

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS ÓLEOS E MASSAS LUBRIFICANTES NO COMPORTAMENTO À FADIGA DE UM CONTACTO ELASTOHIDRODINÂMICO

Almeida, C.; Ferreira, L. A.
Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



RESUMO

Neste trabalho foi analisada a evolução da duração de vida de um contacto pontual, representado por um rolamento de esferas de contacto angular. Para fazer esta estudo foi utilizada uma máquina de quatro esferas modificada, tendo sido aplicado o método de ensaio preconizado pela norma IP 300/82. Foram ensaiados três óleos minerais parafínicos de diferentes viscosidades, sendo dois deles aditivados com aditivo de extrema pressão (EP) e duas massas lubrificantes de sabão de lítio, contendo uma delas um aditivo EP, semelhante ao utilizado nos óleos. Como parâmetros deste estudo estiveram presentes a influência da viscosidade e do aditivo de extrema pressão. São apresentados os resultados do trabalho experimental realizado, sendo feita uma análise comparativa dos mesmos.

1. INTRODUÇÃO

O trabalho experimental realizado teve como objectivo estudar o comportamento de óleos e massas lubrificantes e a sua influência no desenvolvimento da fadiga num contacto elastohidrodinâmico - EHD, comparando o seu desempenho.

O aumento da duração de vida dos elementos da cadeia cinemática de uma máquina, sejam eles rolamentos, cames ou engrenagens, é muito importante não só do ponto de vista económico, como também da fiabilidade, que por definição traduz a probabilidade de bom funcionamento durante um certo tempo.

A vida útil dos elementos de um rolamento, em regime de lubrificação elastohidrodinâmico, é limitada pelo

aparecimento à superfície de pequenos defeitos provocados por fenómenos de fadiga.

Embora a fadiga nos contactos pontuais em que o modelo físico de movimento relativo entre dois corpos é o rolamento puro possa ser atribuído, entre outras causas, às tensões cíclicas instaladas e às propriedades do material, sabe-se que a natureza do lubrificante e o ambiente dão origem a alterações significativas do comportamento à fadiga dos elementos rolantes.

As condições dinâmicas de funcionamento dos componentes mecânicos mais solicitados dos equipamentos, implicam que os lubrificantes usados possuam boas características de extrema pressão, face às cargas em jogo (até 3 GPa),

de desgaste e, também, de protecção à fadiga (Hamrock, 1994).

São múltiplos os factores que podem contribuir para a ocorrência de fadiga nos contactos hertzianos: rugosidade superficial, características físico-químicas do lubrificante, temperatura, meio ambiente, o material e o grau de refinamento, profundidade de endurecimento e tipo de tratamento térmico utilizado, tensões residuais, geometria do contacto, velocidade de rolamento, e taxa de escorregamento e acima de tudo o campo de tensões instalado no interior dos sólidos devido ao contacto EHD (Ferreira & all, 1994).

A fadiga é um tipo de avaria que pode surgir à superfície sob a forma de *pitts* - crateras ou picadas, ou em profundidade sob a forma de *spalls* - escamas, como resultado da propagação de fendas provocadas pela aplicação repetitiva de ciclos de tensão/deformação a um pequeno volume de material do contacto (Stachowiak & all, 1993).

Entendida a fadiga como um fenómeno de ruptura progressiva de materiais sujeitos a ciclos repetidos de tensão/deformação, o mecanismo de fadiga compreende as seguintes fases sucessivas:

- Nucleação ou iniciação da fenda de fadiga;
- Propagação da fenda;
- Ruptura final.

A ruptura final dá origem à formação de uma partícula de desgaste e, portanto, ao aparecimento de um defeito superficial cuja evolução conduz ao colapso do contacto. A interacção entre sólidos com movimento relativo entre si de rolamento, ocorre quando:

- A espessura mínima da película lubrificante se torna demasiado pequena;
- A amplitude das rugosidades é elevada;
- O contacto está sobrecarregado.

Em relação à espessura mínima da película lubrificante, verifica-se uma redução quando a viscosidade diminui devido a temperaturas elevadas ou altas taxas de corte.

O lubrificante tem um papel determinante na fadiga de contacto. A película lubrificante deve ter espessura e resistência suficientes para ultrapassar a altura média das rugosidades das superfícies em situações de quase contacto e em condições de carga máxima admissível, garantindo a separação completa das superfícies.

As películas lubrificantes nos contactos EHD, provocam modificações na pressão de Hertz e na distribuição das tensões de tracção. Influenciam, também, o número e o rigor da interacção entre as rugosidades, assim como a concentração de tensões na vizinhança dos defeitos das superfícies em contacto.

2. DETALHES EXPERIMENTAIS

2.1 Equipamento de teste

O equipamento usado para a realização dos ensaios foi, como já foi referido, a máquina de quatro esferas modificada constituída pela máquina propriamente dita e por uma unidade de controlo e motorização. Trata-se de uma máquina que permite, por comparação, analisar o desempenho de lubrificantes da mesma espécie através de metodologias de ensaio simples e de um modo geral breves. Para a realização dos testes, a máquina dispõe de um veio motor em cuja extremidade é montada uma pinça com a esfera superior. É através deste veio que o movimento e a carga aplicada são fornecidos ao conjunto de ensaio.

No essencial, o teste consiste em fazer rodar a esfera superior sobre três esferas inferiores similares, que rola livremente numa pista de corrida ou pista de ensaio em forma de taça, depois de previamente cobrir as esferas inferiores com o lubrificante a ensaiar.

Na Figura 1 está representado esquematicamente um conjunto de ensaio, onde é observável o modo como o contacto ocorre. Em cada ponto de contacto da esfera superior com as esferas inferiores é exercida uma força normal responsável pelas tensões cíclicas que irão dar origem ao fenómeno de fadiga. Por cada rotação do veio motor, a esfera superior recebe três ciclos de tensão, o que conduz a uma maior probabilidade de formação de fadiga superficial - *pitting*, do que qualquer das esferas inferiores.

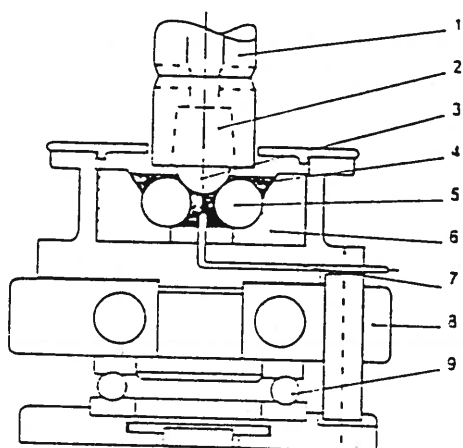


Figura 1: Representação esquemática do conjunto de ensaio.

Legenda:

1. Veio de transmissão do movimento.
2. Pinça para fixação da esfera superior.
3. Esfera superior.
4. Lubrificante a ensaiar.
5. Esferas inferiores.

6. Pista de ensaio.
7. Termopar tipo k.
8. Placa de aquecimento.
9. Rolamento axial de apoio.

2.2 Lubrificantes e materiais ensaiados

Foram ensaiados três óleos minerais de base essencialmente parafínica, o GALP Transgear 68 e o GALP Transgear 150, com aditivo EP à base de enxofre e fósforo, e o óleo não aditivado GALP TM 150.

Quanto às massas lubrificantes ensaiadas, foram formuladas com o mesmo espessante - sabão de lítio, sendo os óleos de base parafínica, com graus de viscosidade diferentes. A GALP Belona 2 EP contém o mesmo aditivo dos óleos atrás referidos. As Tabelas 1 e 2 reúnem as características dos lubrificantes ensaiados.

As esferas utilizadas nos ensaios são de aço ligado temperado AISI E 52100, com uma dureza Rockwell compreendida entre 60 - 68 HRC, diâmetro nominal $D_w = 12.7$ mm, tolerância de forma $0,08 \mu\text{m}$ e uma rugosidade $R_a = 0.008 \mu\text{m}$. A precisão das dimensões e a precisão geométrica estão em conformidade com a norma DIN 5401 e recomendação ISO 3290. O módulo de elasticidade E é igual a 207 GPa e o coeficiente de Poisson $\nu = 0.3$.

Tabela 1: Características dos óleos lubrificantes.

Lubrificante	Viscosidade a 40°C (cSt)	Viscosidade a 100°C (cSt)	Índice de viscosidade	Ponto de inflamação ($^\circ\text{C}$)
GALP Transgear 68	68	8.9	100	230
GALP TM 150	150	14.0	≥ 80	230
GALP Transgear 150	150	14.8	96	240

Tabela 2: Características das massas lubrificantes.

Lubrificante	Viscosidade do óleo base a 40°C (cSt)	Gradação NLGI (Consistência)	Penetração trabalhada a 60 pancadas	Ponto de gota ($^\circ\text{C}$)
GALP Belona 2	100	2	265-290	≥ 185
GALP Belona 2 EP	230	2	265-295	≥ 177

2.3 Especificações dos ensaios realizados

Os testes foram realizados segundo a norma IP 300/82:

Carga aplicada	400kg/3924N
Tensão máxima de Hertz	7415 MPa
Ângulo de contacto	54.7°
Velocidade da esfera superior	10 000 rpm
Humidade relativa do ar	75%
Temperatura média inicial do óleo	63°C
Temperatura média inicial das massa	41°C
Quantidade de lubrificante	12-13 ml

As esferas utilizadas nos ensaios foram retiradas aleatoriamente do mesmo lote de fabrico. Para cada lubrificante ensaiado realizaram-se 24 corridas tendo sido ensaiados em primeiro lugar os óleos e depois as massa lubrificantes.

3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Realizados os ensaios experimentais, os tempos de duração das corridas foram ordenados de modo crescente, para permitir o tratamento estatístico de acordo com o modelo/distribuição de Weibull. Importa referir que as durações de vida de rolamentos, nominalmente testados nas mesmas condições nos ensaios de fadiga podem ser completamente diferentes. A principal razão é que, a uma escala microscópica, os corpos rolantes não são homogéneos, isto é, podem apresentar defeitos metalúrgicos ou de forma que implicarão comportamentos diferentes nos ensaios. Para absorver a dispersão dos tempos de bom funcionamento, são efectuados testes estatísticos com o objectivo de se obterem conclusões consistentes.

O modelo de Weibull, por ser muito flexível, porque sendo uma lei a três parâmetros, permite ajustar correctamente todos os tipos de resultados experimentais e operacionais, tem sido o mais utilizado nos estudos de fiabilidade de equipamentos mecânicos quando ocorrem fenómenos de fadiga (Monchy, 1987).

O modelo de Weibull permite analisar a duração de vida associada a um patamar de fiabilidade, ou seja, permite determinar em que instante t_i a fiabilidade atingirá o patamar R_i . Dito de outra forma, segundo o referido modelo, a probabilidade de que um dispositivo esteja em bom funcionamento no instante t (fiabilidade no instante t), é dada, na lei de Weibull, pela expressão:

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

Na expressão β , η e γ são parâmetros obtidos após a análise experimental. β 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; η 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 γ , 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 γ de modo a linearizar a referida curva. A análise realizada pode ser vista em Almeida, 1996 e Moreira, 1996.

Para a determinação dos valores dos parâmetros de Weibull foram disponibilizados dois meios: o método gráfico utilizando o papel de Weibull e o programa informático *WeibullSmith*. Este programa foi especialmente concebido para a análise e tratamento estatístico de dados segundo a lei de Weibull. Com ele podemos não só obter a representação gráfica dos pontos e da respectiva recta de regressão ou recta de Weibull, como também os parâmetros β , γ e r^2 , traduzindo este último o quadrado do índice de correlação, o qual

nos indica se há uma boa ou má aproximação da recta aos pontos marcados.

Neste trabalho, foi utilizado o referido programa para a determinação dos valores de L_{10} , L_{50} e β tendo-se considerado um intervalo de confiança de 95%. Foi feita a análise de Weibull a três parâmetros, ou seja, considerou-se o parâmetro de posição $\gamma \neq 0$.

O valor L_{10} traduz a vida nominal associada à fiabilidade $R_{(t)} = 0.90$, ou seja, significa que 90% das esferas ensaiadas de um determinado lote ultrapassaram um tempo t de bom funcionamento. L_{10} é o valor mais usado para caracterizar a duração de vida nominal dos rolamentos. L_{50} traduz a duração de vida nominal associada à fiabilidade $R_{(t)} = 0.50$.

Na tabela 3, são apresentados os valores obtidos, relativos aos ensaios realizados com os óleos e massas lubrificantes.

4. OBSERVAÇÃO EM SEM DAS CRATERAS E FENDAS DE FADIGA

A presença de crateras e fendas de fadiga foi observada com auxílio do microscópio electrónico de varrimento, existente no CEMUP - Centro de Materiais da Universidade do Porto.

Para a observação das fendas de fadiga propagadas, procedeu-se ao corte das esferas por electroerosão no CEMAC - Centro de Engenharia Mecânica Assistida por Computador. Houve o cuidado de cortar as esferas segundo um plano perpendicular ao caminho de rolamento, que passa pelo

centro da cratera de fadiga. Foram também efectuados cortes segundo um plano longitudinal ao caminho de rolamento, que passasse igualmente pelo centro da cratera.

Na Figura 2, pode observar-se uma cratera de fadiga ocorrida no caminho de rolamento durante o ensaio com a massa lubrificante GALP Belona 2. É nítida a deformação plástica da superfície. O comprimento da cratera configura uma situação de *spalling*.

Na Figura 3, podemos verificar a existência de duas fendas de fadiga propagadas segundo direcções com inclinações diferentes relativamente à superfície de rolamento. A fenda maior, com cerca de 1 mm de comprimento, iniciou-se provavelmente à superfície, tendo-se propagado em duas inclinações diferentes. Admite-se que, a exemplo da fenda menor, se tenha propagado inicialmente com uma inclinação de 45° e, posteriormente segundo uma direcção paralela à superfície de rolamento. A propagação deu-se ao longo do plano da tensão de corte máxima, que é nula à superfície, atingindo o valor máximo, segundo a teoria de Hertz, a uma profundidade $Z = 0.35 a$, sendo a o raio do círculo de contacto.

O valor teórico de Z , calculado com bases nas condições de ensaio, permitiu-nos concluir que o valor máximo da tensão de corte ocorreu a uma profundidade de 113 μm . Na Figura 3, pode constatar-se que a fenda de fadiga propagou-se a uma profundidade de aproximadamente 100 μm .

Tabela 3: Resultados dos ensaios.

Lubrificante	L_{10} Ciclos (X. E5)	L_{50} Ciclos (X. E5)	Inclinação da recta de Weibull ($\alpha = \beta$)	γ	η	Índice de correlação (r)
GALP Transgear 68	0.91	1.09	3.51	0.66	1.13	0.97
GALP TM 150	1.02	1.24	2.42	0.82	1.31	0.98
GALP Transgear 150	1.06	1.20	1.13	1.03	1.26	0.99
GALP Belona 2	0.56	0.77	2.18	0.41	0.84	0.99
GALP Belona 2 EP	0.67	0.75	2.09	0.62	0.78	0.98

Segundo Fernandez, J. & all, 1996, os ângulos de propagação de fendas 0° e 45° , são possivelmente causados pela tensão de corte máxima alternada que actua paralelamente à superfície de rolamento e pela tensão de corte máxima que actua segundo uma direcção que faz um ângulo de 45° com a referida superfície.

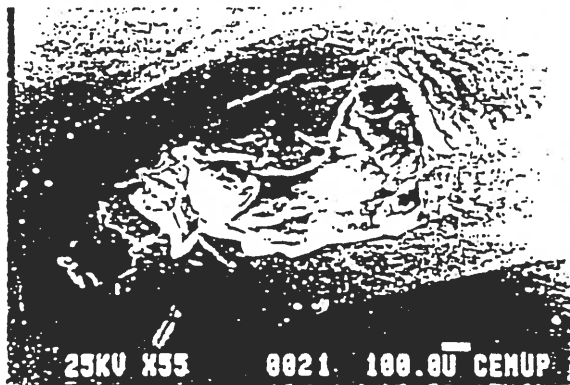


Figura 2: Cratera de fadiga.

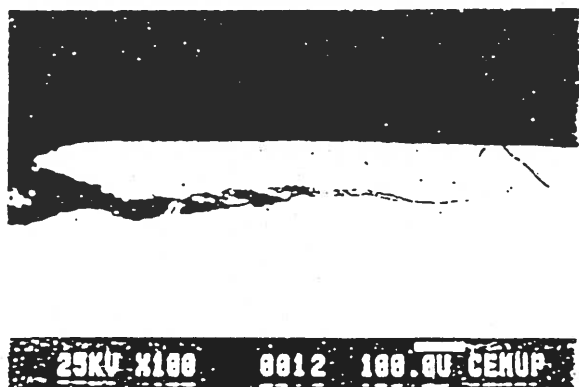


Figura 3: Observação em SEM de fendas de fadiga.

5. INFLUÊNCIA DO ADITIVO EP. ANÁLISE EDS

Os resultados dos ensaios permitiram concluir que o aditivo EP não melhorou a performance do óleo GALP Transgear 150 relativamente ao óleo não aditivo GALP TM 150. Do mesmo modo se concluiu que a massa lubrificante GALP Belona 2 EP não beneficiou, relativamente à massa não aditivada GALP Belona 2, do facto de ter sido formulada com o referido aditivo.

Para confirmar esta constatação, procedeu-se através da microanálise por raios X à caracterização química de um microvolume de material do caminho de

rolamento das esferas superiores ensaiadas com os lubrificantes aditivos.

Na Figura 4.a) e 4.b), podem observar-se os espectros obtidos com o espectómetro de raios X de dispersão de energias - EDS. A Figura 4.a) da esquerda, reporta-se à análise da composição local do caminho de rolamento de uma esfera ensaiada com o óleo aditivado GALP Transgear 150; a 4.b) mostra a composição química do caminho de rolamento de uma esfera utilizada no ensaio efectuado com a massa lubrificante GALP Belona 2 EP.

Como se pode facilmente verificar, a caracterização química das superfícies não revela a presença de fósforo e enxofre que, como já foi referido, são os elementos químicos activos do aditivo EP.

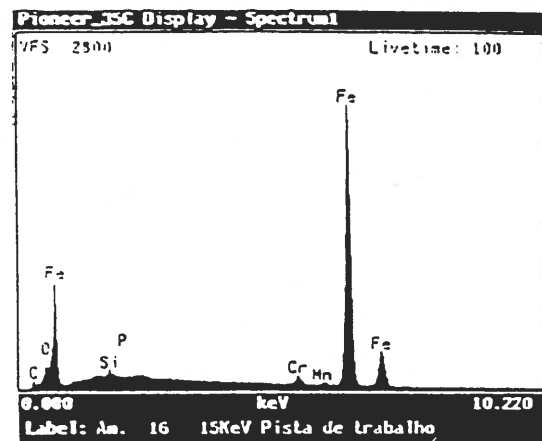


Figura 4.a): Espectro de raios X do caminho de rolamento da esfera superior - óleo GALP Transgear 150.

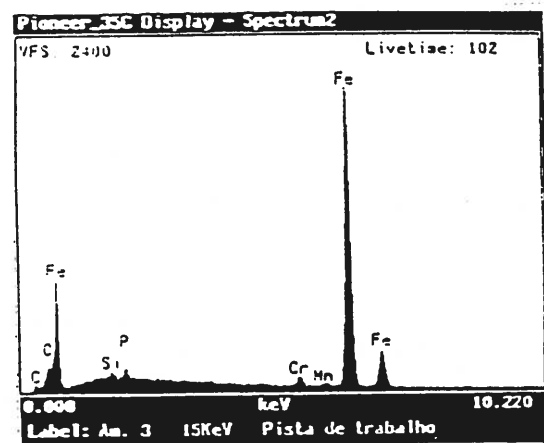


Figura 4.b): Espectro de raios X do caminho de rolamento da esfera superior - massa GALP Belona 2 EP.

6. GRÁFICOS DE WEIBULL

Nas Figuras 5 e 6, são apresentados, a título de exemplo, os gráficos obtidos para os ensaios com os óleos e massas lubrificantes, após tratamento estatístico com a lei de Weibull, utilizando o programa *WEIBULLSMITH*.

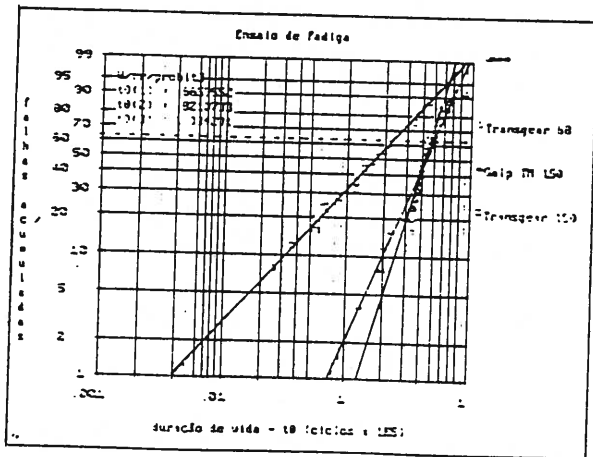


Figura 5: Gráfico de Weibull relativo aos três óleos lubrificantes ensaiados.

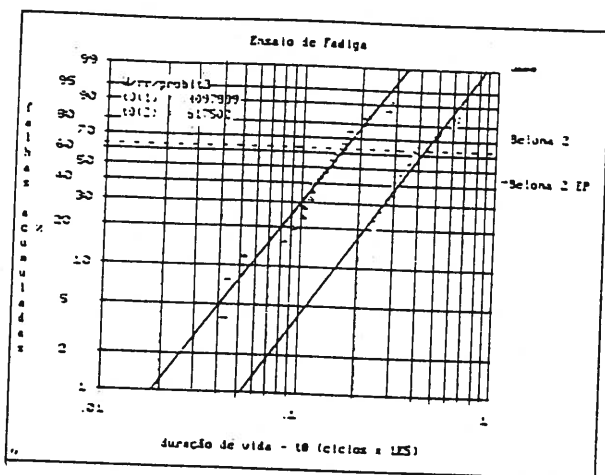


Figura 6: Gráfico de Weibull relativo às duas massas lubrificantes.

7. CONCLUSÕES

Da análise dos resultados obtidos nos ensaios e das observações em SEM e EDS podem tirar-se as seguintes conclusões:

1. Nos óleos lubrificantes, constatou-se que a viscosidade é determinante na duração de vida à fadiga dos mecanismos: aumentando a viscosidade, aumenta a vida útil. Comparando os valores de L10 e L50, concluiu-se que as esferas ensaiadas com o óleo mais viscoso ou seja, com o óleo

GALP Transgear 150, tiveram uma duração de vida à fadiga superior às ensaiadas com o óleo menos viscoso - GALP Transgear 68, em cerca de 15000 ciclos de tensão, aproximadamente 16.5%.

A explicação para a ocorrência de valores de L10 e L50 muito semelhantes só pode ser dada com base no facto do colapso do contacto ter ocorrido praticamente à mesma temperatura - cerca de 114°C. A esta temperatura a viscosidade dos diferentes óleos apresentam valores muito próximos o que implica espessuras mínimas do filme lubrificante semelhantes e insuficientes para evitar o contacto severo entre as superfícies. Importa referir que, a partir dos 95 - 97°C, as esferas começaram a emitir um ruído diferente que, provavelmente, estaria associado à iniciação de fendas de fadiga.

Quanto ao efeito do aditivo activo EP, os valores de L10 e L50 obtidos para os óleos GALP TM 150 e Transgear 150 são praticamente iguais. Através da microanálise por raios X do caminho de rolamento da esfera danificada quando se ensaiou o óleo aditivado, constatou-se a ausência de qualquer vestígio de enxofre ou fósforo. Este facto veio demonstrar que nos ensaios de fadiga de rolamento realizados, não obstante as severas condições de funcionamento impostas pela máquina de 4 esferas, o aditivo EP revelou-se ineficaz. Para que o aditivo EP seja activo, é necessário que a temperatura no contacto atinja valores superiores aos verificados.

2. Nos ensaios efectuados com as massas lubrificantes, o valor de L10 obtido para a massa GALP Belona 2 EP foi ligeiramente superior ao da massa GALP Belona 2, devido, em princípio, à maior viscosidade do óleo base. A temperatura média atingida pelas duas massas, quando ocorreu o colapso, foi semelhante - cerca de 100°C.

Relativamente ao efeito do aditivo EP verificou-se que, tal como nos óleos, não aumentou a performance da massa aditivada GALP Belona 2 EP.

3. Os óleos lubrificantes tiveram um comportamento melhor do que as massas lubrificantes.

As esferas ensaiadas com o melhor óleo tiveram durações de vida em média superiores a 54% relativamente às ensaiadas com a melhor massa.

As massas lubrificantes sofreram um aquecimento mais rápido do que os óleos. Isto deve-se, sobretudo, ao facto das massas não actuarem como agentes de arrefecimento do contacto, ao contrário dos óleos, como também ao maior atrito interno.

Nas micrografias obtidas no microscópio electrónico de varrimento, é visível uma acentuada deformação plástica do caminho de rolamento, mais significativa nos ensaios realizados com as massas lubrificantes. Dadas as condições severas de ensaio e a natureza física das massas, esperava-se que esta situação pudesse ocorrer, devido às tensões instaladas e à elevada temperatura desenvolvida no contacto. Nestas condições a redução do filme lubrificante é significativa, o espessante tende a separar-se do óleo e o contacto metal/metal ocorre de forma drástica.

4. O tipo de avaria de fadiga predominante foi o *spalling*, embora em algumas corridas o colapso tenha sido produzido por micro crateras indiciando a ocorrência de *pitting*. O facto do valor obtido para o parâmetro β no ensaio com o óleo Transgear 68 ser elevado, demonstra que, associado ao dano por fadiga, ocorreram outros mecanismos de dano, nomeadamente o desgaste por deformação plástica. Importa referir que, em condições normais de funcionamento, a fadiga em rolamentos ocorre para valores de $1.5 < \beta < 2.5$.

AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer à PETROGAL, SA toda a colaboração prestada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Norma IP 300/82: "Determination of rolling contact fatigue failure -

Modified four ball machine", Institute of Petroleum, Edição 1982.

- [2] Hamrock, B. J., "Fundamentals of Fluid Lubrication", McGraw-Hill International Editions, 1994.
- [3] Ferreira, L. A., Alves, J. L., "Fadiga em contactos lubrificadas EHD", Relatório Técnico, INEG- CETRIB, 1994.
- [4] Stachowiak, G. W., Batchelor, A. W., "Engineering Tribology", Tribology Series, 24, Elsevier, 1993.
- [5] Monchy, F., "A Função Manutenção", Editora Durban, 1989.
- [6] Moreira, L., Tese de Mestrado, "Estudo das características de resistência à fadiga de óleos lubrificantes aditivados ensaiados na máquina de quatro esferas", FEUP, 1996.
- [7] Almeida, C., Tese de Mestrado, "Influência dos óleos e massas lubrificantes no comportamento à fadiga de um contacto elastohidrodinâmico", FEUP, 1996.
- [8] Fernandez, J. E., Cuervo, D.G., Wang, Y., Rincon, A., "Effects of Mineral and Synthetic Lubricants on Rolling Contact Fatigue Lives of Steel AISI 52100 Balls", in 10th International Colloquium 09 - 11 Jan 1996, Vol.3, pp. 1809-1818, T.A.E., Esslinger, Germany.