou seja, podemos ter falhas desde o início do funcionamento. Na prática, nem sempre ocorre esta situação, podendo a população revelar um período de tempo em que não ocorrem avarias. Nestas circunstâncias  $\gamma \neq 0$ , ou seja, os resultados aparecem distribuídos sob a forma de uma curva, havendo necessidade de determinar o valor de  $\gamma$  de modo a linearizar a referida curva. A análise realizada pode ser vista em (Almeida, 1996).

Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4: Resultados obtidos nos ensaios à fadiga.

| Lubrificante | $L_{10}$ ciclos ( $\times 10^5$ ) | $L_{50}$ ciclos ( $\times 10^5$ ) | Índice de Correlação |
|--------------|-----------------------------------|-----------------------------------|----------------------|
| O1           | 1.02                              | 1.24                              | 0.98                 |
| O2           | 1.06                              | 1.20                              | 0.99                 |
| G1           | 0.56                              | 0.77                              | 0.99                 |
| G2           | 0.67                              | 0.75                              | 0.98                 |

em que  $L_{10}$  traduz a vida nominal associada à fiabilidade  $R(t) = 0.90$ , ou seja, significa que 90% das esferas ensaiadas ultrapassaram um tempo  $t$  de bom funcionamento,  $L_{50}$  é associado a  $R(t) = 0.50$  e  $r$  é o índice de correlação dos resultados experimentais.

Pela análise dos resultados obtidos, pode-se verificar que a presença dos aditivos EP não melhora a prestação dos lubrificantes ensaiados à fadiga, devendo as diferenças de desempenho verificadas ser atribuídas à viscosidade dos óleos base. A realização de uma microanálise por raios X das superfícies após ensaio não revela a

presença destes aditivos nas superfícies, como se pode verificar nas Figuras 4.a) e 4.b).

Também nesta situação de ensaio, os óleos lubrificantes apresentaram um comportamento superior às massas.

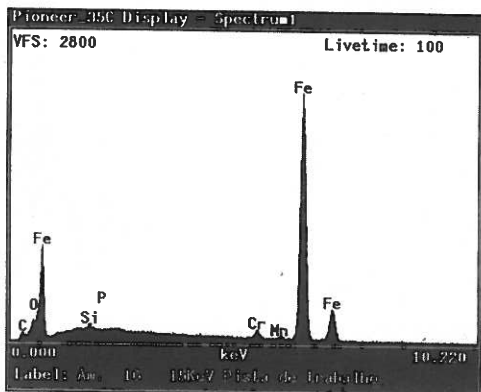


Fig 4: a) Espectro de raio X do caminho de rolamento da esfera superior - óleo GALP Transgear 150.

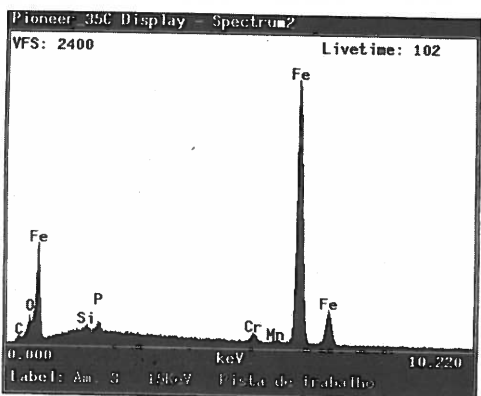


Fig. 4: b) Espectro de raio X do caminho de rolamento da esfera superior - óleo GALP Belona 2 EP.

## 5. CONCLUSÕES

Como conclusões podemos afirmar que na generalidade das situações os óleos apresentam um comportamento superior às massas.

Tal pode ser explicado por um menor aquecimento dos óleos em relação às massas e pelo facto dos óleos removerem as partículas de desgaste da zona de contacto.

Os aditivos EP actuam com eficácia na protecção à gripagem, mas não têm influência nos resultados à fadiga.

Constatou-se que a viscosidade é determinante na duração de vida à fadiga: aumentando a viscosidade, aumenta a vida útil.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Almeida, C., Ferreira, L.A., "Estudo da Influência dos Óleos e Massas Lubrificantes no Comportamento à Fadiga de um Contacto Elastohidrodinâmico". *Mecânica Experimental*, nº 3, pp. 61-68, 1998.
- [2] Cann, P. "Understanding Grease Lubrication". *Proceedings of the 22<sup>nd</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, ed. D. Dowson, Elsevier, Tribology Series, nº 31, pp. 573-581, 1996.
- [3] Cann, P., "Grease Lubricant Films in Rolling Contacts". *Eurogrease*, pp. 6-22, November/December, 1997.
- [4] Dyson, A., Wilson, A.R., "Film Thickness in Elastohydrodynamic Lubrication of Rollers by Greases". *Proceedings of the IME*, vol. 184 Pt3F, 1969-70.
- [5] Ferreira, L.A., Colejo, J.P., Sottomayor, A., "Comportamento das Massas "versus" Óleos no Ensaio da Máquina de 4 Esferas". *5<sup>as</sup> Jornadas Portuguesas de Tribologia*, Guimarães, 1995.
- [6] IP 239/85, "Determination of Extreme Pressure and Anti-wear Properties of Lubricant - Four-ball Machine Method", 1992.
- [7] IP 300/82, "Determination of Rolling Contact Fatigue Failure - Modified Four Ball Machine", 1982.
- [8] Kageyama, H., Machidori, W., Moriuchi, T., "Grease Lubrication in Elastohydrodynamic Contacts". *NLGI Spoksmen*, vol. 57, pp. 72-81, 1983.
- [9] Karbacher, R. "Lubricant Film Development in Ball & Roller Bearings". *Eurogrease*, pp. 29-36, July-August, 1998.
- [10] Poon, S.Y., "An Experimental Study of Grease in EHD Lubrication". *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 94, 1972.
- [11] Wilson, A.R., "The Relative Thickness of Grease and Oil Films in Rolling Bearings". *Proceedings of IME*, vol. 193, 1979.
- [12] Yardley, E.D., "An Examination of the Rolling Four-ball Test for Lubricant Assessment". *Rolling Contact Fatigue: Performances testing of lubricants*, pp. 59-71, 1976.

