

RUI ALBERTO MELO DAS NEVES

INFLUÊNCIA DA CONTAMINAÇÃO DE UMA MASSA
LUBRIFICANTE NO DESGASTE DE UM CONTACTO EHD
SIMULADO NA MÁQUINA DE 4 ESFERAS

Dissertação Apresentada à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
para a Obtenção do Grau de Mestre em Manutenção Industrial



DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E GESTÃO INDUSTRIAL
FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

2000

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi possível graças à colaboração e apoio de pessoas e entidades às quais agradeço sinceramente.

Ao Prof. Jorge Seabra – Pelo diligente acompanhamento e sábia orientação de todas as fases deste trabalho bem como as palavras de incentivo.

Ao Prof. Luís Andrade Ferreira - Pela disponibilidade para acorrer à satisfação das necessidades de equipamento necessário para a realização deste trabalho.

Ao Prof. Eduardo Matos Almas, do Instituto Superior Técnico, pela honra que me concede em aceitar ser o relator exterior desta dissertação e fazer parte do júri.

Ao Prof. Monteiro Baptista - Por ter disponibilizado parte dos contaminantes utilizados neste trabalho.

Aos amigos e colegas do ISEP Alexandre Sottomayor, Jorge Castro, Armando Campos e Luís Magalhães – por todo o apoio prestado.

Aos amigos do CETRIB Beatriz Graça e Rui Amaro pela inestimável colaboração e apoio prestado.

Ao INEGI (Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial), por ter disponibilizado os recursos que tornaram possível a realização deste trabalho.

Ao ISEP (Instituto Superior de Engenharia do Porto) por me ter concedido a disponibilidade de tempo necessária para a realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho avalia a influência da contaminação de uma massa lubrificante no desgaste de um contacto EHD. Foram usados como contaminantes partículas de ferro e de carbureto de silício (SiC), e consideraram-se dois níveis de contaminação, 2% e 5%, para além da massa lubrificante original. Para comparação e calibração foi também usado óleo lubrificante com os mesmos níveis de contaminação.

Para simular o contacto EHD, foi usada a Máquina de Quatro Esferas em condições de escorregamento puro. Os ensaios foram realizados a carga constante (previamente determinada experimentalmente), durante vários intervalos de tempo, desde 1 a 20 minutos, e a temperatura da ordem de 40 ° C.

Após os ensaios realizaram-se dois tipos de análises. Os lubrificantes foram analisados por Ferrografia de Leitura Directa (DRIII) e por Ferrografia Analítica (FMIII), e foi ainda experimentada a Filtragem por Membrana.

As esferas usadas nos ensaios foram observadas no microscópio óptico para medição das crateras de desgaste e identificação do tipo de desgaste ocorrido.

Os resultados das análises de lubrificantes e medição de crateras, e a sua evolução, são discutidos em termos do nível e tipo de contaminação, do tipo de lubrificante (massa ou óleo), da aditivação do lubrificante e da duração do ensaio.

Sommaire

Ce travail évalue l'influence de la contamination d'une masse lubrifiant sur l'usure d'un contact EHD. Des particules de fer (Fe) et du carbure de silice(SiC) ont été utilisées comme contaminants de la graisse, avec deux niveaux de contamination pondérale, 2% et 5%. Pour comparaison et étalonnage la même contamination a été utilisée pour huile lubrifiant.

Pour simuler le contact EHD, la Machine Quatre Sphères en conditions de glissement pur a été utilisée. Les essais ont été réalisés à charge constante (déterminée expérimentalement auparavant) pendant plusieurs intervalles de temps de 1 à 20 minutes, et à la température moyenne de 40°C.

Après les essais deux types d'analyse ont été effectués. Les lubrifiants ont été analysés par Ferrographie de Lecture Direct (DRIII) et par Ferrographie Analytique (FMIII) et le Filtrage par Membrane a été essayé.

Les sphères usées pendant les essais ont été observées au microscope optique pour mesurer les cratères d'usure et identifier le type d'usure survenue.

Les résultats des analyses de lubrifiants et des dimensions des cratères d'usure, et son évolution, sont discutés en ce qui concerne le niveau et le type de contamination, le type de lubrifiant (masse ou huile), l'additivation et la durée de l'essai.

ABSTRACT

This work evaluates the influence of lubricant grease contamination in the wear of an EHD contact. Iron and silicon carbide particles were used as grease contaminants, with two levels of contamination, 2% and 5%. For comparison and calibration effects lubricant oil with the same levels of contamination was also used.

To simulate the EHD contact, the Four Balls Machine in pure sliding conditions was used. The tests took place at constant load (pre-determined experimentally), in different time intervals, from 1 to 20 minutes, and at the temperature of 40°C.

After the tests two kinds of analyses were performed. The lubricants were analysed by Direct Reading Ferrography (DRIII) and by Analytical Ferrography (FMIII), and the membrane filtering process was also experimented.

The spheres used in the tests were observed in an optical microscope for measurement of wear scar diameter and for wear mechanism identification.

The results from lubricants analyses and craters diameters, and their evolution, are discussed in terms of level of contamination, type of lubricant (grease or oil), lubricant aditivation and test duration.

ÍNDICE

INTRODUÇÃO	1
1. Contaminação e Controlo de Condição	1
2. Objectivos do trabalho realizado	2
3. Organização da dissertação.....	3
CAPÍTULO 1 – CONTAMINAÇÃO DOS LUBRIFICANTES TÉCNICA DE CONTROLO. ...	5
1.1 – Introdução	5
1.2 – Origem dos contaminantes.....	5
1.2.1 – Contaminantes gerados no fabrico e no manuseamento do lubrificante.....	6
1.2.2 – Contaminantes gerados no fabrico e montagem dos equipamentos.	7
1.2.3 – Contaminantes gerados pelo desgaste dos equipamentos.....	8
1.2.4 – Contaminantes externos.....	10
1.3 – Influência da passagem dos contaminantes no interior do contacto.....	11
1.3.1 – Tipos de lubrificação e a sua caracterização.....	11
1.3.2 – Mecanismos de desgaste	13
1.3.3 – Efeitos dos contaminantes sobre o lubrificante	14
1.3.4 – Influência dos contaminantes na lubrificação.....	14
1.3.5 – Eliminação de contaminantes em lubrificantes.....	16
1.4 – Técnicas de análise de lubrificantes.....	18
1.4.1 – Análises para determinação da condição de uma massa lubrificante	19

1.4.2 – Análises para determinação da condição de um equipamento.....	27
Ferrografia analítica	27
1.5 – Aplicação da ferrografia ao controlo de condição de equipamentos	33
1.6 – Discussão	35
CAPÍTULO 2 – APLICABILIDADE DA FERROGRAFIA À ANÁLISE DE MASSAS	
LUBRIFICANTES	37
2.1 – Preparação de massas e óleos lubrificantes contaminados	37
2.2 – Dissolução das amostras de massa lubrificante contaminada.....	38
2.2.1 – Procedimentos utilizados	41
2.2.2 – Comparação dos solventes.....	42
2.3 – Análises de massa e óleo contaminados.	42
2.4 – Discussão	45
CAPÍTULO 3 – ENSAIOS NA MÁQUINA DE 4 ESFERAS COM LUBRIFICANTES	
CONTAMINADOS	47
3.1- Introdução.....	47
3.2 – Máquina de 4 esferas	48
3.2.1 – Análise do contacto na máquina de 4 esferas	51
3.3 – Caracterização dos lubrificantes e contaminantes	59
3.3.1 – Caracterização dos lubrificantes	59
3.3.2 – Caracterização dos contaminantes	59
3.4 — Contaminações ensaiadas	61
3.5 — Ensaios em rolamento puro.....	63

Índice

3.6 – Ensaios em escorregamento puro.....	65
3.6.1– Ensaios padrão	67
3.7 – Discussão dos resultados	71
CAPÍTULO 4 – INFLUÊNCIA DO TIPO DE LUBRIFICANTE E DE CONTAMINANTE....	72
4.1- Introdução.....	72
4.2- Ensaios com contaminante de pó de ferro.....	72
4.2.1 – Diâmetro das crateras de desgaste	72
4.2.2 – Ferrometria.....	74
4.3- Ensaios com contaminante de carbureto de silício (SiC)	75
4.3.1 – Diâmetro das crateras de desgaste	75
4.3.2 –Ferrometria.....	77
4.4 — Ensaios realizados com contaminantes de ferro e carbureto de silício (Fe + SiC).....	79
4.5 – Resultados para a massa EP	80
4.6 – Resultados para o óleo base.	82
4.7 – Resumo dos principais resultados.....	83
CAPÍTULO 5 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.	84
5.1- Influência da contaminação no desgaste	84
5.2- Influência do tipo de contaminante no desgaste.....	86
5.2.1 – Quantificação da severidade do desgaste – diâmetro das crateras de desgaste	87
5.2.2 – Quantificação da severidade do desgaste - índices de ferrometria	88
5.2.3 – Qualificação dos mecanismos de desgaste	89

5.3- Influência dos aditivos e da espessura do filme lubrificante no desgaste	93
5.4- Influência do tempo no desgaste	99
5.5- Validade dos resultados para aplicações práticas	99
CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO	100
Conclusões	100
Trabalho futuro	101
REFERÊNCIAS.....	102
ANEXO A.....	107
Análise de um caso de aplicação da ferrografia.....	107
ANEXO B.....	110
Desgaste nos ensaios em rolamento puro	110
ANEXO C.....	113
Normas ASTM D2596 e IP 300	113

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Evolução do desgaste de um equipamento mecânico.	9
Figura 2 – Fadiga superficial e desgaste devido à passagem de partículas contaminantes no interior do contacto.	15
Figura 3 – Equipamento de filtragem por membrana.....	22
Figura 4 – Princípio de funcionamento de um ferrógrafo de leitura directa.	24
Figura 5 – Pormenor da localização dos sensores de um ferrógrafo.	24
Figura 6 – Esquema do princípio de funcionamento de um ferrógrafo analítico.	27
Figura 7 – Zonas de um ferrograma.	28
Figura 8 – Valores de ferrometria e curvas de tendência.	44
Figura 9 – Aspecto da máquina de 4 esferas e unidade de comando.....	48
Figura 10 – Corte do suporte de esferas móveis.	50
Figura 11– Corte do suporte de esferas fixas.	50
Figura 12 – Representação esquemática de um contacto pontual [29].	51
Figura 13 – Representação do contacto e esquema de forças na máquina de 4 esferas.	54
Figura 14 – Fotografia de carbureto de silício –SiC(ampliação 1000X).	60
Figura 15 – Microfotografia do contaminante pó de ferro (ampliação 1000X).	61
Figura 16 – Aspecto da pista de rolamento antes e após o ensaio.	64
Figura 17– Aspecto das partículas desgaste no final do ensaio com óleo contaminado.	64
Figura 18 – Diâmetro médio das crateras de desgaste nos ensaios realizados com lubrificantes não contaminados.	67
Figura 19 – Representação da variação do diâmetro médio das crateras de desgaste com o tempo.	68
Figura 20 – Aspecto das crateras de desgaste dos ensaios de duração 20 minutos realizados com óleo base (esquerda) e massa EP (direita).	69
Figura 21 – Evolução do diâmetro das crateras com o tempo, contaminante pó de ferro (Fe)....	73
Figura 22 – Resumo resultados dos ensaios de 20 minutos com contaminante de (Fe).	75
Figura 23 – Evolução do diâmetro das crateras com o tempo, de ensaio, com o contaminante de SiC.	76
Figura 24 – Resumo de resultados dos ensaios de 20 minutos, com contaminante de SiC.....	78
Figura 25 – Resumo resultados dos ensaios de 20 minutos realizados com massa EP.	81
Figura 26 – Resumo resultados dos ensaios de 20 minutos realizados com óleo.	82

Figura 27 – Diâmetro das crateras de desgaste nos ensaios com lubrificantes contaminados com (Fe).	85
Figura 28 – Diâmetros das crateras de desgaste nos ensaios com lubrificantes contaminados com (SiC).	85
Figura 29 – Diâmetros das crateras de desgaste dos ensaios realizados com óleo e massa EP contaminados com 2% de Fe e com 2% de SiC.	87
Figura 30 – Índices de concentração de partículas e de severidade desgaste em ensaios realizados com óleo e massa EP contaminados com 2% Fe e 2% SiC.	88
Figura 31 – Microfotografia da zona do núcleo do ferrograma do ensaio com óleo contaminado com 2% SiC (ampliação 1000X).	90
Figura 32 – Microfotografia da zona do núcleo do ferrograma do ensaio com massa EP contaminada com 2% SiC (ampliação 1000X).	90
Figura 33 – Microfotografia de uma partícula de escorregamento situada no núcleo do ferrograma do ensaio com massa contaminada com Fe (ampliação 1000X).....	91
Figura 34 – Microfotografia de uma partícula de escorregamento situada no núcleo do ferrograma do ensaio com óleo contaminado com Fe (ampliação 1000X).	92
Figura 35 – Evolução do diâmetro das crateras de desgaste nos ensaios com óleo e massa EP contaminados com 2% de Fe.	94
Figura 36 – Evolução do diâmetro das crateras de desgaste nos ensaios com óleo e massa EP contaminados com 2% de SiC.	95
Figura 37 – Cratera de desgaste num ensaio com óleo contaminado com SiC (ampliação 200X).	97
Figura 38 – Cratera de desgaste num ensaio com massa EP contaminada com SiC (ampliação 200X).	97
Figura 39 – Fotografia da massa lubrificante em torno de uma cratera de desgaste no final do ensaio.	98
Figura 40– Fotografia da massa lubrificante em torno de uma cratera de desgaste no final do ensaio.....	99
Figura 41 – Valores de CPUC e níveis de alerta e alarme para o rolamento 1.	108
Figura 42 – Valores de CPUC e níveis de alerta e alarme para o rolamento 2.	108
Figura 43 – Valores de CPUC e níveis de alerta e alarme para o rolamento 3.	109
Figura 44 – Registo do perfil da pista de desgaste relativo ao ensaio 6.	111
Figura 45 – Registo do perfil da pista de desgaste relativo ao ensaio 8.	111

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Número de partículas em 100 ml óleo novo [1].....	6
Tabela 2 – Resultados de filtragem de massas lubrificantes [6].....	17
Tabela 3 – Classificação NLGI das massas lubrificantes.	21
Tabela 4 – Classificação das partículas de desgaste [5].....	30
Tabela 5 – Forma, aspecto e origem de partículas contaminantes [25].	31
Tabela 6 - Alteração de cor das partículas ferrosas após “tratamento térmico” do ferrograma [23].....	32
Tabela 7 – Procedimentos de mistura de lubrificantes com contaminantes.	37
Tabela 8 – Concentrações de contaminação e quantidade de contaminante na amostra.	38
Tabela 9 – Tipos de solução solvente.	40
Tabela 10 – Composição das soluções para os dois solventes usados.	41
Tabela 11 – Valores de DL das diferentes amostras de massa e óleo contaminados.	43
Tabela 12 – Valores dos diferentes parâmetros nas condições de ensaio.	55
Tabela 13 – Valores para cálculo da espessura de filme lubrificante.	58
Tabela 14 – Características dos lubrificantes utilizados.....	59
Tabela 15 - Características dos contaminantes utilizados.	60
Tabela 16 - Condições de funcionamento dos ensaios realizados em rolamento puro.....	63
Tabela 17 – Lubrificantes utilizados e duração dos ensaios realizados.	65
Tabela 18 – Diâmetros médios das crateras de desgaste obtidas após os ensaios com massas e óleo não contaminados.	67
Tabela 19 – Resultados de ferrografia dos ensaios com lubrificantes não contaminados.	
Tabela 20 – Tipos de lubrificante e níveis de contaminação.	72
Tabela 21 – Dimensões das crateras de desgaste nos ensaios com contaminante de ferro.	73
Tabela 22 – Valores de ferrometria dos ensaios de 20 minutos com contaminante de (Fe).	74
Tabela 23 - Dimensões das crateras de desgaste nos ensaios com o contaminante de carbureto de silício SiC.	76
Tabela 24 - Valores de ferrometria dos ensaios de 20 minutos com contaminante de SiC.	77
Tabela 25 – Diâmetro das crateras de desgaste dos ensaios com contaminante de ferro e carbureto de silício(Fe+SiC).	79
Tabela 26 – Resultados dos ensaios com a duração de 20 minutos realizados com massa EP.	80
Tabela 27 – Resultados dos ensaios com a duração de 20 minutos realizados com óleo.	82

Índice

Tabela 28 – Aumento de diâmetro das crateras de desgaste devido aos contaminantes.	95
Tabela 29 – Valores dos índices de concentração de partículas de desgaste [5].	107

INTRODUÇÃO

1. Contaminação e Controlo de Condição

A contaminação de um lubrificante consiste na existência de partículas, metálicas ou não metálicas, ou outros elementos estranhos, como por exemplo água, no seio do lubrificante.

Segundo a norma ASTM F 740 -82 a, são consideradas como partículas as muito pequenas quantidades de matéria sólida ou líquida existentes num líquido; a mesma classificação deve ser atribuída a bolhas gasosas presentes no seio de um líquido.

Os contaminantes são responsáveis pela ocorrência de avarias nos equipamentos com os inerentes custos de reparação ou substituição dos órgãos deteriorados [1]. Podem ser apontados outros efeitos da contaminação, como a redução do tempo de vida do lubrificante, implicando a necessidade de substituição do mesmo em intervalos de tempo mais curtos, a ocorrência de vibrações nos órgãos mecânicos e o aparecimento de ruídos [6].

A necessidade de aumentar a fiabilidade dos sistemas mecânicos tem levado a um controlo cada vez mais apertado dos níveis de contaminação dos lubrificantes para assim aumentar a vida útil dos equipamentos dada a relação directa entre nível de contaminação e avaria [1]. Refiram-se, por exemplo, estudos extensivos realizados no Reino Unido, os quais mostraram que 55% dos problemas surgidos em sistemas hidráulicos eram devidos a contaminação [7].

A aplicação de uma filosofia de Manutenção Condicionada dos equipamentos requer o emprego de várias técnicas de controlo de condição dos equipamentos como a análise de vibrações, a termografia, a sonometria, a imagiografia e de técnicas baseadas na análise do lubrificante.

A Ferrografia é uma técnica de análise de lubrificantes cada vez mais divulgada, a qual permite o controlo de condição dos lubrificantes e dos equipamentos. A ferrografia permite analisar quantitativamente e qualitativamente as partículas de desgaste existentes no lubrificante,

nomeadamente, a sua forma e composição mas também o processo de desgaste que lhes deu origem, daí retirando indicações quanto ao estado dos órgãos mecânicos do equipamento [5].

Outros exames de lubrificante como a espectrometria, viscosimetria e filtragem por membrana são também técnicas de controlo de condição cuja utilização tem indicações específicas.

Todas as técnicas de análise de lubrificantes referidas têm em comum a vantagem de ser realizadas a partir de uma amostra de lubrificante, a qual, se recolhida em condições adequadas, representa significativamente todo o lubrificante do sistema, permitindo obter informações fiáveis a partir das análises efectuadas.

A previsão da evolução da condição dos equipamentos mecânicos através da análise dos lubrificantes, implica o conhecimento da influência do tipo de contaminante e do nível de contaminação sobre os equipamentos, nomeadamente em termos de desgaste [2].

2. Objectivos do trabalho realizado

O estudo do comportamento das massas lubrificantes, quando contaminadas, reveste-se de particular interesse em virtude da mesma se encontrar, na maior parte das aplicações, confinada à vizinhança do órgão lubrificado. Logo, não é possível a eliminação de contaminantes sem a substituição total do lubrificante, implicando a desmontagem, pelo menos parcial, do sistema.

As massas lubrificantes são empregues com particular vantagem na lubrificação de rolamentos devido à facilidade construtiva permitida pelo reduzido atravancamento, resultante de não ser necessário espaço suplementar para o lubrificante, além do seu baixo custo. Cerca de 80% dos rolamentos são lubrificados com massa [20].

Os fabricantes de rolamentos têm apresentado sucessivamente séries de rolamentos com menor corte transversal e com esferas de diâmetro cada vez menor.

Estas características dos rolamentos tornam o controlo do estado do lubrificante, cada vez mais necessário, para assim prolongar a vida útil dos mesmos.

A presença de contaminantes em rolamentos lubrificados com massa lubrificante, é responsável pela ocorrência de fadiga e desgaste abrasivo nas esferas, pistas e gaiolas dos mesmos, originando a ruína prematura dos mesmos [3].

O principal objectivo deste trabalho é avaliar a influência da contaminação sobre o desgaste de um contacto elastohidrodinâmico lubrificado com massa, nomeadamente, da presença ou não de contaminante, do seu tipo e quantidade.

3. Organização da dissertação

O trabalho está dividido em cinco capítulos:

No primeiro capítulo apresenta-se uma síntese bibliográfica sobre as diferentes origens da contaminação existente nos lubrificantes, os seus efeitos sobre os equipamentos e as técnicas utilizadas para a sua avaliação.

No segundo capítulo indaga-se da aplicabilidade da ferrografia ao controlo de condição de massas lubrificantes com vista à sua aplicação ao caso em estudo. É feita a avaliação de diferentes solventes de massas lubrificantes e faz-se a comparação de resultados obtidos na análise ferrométrica de óleos e massas contaminadas.

Estabelecem-se os níveis de contaminação para os ensaios a realizar.

No terceiro capítulo são estabelecidas as condições para os ensaios com lubrificantes contaminados. Descrevem-se os ensaios realizados na máquina de quatro esferas, utilizando lubrificantes contaminados e não contaminados. Apresentam-se métodos para avaliação do desgaste e os resultados dos ensaios padrão, realizados com lubrificantes sem contaminação.

No quarto capítulo apresentam-se os resultados da análise de lubrificantes, por ferrometria e ferrografia analítica, e da medição das crateras de desgaste das esferas correspondentes aos ensaios realizados na máquina de quatro esferas com lubrificantes contaminados.

No quinto capítulo faz-se a discussão dos resultados obtidos de modo a avaliar como a presença de contaminantes é influente no desgaste e de que forma a natureza do contaminante pode agravar essa influência.

Finalmente são apresentadas as conclusões deste trabalho e feitas algumas sugestões de trabalhos futuros que possam desenvolver o estudo realizado.

CAPÍTULO 1 – CONTAMINAÇÃO DOS LUBRIFICANTES TÉCNICA DE CONTROLO.

1.1 – Introdução

A existência de partículas, metálicas ou não metálicas, ou outros elementos estranhos, como por exemplo água, em suspensão no lubrificante é chamada contaminação, sendo responsável por avarias nos sistemas mecânicos e pela diminuição da sua vida útil, pois provocam desgastes anormais dos órgãos lubrificados [3].

A importância atribuída ao estudo dos efeitos da contaminação dos lubrificantes advém do valor económico que representa a possibilidade de prever a ocorrência de avaria de um equipamento ou, em alguns casos, evitar que a mesma se manifeste por intervenção atempada [4].

No caso das massas lubrificantes o conhecimento do seu comportamento reveste-se de particular importância pois a eliminação de contaminantes só pode efectuar-se substituindo todo o lubrificante, o que implica, na maior parte dos casos, a desmontagem pelo menos parcial dos órgãos lubrificados, com a inerente paragem do equipamento, enquanto, no caso dos óleos a sua remoção pode ser feita, pelo menos no caso dos contaminantes sólidos, por intermédio de filtros mantendo o equipamento em serviço.

1.2 – Origem dos contaminantes.

Os contaminantes podem ter as mais diversas origens sendo de realçar as seguintes:

- a) Contidos nas matérias primas ou introduzidos durante o processo de fabrico;
- b) Materiais resultantes da maquinaria dos órgãos mecânicos e da montagem;
- c) Partículas de desgaste dos equipamentos;
- d) Partículas vindas do meio exterior;
- e) Partículas resultantes da carbonização do lubrificante;

- f) Resultantes de má homogeneização;
- g) Partículas de aditivos.

A importância relativa de cada um destes tipos de contaminantes depende da maior ou menor facilidade com que o mesmo possa ser eliminado do lubrificante, antes de produzir danos nos equipamentos, bem como da aplicação em causa.

Para cada aplicação específica de um lubrificante devem ter-se em consideração as origens de contaminação mais relevantes.

No caso, por exemplo, de um equipamento de precisão que inclua rolamentos de muito pequena dimensão deve considerar-se como relevante o facto de a massa não se apresentar perfeitamente homogeneizada [6].

1.2.1 – Contaminantes gerados no fabrico e no manuseamento do lubrificante.

No final do processo de fabrico dos lubrificantes estes apresentam sempre, em maior ou menor quantidade partículas contaminantes que pelas suas dimensões podem afectar o normal funcionamento de um equipamento [1]. A tabela 1 apresenta os valores da contagem de partículas de um óleo à saída da fábrica.

Tabela 1 – Número de partículas em 100 ml óleo novo [1].

Dimensão das partículas (μm)	Número de partículas (em 100 ml óleo)
> 5 a 15	5000
> 15 a 50	1250
> 50 a 100	70
> 100	0

Estas partículas podem ser de diferentes materiais, metálicos ou não metálicos e com dimensões que podem atingir a centena de micron e ter origem nas matérias primas utilizadas,

ser provenientes das máquinas em que foram produzidos os lubrificantes, ou resultantes do processo de fabrico.

No caso das massas lubrificantes a contaminação existente no final do processo de fabrico tem a mesma origem que no caso dos óleos. A juntar a estes contaminantes temos os aditivos que neste caso são insolúveis, enquanto nos óleos são normalmente solúveis [14].

Sendo a massa lubrificante constituída por um sólido, mais ou menos finamente dividido, o espessante, em dispersão num óleo o comportamento do espessante em termos de desgaste é também objecto de estudo [12].

Em aplicações altamente exigentes como equipamento militar sofisticado e aparelhos científicos estes contaminantes terão que ser eliminados [14].

A manipulação dos lubrificantes deve ser efectuada com toda a precaução pois o simples facto de uma embalagem de lubrificante ser deixada aberta enquanto permanece em armazém pode permitir que ocorra a contaminação do mesmo.

É necessário que a alimentação de lubrificante a cada órgão mecânico seja feito com as devidas precauções, já que é frequente a sua contaminação durante esta operação, principalmente no caso das massas [3].

1.2.2 – Contaminantes gerados no fabrico e montagem dos equipamentos.

Sendo a maior parte dos órgãos mecânicos produzidos por maquinagem, com arranque de apara, é natural que transportem consigo algumas partículas resultantes dessas operações. Se não houver o cuidado de proceder à sua limpeza estas partículas virão a contaminar o lubrificante.

Durante as operações de montagem ou reparação dos equipamentos é normal a utilização de ferramentas que contactando com os órgãos mecânicos podem gerar partículas. Também nestas operações são comumente empregues materiais têxteis e solventes para limpeza tanto das peças como do operador. Se não for efectuada uma limpeza eficiente de todas estas partículas o resultado final será a passagem das mesmas para o lubrificante [1].

A limpeza efectiva de todos os elementos do sistema de circulação do lubrificante seguida da filtragem do mesmo, após enchimento do circuito de lubrificação, fazendo este circular através de um sistema de filtragem externo é um processo recomendado para melhorar o nível de limpeza do óleo, conhecido como conceito de pré-limpeza [1]. A norma ISO 4406 classifica os níveis de limpeza de um óleo, em função da quantidade e dimensão das partículas existentes em 100 ml do mesmo.

1.2.3 – Contaminantes gerados pelo desgaste dos equipamentos.

O desgaste é definido como a danificação superficial de um corpo, geralmente envolvendo a perda progressiva de material, devido ao movimento relativo entre a superfície e a substância com que contacta [ASTM G40-95].

Num contacto lubrificado existem dois corpos, normalmente metálicos, sujeitos a uma carga e acoplados por um lubrificante. Assim devem-se considerar como variáveis influentes no desgaste as propriedades dos corpos e do lubrificante bem como a velocidade relativa entre os mesmos e a carga a que estão sujeitos.

Uma das funções do lubrificante é promover a separação dos dois corpos ao longo do tempo, garantindo a existência de um filme lubrificante cuja espessura será determinada, em cada momento e ponto do contacto, pela geometria e cinemática do contacto, pela pressão nesse ponto, pela viscosidade do lubrificante e pelas condições existentes no contacto, principalmente a temperatura e pressão que determinam o valor instantâneo da viscosidade.

As propriedades elásticas dos materiais dos corpos, principalmente o módulo de elasticidade, o estado superficial dos mesmos, avaliado através da sua rugosidade, e a sua dureza, são alguns dos parâmetros mais influentes do seu comportamento em termos de desgaste.

Durante toda a vida de um órgão mecânico há desgaste com a consequente formação de partículas que passam para o lubrificante. A figura 1 traduz a evolução do desgaste de um órgão mecânico em função do tempo de vida.

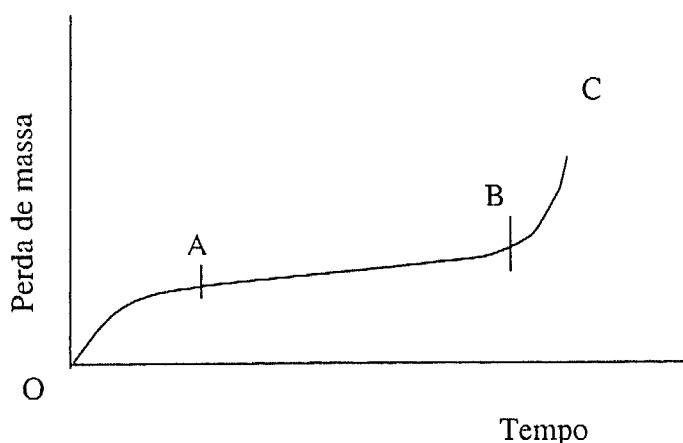


Figura 1 – Evolução do desgaste de um equipamento mecânico.

Podem definir-se três zonas na curva apresentada cada uma delas representando um determinado estágio de desgaste do órgão mecânico:

- Zona OA – período de tempo comumente designado por rodagem, e que corresponde à adaptação entre si da micro geometria das superfícies em contacto;
- Zona AB – período de tempo frequentemente designado de desgaste normal, durante o qual a taxa de desgaste é quase constante e muito inferior à do período anterior;
- Zona BC – período de avaria ou de desgaste excessivo durante o qual a taxa de desgaste aumenta bruscamente originando a destruição do órgão mecânico.

Esta classificação do desgaste apenas refere a sua intensidade não entrando em linha de conta com o modo ou modos como o mesmo se produz. Outra classificação pode ser estabelecida a partir dos mecanismos de desgaste: abrasão, adesão, fadiga de contacto, erosão e corrosão, etc.

O conhecimento da variação da taxa de desgaste associado ao conhecimento do tipo de partículas geradas em cada uma das fases constitui a base do controlo de condição de equipamentos pela análise do lubrificante [5].

As partículas geradas no desgaste em sistemas lubrificados com massa, ao contrário do que sucede com o óleo que as transporta para fora do contacto, podendo voltar ou não ao

contacto, permanecem nas imediações do contacto e com maior facilidade recirculam pelo mesmo podendo originar maior desgaste.

1.2.4 – Contaminantes externos.

Os equipamentos industriais trabalham em condições ambientais as mais diversas de acordo com a função para que foram construídos. Assim é normal que sofram agressões dos elementos do meio em que se encontram.

É normal encontrar partículas minerais no sistema de lubrificação de um equipamento de mineração, da mesma forma que num equipamento têxtil se podem encontrar fibras têxteis, provenientes do exterior. Estes contaminantes podem entrar nos sistemas através dos vedantes, de orifícios ou no caso das massas, no decorrer de relubrificações [3].

A influência deste tipo de contaminantes no desgaste depende da dimensão e dureza dos mesmos [6]. Outros contaminantes externos como a água ou outros líquidos podem afectar os lubrificantes originando a sua degradação, com a consequente diminuição do tempo de serviço e aumento do desgaste, pois o lubrificante degradado perde parte da sua capacidade de separar as superfícies. Podem ainda originar corrosão nos órgãos mecânicos, o que será fonte de mais contaminação pela libertação dos óxidos formados.

O aparecimento de água nos lubrificantes pode ser devido ao facto dos equipamentos estarem expostos à acção dos elementos, resultar de condensação do vapor de água contido no ar, por efeito de mudanças de temperatura ou porque o equipamento trabalha num ambiente com elevado teor de humidade. (por exemplo as máquinas para a indústria de pasta de papel).

Os sistemas lubrificados com massa, nos quais normalmente não há circulação de lubrificante, têm a vantagem, relativamente aos lubrificados com óleo, de os contaminantes vindos do exterior apenas afectarem o contacto em que se introduzem, ao contrário do que sucede com os sistemas a óleo em que os contaminantes podem afectar todos os contactos de um sistema por efeito da circulação de lubrificante [3].

No caso de sistemas lubrificados não blindados a possibilidade de ocorrência de contaminação é maior pelo que os problemas com equipamentos deste tipo devem ser cuidadosamente analisados.

1.3 – Influência da passagem dos contaminantes no interior do contacto.

1.3.1 – Tipos de lubrificação e a sua caracterização.

A formação do filme lubrificante pode obter-se por via hidrodinâmica ou hidrostática. No primeiro caso, lubrificação hidrodinâmica, o filme resulta do movimento relativo das superfícies e da forma das mesmas, conformais, o que implica que no início do movimento as superfícies estão em contacto. Na lubrificação hidrostática o lubrificante é introduzido na zona de contacto por intermédio de uma bomba e as superfícies estão sempre separadas.

Quando por efeito da geometria das superfícies, não conformais, e da carga aplicada se instalam pressões muito elevadas que provoquem deformações elásticas nos corpos, está-se na presença de um contacto elastohidrodinâmico, ou de lubrificação elastohidrodinâmica – EHD. Neste caso ocorrem pressões de contacto elevadas, entre 0.5 e 3.0 Gpa, que provocam a deformação elástica dos maciços e originam espessuras do filme lubrificante entre 0.01 e 1 μm [20]. Os contactos elastohidrodinâmico são também designados por contactos Hertzianos lubrificados.

A lubrificação em rolamentos e engrenagens é do tipo EHD enquanto nas chumaceiras é do tipo hidrodinâmica (HD).

Os lubrificantes podem ser líquidos, sólidos, gasosos ou a combinação de materiais em diferentes estados, como acontece no caso das massas lubrificantes, constituídas por óleo e um espessante sólido em dispersão no mesmo. O comportamento do lubrificante vai depender da sua constituição e da sua aptidão para suportar as condições existentes no contacto, como a temperatura, a carga aplicada e a velocidade relativa das superfícies.

O valor da espessura do filme lubrificante vai determinar se existe ou não contacto entre os dois corpos metálicos, se este contacto é localizado ou se não há separação efectiva dos mesmos, conduzindo a três regimes de lubrificação possíveis: filme completo, misto e limite.

Para caracterizar o tipo de lubrificação está genericamente aceite o parâmetro λ — espessura específica do filme lubrificante — que traduz a relação entre a espessura do filme lubrificante e a rugosidade RMS composta das duas superfícies em contacto:

$$\lambda = h_0 / \sigma$$

λ - espessura específica do filme lubrificante;

h_0 - espessura do filme lubrificante;

σ - rugosidade RMS composta das duas superfícies em contacto

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}.$$

A expressão anterior mostra, que se o valor da rugosidade composta (RMS) dos órgãos mecânicos for da mesma ordem de grandeza da espessura do filme de lubrificante existirá contacto localizado entre as superfícies [18].

A classificação do regime de lubrificação atendendo à espessura específica de filme é estabelecida por comparação com dois valores λ_0 e λ_1 determinados experimentalmente e que dependem do tipo de aplicação. Assim se:

- $\lambda < \lambda_0$ está-se em presença de lubrificação limite, pelo que haverá contacto metal-metal generalizado entre as superfícies, sendo a lubrificação assegurada por um filme residual de lubrificante;
- $\lambda_0 < \lambda < \lambda_1$ neste caso o filme lubrificante é descontínuo, devido ao contacto localizado entre os picos mais elevados das rugosidades de ambas as superfícies, correspondendo ao regime misto;
- $\lambda > \lambda_1$ nestas condições a espessura do filme lubrificante garante permanentemente a separação completa das superfícies, o que corresponde a um regime de lubrificação por filme completo.

Os valores de λ_0 e λ_1 dependem do tipo de aplicação, sendo frequentemente sugeridos os valores de 1 e 3 para os rolamentos [27] e os valores 0,7 e 2 para as engrenagens [21].

1.3.2 – Mecanismos de desgaste

Os órgãos mecânicos têm uma superfície mais ou menos rugosa, de acordo com a fase final do seu processo de fabrico. O facto de nem sempre ser realizável ou do custo ser elevado conduz à utilização de superfícies com rugosidades mais elevadas do que aconselharia a obtenção de uma lubrificação “ideal”.

A existência destas rugosidades leva a que a transmissão de carga e potência que devia ser feita apenas através do lubrificante se faça também por contactos localizados entre as superfícies. Assim os pontos mais elevados de ambas as superfícies, por efeito da existência de uma velocidade relativa entre elas são destruídos. Está-se perante um mecanismo de desgaste por abrasão.

Este é o mecanismo responsável pelo desgaste na fase inicial de vida de um equipamento. É normalmente designado por rodagem e desempenha um papel importante no aplainamento (amaciamento) das superfícies ao diminuir a sua rugosidade [20].

Se as pressões existentes no contacto forem tão elevadas que provoquem deformação plástica dos picos de rugosidade contactantes geram-se temperaturas elevadas que podem originar a soldadura destes pontos com a subsequente separação por arranque. Este mecanismo é designado por adesão [11].

A rugosidade das superfícies aumenta o valor das pressões máximas que ocorrem no contacto e desloca os pontos onde as tensões são máximas para a superfície, favorecendo os fenómenos de fadiga de contacto [29].

1.3.3 – Efeitos dos contaminantes sobre o lubrificante

A presença de contaminantes num sistema de lubrificação pode afectar o lubrificante nas suas propriedades físicas e químicas, dependendo da sua natureza.

A alteração da viscosidade do lubrificante, com a consequente modificação da sua aptidão para garantir a separação das superfícies, é a principal consequência da presença de contaminantes. Assim a presença de água ou outros fluidos num lubrificante provoca uma diminuição de viscosidade ao contrário de que sucede com contaminantes sólidos que originam aumento de viscosidade.

Sendo as massas lubrificantes constituídas por uma dispersão de espessante em óleo, em percentagens variáveis, os efeitos dos contaminantes manifestam-se sobre estes dois componentes, podendo originar tanto a degradação do óleo como do espessante.

O comportamento da massa lubrificante no contacto depende da viscosidade do óleo base e do espessante cujo papel, embora ainda não totalmente conhecido, está associado à sua dimensão e estrutura [12].

Relativamente às massas lubrificantes a existência de partículas contaminantes altera a composição percentual da mesma [8] o que se traduz pela existência de menos óleo no contacto podendo este não ser em quantidade suficiente para assegurar a separação das superfícies.

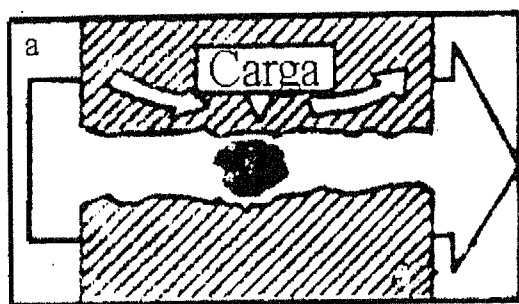
1.3.4 – Influência dos contaminantes na lubrificação

Os efeitos causados pela passagem dos contaminantes na zona do contacto dependem da natureza do contaminante, da sua dimensão e da espessura de filme lubrificante [3].

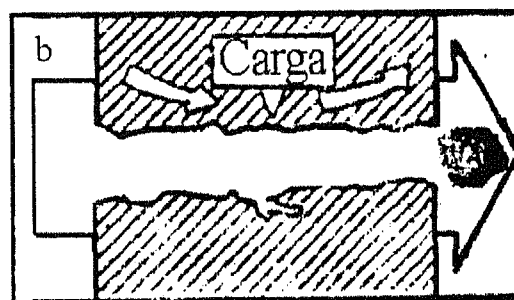
A propriedade do material contaminante que mais importa considerar é a sua dureza, pois quando o mesmo é submetido à pressão existente no interior do contacto pode deformar-se ao atravessar o contacto, provocar indentações, incrustar-se nas superfícies ou fragmentar-se

produzindo um maior número de partículas, conforme a sua dureza é sucessivamente mais elevada [19].

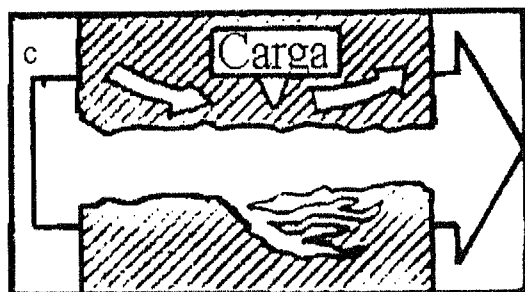
Quando os contaminantes atravessam o contacto podem tocar ou não as superfícies mas o seu efeito manifesta-se sempre. No primeiro caso provocam desgaste do tipo abrasivo podendo originar fadiga de contacto na segunda hipótese. A figura 2 [1] representa esquematicamente a ocorrência de fadiga de contacto por acção de partículas contaminantes.



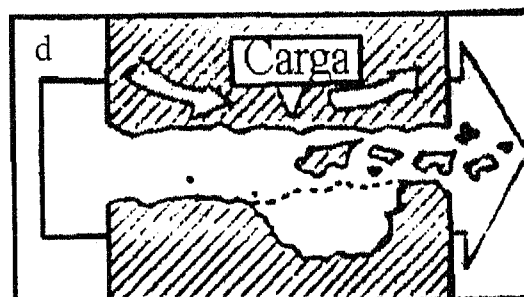
Partícula no contacto



Início da danificação da superfície



Propagação da danificação em consequência da actuação da carga



Separação de material com geração de novas partículas

Figura 2 – Fadiga superficial e desgaste devido à passagem de partículas contaminantes no interior do contacto.

Se as partículas têm dimensão da ordem de grandeza da espessura do filme lubrificante ocasionam a ruptura do mesmo e entram em contacto directo com as superfícies danificando-as, gerando eventualmente novas partículas, as quais virão a causar mais danos iniciando-se assim uma reacção em cadeia [1].

As partículas de pequena dimensão são responsáveis pela ocorrência de desgaste abrasivo, em muito pequena escala, também designado por polimento [3].

A passagem dos contaminantes na zona do contacto pode provocar vibrações nos órgãos mecânicos as quais são responsáveis pela diminuição do tempo de vida dos mesmos além de gerarem ruído, principalmente em rolamentos com altas velocidades [14]. Este efeito dos contaminantes pode ser detectado por análise de vibrações, processo de controlo de condição que quando associado à medição de temperatura permite boas performances no controlo de rolamentos.

O lubrificante tem também a função de evacuar o calor dissipado no contacto, por efeito do atrito entre as superfícies, entre estas e o lubrificante e entre as moléculas do lubrificante. A existência de contaminantes é responsável pelo aumento do calor gerado no contacto, pois provoca aumento do atrito. Se o lubrificante é um óleo, é normal que o mesmo circule sendo arrefecido durante este processo e assim a temperatura no contacto alcançará um ponto de equilíbrio. Quando se utiliza como lubrificante uma massa, esta normalmente não é circulada, logo a evacuação de calor para o exterior pelo lubrificante só pode ser feita por condução através dos sólidos em contacto e os efeitos de um aumento de temperatura serão mais danosos em termos de lubrificação e para os materiais.

1.3.5 – Eliminação de contaminantes em lubrificantes

Na fase de arranque de um equipamento é necessário assegurar que o lubrificante não contenha contaminantes que venham a obstar ao seu perfeito funcionamento.

No caso dos óleos pode eliminar-se uma parte importante dos contaminantes sólidos recorrendo a filtros montados no circuito de lubrificação do equipamento [1]. Já foi referido o procedimento de pré-limpeza, para os óleos lubrificantes, para eliminação de contaminantes sólidos. Se existir água no óleo esta pode ser eliminada por centrifugação do óleo.

No caso das massas lubrificantes a eliminação de contaminantes sólidos, antes da entrada em serviço, pode ser feita por filtragem da mesma. Esta operação é realizada fazendo passar a massa através de um filtro, com poros de dimensão variável, entre 3 e 25µm, sob a acção de uma

pressão cerca de 6800 KPa [14]. O resultado da filtragem com filtro de $3\mu\text{m}$ de diferentes tipos de massas pode ser observado na tabela 2 [6].

Tabela 2 – Resultados de filtragem de massas lubrificantes [6].

Tipo de espessante	Número de partículas iniciais		Número de partículas após filtragem	
	10 – $34\mu\text{m}$	$\geq 35\mu\text{m}$	10 – $34\mu\text{m}$	$\geq 35\mu\text{m}$
Sódio-12 Hidroxi Estearato	150	100	300	0
Sílica	400	50	200	0
Lítio-12 Hidroxi Estearato	550	150	500	0
Lítio Estearato	150	0	150	0
Bentonite	850	200	150	0
Polyureia	950	300	350	100

Verifica-se em todos os casos uma redução acentuada do número de partículas principalmente as de maior dimensão. Pode acontecer que o número de partículas de menor dimensão aumente como resultado da fragmentação de partículas maiores (ver o caso da massa de sódio na tabela 2).

A classificação das massas lubrificantes pode ser feita tendo em conta a maior dimensão das partículas contaminantes existentes na mesma [14]:

Maiores do que $75\mu\text{m}$ - massa normal;

Entre 35 e $75\mu\text{m}$ – massa limpa;

Menores do que $35\mu\text{m}$ – massa ultra limpa.

Devido ao custo bastante elevado da filtragem de massas esta operação só é feita em massas lubrificantes destinadas a aplicação em mecanismos sofisticados, como aparelhagem científica ou equipamento militar [14]. Contudo a sua utilização permite aumentar significativamente o tempo de vida dos equipamentos, já que as propriedades anti-desgaste da massa filtrada melhoram, conforme comprovam ensaios realizados na máquina de quatro esferas [14].

1.4 – Técnicas de análise de lubrificantes

Ao efectuar a análise de um lubrificante podem visar-se dois fins:

- a) O controlo de condição do lubrificante;
- b) O controlo de condição do equipamento.

No primeiro caso procura-se avaliar a aptidão do lubrificante para continuar em serviço sendo avaliadas as características do mesmo como a viscosidade, o teor de água, o nível de contaminação, o teor de aditivos e a acidez;

No segundo caso procura-se avaliar o estado dos órgãos lubrificados a partir da análise das partículas de desgaste determinando a sua quantidade, dimensão, natureza e origem.

A análise de lubrificantes pode ser efectuada com o lubrificante em serviço (on-line) ou através da recolha de uma amostra, posteriormente analisada em laboratório (off-line).

Para que os resultados da análise sejam representativos do lubrificante em estudo a recolha da amostra deve ser realizada com algumas precauções: efectuar as recolhas em pontos do circuito anteriores aos filtros, com o lubrificante em circulação e nas condições normais de funcionamento do equipamento. As massas lubrificantes apresentam dificuldades acrescidas para recolha de amostras pois as mesmas devem ser obtidas do lubrificante existente em torno do órgão lubrificado e devem ser retiradas sempre do mesmo ponto, com o equipamento em serviço [5].

O ponto de recolha deve ser escolhido por forma a assegurar que o lubrificante recolhido é representativo. De todo o lubrificante existente em torno de um órgão mecânico, lubrificado com massa, uma parte significativa deste não participa na lubrificação ficando inactivo. Uma forma de reconhecer a parte do lubrificante activo é pela diferença de cor entre este e o inactivo, que se apresenta normalmente mais claro.

1.4.1 – Análises para determinação da condição de uma massa lubrificante

As análises mais correntes para avaliação das características de uma massa lubrificante são a inspecção visual, o teor de acidez, o teor de água, o teor de óleo e a consistência.

Inspecção Visual

Quando se faz a colheita de lubrificante para análise esta deve ser feita para um recipiente transparente que permita a sua observação a olho nu.

O aspecto do lubrificante em termos de coloração, existência de materiais em suspensão, estado de emulsão e fluidez, dão uma primeira indicação do estado do lubrificante quando comparado com o estado de novo.

Esta inspecção pode determinar uma decisão da continuação do lubrificante em serviço, ou a sua imediata substituição se por exemplo o mesmo se apresenta com aspecto leitoso, que significa existir água misturada no lubrificante formando uma emulsão.

Se a cor do lubrificante usado é mais escura do que a do lubrificante novo esta é uma indicação de que o mesmo está oxidado.

Acidez

O conhecimento da variação da acidez de um lubrificante permite determinar se o mesmo sofreu oxidação, já que esta é o principal motivo de alteração desta característica do lubrificante.

A determinação da acidez pode ser realizada de acordo com a norma ASTM D664 e consiste na adição de hidróxido de potássio, KOH, a uma determinada quantidade de lubrificante até se obter um PH neutro. O valor em mg de KOH, por grama de lubrificante, necessários para este efeito chama-se número de neutralização ou TAN, Total Acid Number, da literatura de língua inglesa.

Teor de água

A água presente numa massa lubrificante pode ter duas origens: água de constituição ou contaminante. A água como elemento contaminante de um lubrificante é altamente prejudicial pelo que a sua presença, mesmos em níveis relativamente baixos, (0,05%) é considerada significativa.

Para as massas lubrificantes os procedimentos para determinação do teor de água podem seguir a norma ASTM D 95 ou a norma DIN 51777.

Para a determinação do teor de água pode também recorrer-se à espectrometria com utilização de espectrómetros de infra vermelhos (IR). O procedimento seguido consiste da determinação do espectro de absorvância do lubrificante usado e do lubrificante novo. Através do tratamento matemático, FTIR, dos dois espectros é possível detectar o teor de água.

Teor de óleo

A perda de óleo numa massa lubrificante ocorre, durante o trabalho da mesma, por oxidação, evaporação e por mistura de elementos estranhos. A diminuição do teor de óleo de uma massa lubrificante é acentuada se existir aquecimento anormal no contacto.

Sendo o óleo, pelas suas características, o elemento responsável pela lubrificação de um órgão mecânico lubrificado com massa lubrificante, o conhecimento da quantidade de óleo presente numa massa lubrificante permite avaliar a capacidade da mesma para continuar em serviço. A determinação do teor de óleo de uma massa lubrificante deve efectuar-se segundo as normas ASTM D128, ASTM D1742 e ASTM D4534.

Alguns autores [8] consideram, baseados em resultados experimentais, que uma massa lubrificante deve ser considerada “morta”, sem aptidão para continuar em serviço, quando esta perdeu 50% do óleo estrutural.

Consistência

A propriedade fundamental das massas lubrificantes que as torna elegíveis para lubrificar órgãos mecânicos em substituição dos óleos é a sua solidez ou consistência. As massas lubrificantes são classificadas em graus NLGI de acordo com a sua consistência, sendo uma massa NLGI 4 mais dura do que outra NLGI 1.

A consistência de uma massa lubrificante pode ser alterada, por exemplo, pela perda de óleo ou pela existência de contaminantes na mesma. O procedimento para determinação da consistência de uma massa lubrificante é regulado pela norma ASTM D127 (método do cone de penetração).

Os valores obtidos neste teste devem ser comparados com os limites estabelecidos para cada uma das graduações NLGI, indicados na tabela 3.

Tabela 3 – Classificação NLGI das massas lubrificantes.

Classificação NLGI	Limites do valor obtido no teste ASTM D127
NLGI 000	445 a 475
NLGI 00	400 a 430
NLGI 0	355 a 385
NLGI 1	310 a 340
NLGI 2	265 a 295
NLGI 3	220 a 250
NLGI 4	175 a 205

A avaliação do teor de contaminantes presentes num lubrificante pode ser efectuada por diferentes meios: filtragem por membrana, ferrografia, contagem de partículas, espectrometria ou medição da constante dielétrica. Para o caso de massas lubrificantes, além dos anteriores podem ainda utilizar-se o “scratching test” estabelecido na norma [ASTM D 10404], o teste segundo a norma DIN 51813 ou o método americano FTM 791B 3005.4.

Cada um destes processos dá indicações específicas sobre o teor de contaminantes e requer a utilização de aparelhos apropriados.

Filtragem por membrana

A filtragem por membrana, ou micro filtro, consiste na passagem do lubrificante, ou de uma solução do mesmo, através de uma membrana com poros de dimensão variável, por exemplo 8 μm , utilizando-se para este efeito um conjunto de filtragem constituído por funil, vaso de suporte do filtro e recolha do líquido e bomba de vácuo. Neste processo os contaminantes sólidos separam-se da parte líquida ficando retidos na membrana.

Na figura 3 mostra-se um equipamento de filtragem por membrana.

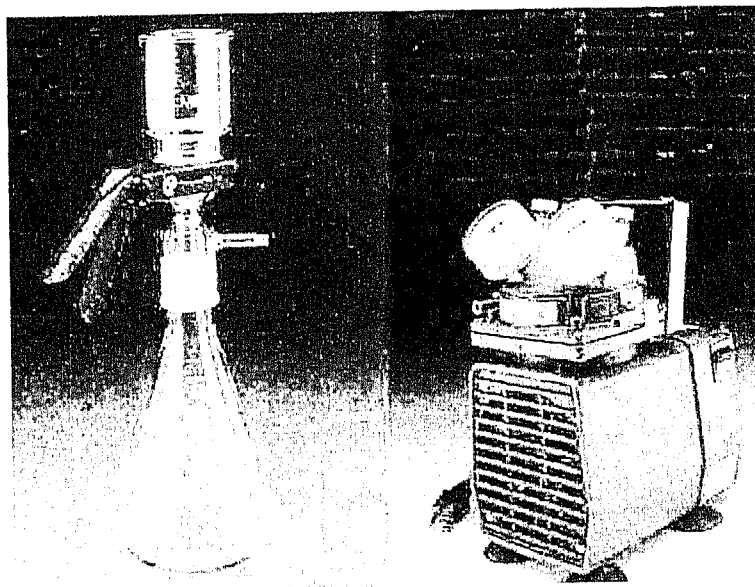


Figura 3 - Equipamento de filtragem por membrana.

Na utilização deste método há que ter em conta que nem todos os contaminantes contidos na amostra ficam retidos no filtro. Não só os que têm dimensão inferior aos poros do filtro o atravessam mas também os que tendo dimensão superior conseguem passar através do filtro, analogamente ao que sucede com uma agulha ao passar através de um orifício de pequeno diâmetro.

A quantificação dos contaminantes pode ser efectuada por contagem directa, através da observação microscópica do filtro ou, micro fotografado este, efectuar a contagem sobre uma projecção ampliada da microfotografia. As condições para execução deste procedimento estão reguladas na norma ASTM E 20 – 85.

Contagem de partículas

A utilização de contadores de partículas para avaliação da contaminação é um processo extremamente expedito pois permite determinar o número de partículas existentes numa amostra bem como a distribuição das dimensões das mesmas.

Um contador de partículas consiste fundamentalmente num sistema para criação de um fluxo a partir da amostra de lubrificante a examinar, depois de devidamente preparada, e num sistema de detecção, constituído por um emissor luminoso e um detector, para contabilizar o número e dimensão das partículas, em função das variações, obscurecimento, provocado pela passagem das mesmas. Este tipo de aparelhos é chamado de contador automático de partículas – APC – Automatic Particle Counter na literatura de língua inglesa.

Os valores registados nada indicam sobre a natureza das partículas e cuidados especiais devem ser tomados na preparação da amostra para evitar que esta contenha, por exemplo ar, pois as bolhas do mesmo serão contadas como partículas.

Ferrometria

Outro processo de determinação do teor de contaminantes é a ferrografia de leitura directa, também designada ferrometria, que permite avaliar quantitativamente a concentração de partículas contaminantes, principalmente ferromagnéticas, dividindo-as em duas classes, pequenas e grandes. Os valores correspondentes a essas duas concentrações são, respectivamente, DS e DL.

Partículas grandes deve entender-se como maiores do que 5 μm e pequenas como menores do que 5 μm [2].

O princípio de funcionamento da ferrografia de leitura directa baseia-se na passagem da amostra num tubo capilar, com uma velocidade extremamente baixa, no qual por acção de um campo magnético as partículas ferromagnéticas são fixadas, enquanto as não ferromagnéticas podem sedimentar, por gravidade ou ser travadas pelas restantes. Dois feixes de luz idênticos atravessam o tubo capilar em duas posições pré-definidas, sendo captados por dois sensores. A relação entre a quantidade de luz captada pelos sensores e a emitida pela fonte luminosa está relacionada com a quantidade de partículas contidas no capilar em cada uma dessas posições pré-definidas, como quantidades de grandes e pequenas partículas.

A figura 4 esquematiza o princípio de funcionamento de um ferrógrafo de leitura directa [22].

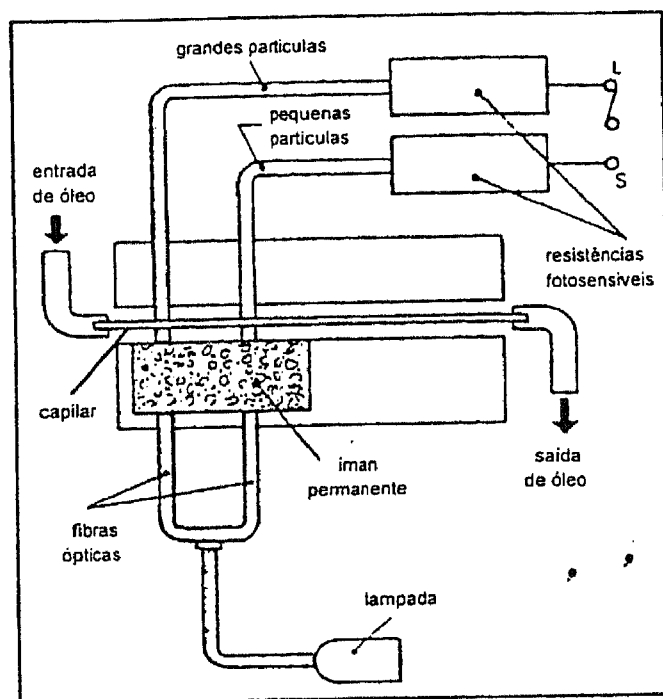


Figura 4 - Princípio de funcionamento de um ferrógrafo de leitura directa.

Na figura 5 está esquematicamente representada a localização dos sensores de detecção no ferrógrafo de leitura directa.

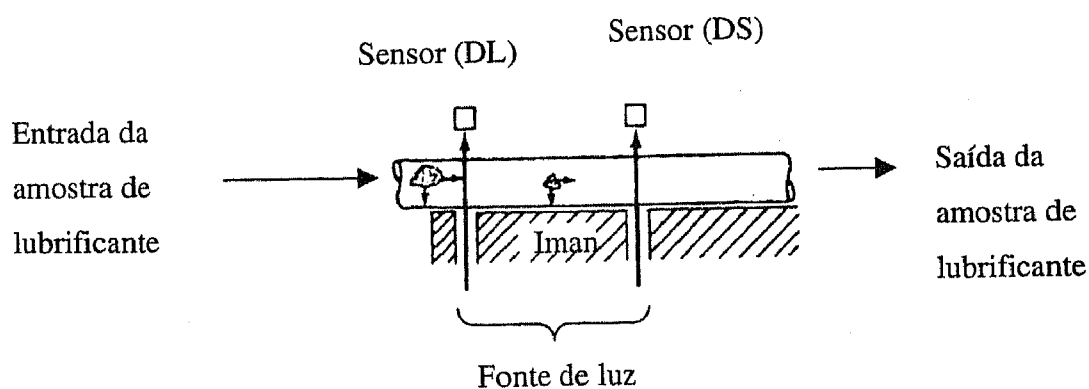


Figura 5 – Pormenor da localização dos sensores de um ferrógrafo.

A partir dos valores DS e DL podem-se calcular o índice de concentração de partículas de desgaste designado na literatura de língua inglesa por CPUC ou WCP, e o índice de severidade do desgaste designado por ISUC ou apenas IS [2]:

$$CPUC = DL + DS$$

$$ISUC = DL^2 - DS^2$$

DL – Índice de concentração de partículas grandes;

DS – Índice de concentração de partículas pequenas;

CPUC ou WCP - Índice de concentração de partículas de desgaste;

ISUC ou IS – Índice de severidade do desgaste.

O valor encontrado para o índice de concentração de partículas de desgaste, numa dada amostra de lubrificante, deve sempre ser comparado com valores típicos de equipamentos semelhantes ou com valores anteriores da mesma máquina para aquilatar da evolução do estado de contaminação do lubrificante.

A escala dos indicadores de leitura dos ferrógrafos é normalmente de 0 a 190 unidades, contudo apenas devem ser consideradas as amostras cujo valor de leitura seja inferior a 100 unidades. A partir deste valor de leitura, o qual corresponde a que sensivelmente metade da área de detecção esteja ocupada por partículas, os valores de leitura já não serão lineares pelo chamado efeito de coincidência: as partículas empilham-se umas sobre as outras o que se traduz em menor atenuação de luz.

Para obviar a este problema procede-se à diluição das amostras cujo teor de partículas contaminantes é elevado. A diluição é efectuada utilizando como solvente óleo filtrado para garantir que não são introduzidas partículas estranhas.

O processo normalmente seguido é, por exemplo, juntar 1 ml da amostra a analisar com 9 ml de óleo filtrado e desta solução retirar 1 ml para análise. Neste caso o factor de diluição, n , é 10 ou seja os valores lidos no aparelho representam um décimo do valor correspondente à amostra inicial.

Para traduzir os efeitos da diluição, se efectuada, as expressões anteriormente referidas para ISUC e CPUC têm a seguinte forma:

$$CPUC = n (DL + DS)$$

$$ISUC = n^2 (DL^2 - DS^2)$$

n - factor de diluição

Outra razão para se efectuar a diluição da amostra de lubrificante antes de a analisar pode ser a sua viscosidade elevada. Neste caso a diluição faz-se utilizando um solvente de menor viscosidade do que a do lubrificante a analisar.

Outros métodos

Todos os materiais têm como propriedade intrínseca um valor característico de constante dielétrica a qual sofre alteração se nos mesmos estiverem misturados outros materiais. A utilização desta propriedade permite detectar a existência de contaminantes num lubrificante.

Para determinação da quantidade de partículas contaminantes em massas lubrificantes pode ser efectuado um teste que consiste em pressionar a massa entre duas placas de vidro acrílico e rodá-las de 30°, sob pressão. A contagem dos riscos deixados pelas partículas permite quantificá-las (ASTM D 10404). Um outro processo consiste na observação microscópica de uma muito pequena quantidade de lubrificante que foi apertada entre duas lamínas de vidro, com contagem e medição das partículas existentes numa área de 20 mm X 10 mm a ser observada (FTM 791B 3005.4).

Teor de aditivos

Os lubrificantes contêm de uma forma geral aditivos que melhoram a seu comportamento químico e mecânico. Podem-se referir os aditivos anti-oxidantes, anti-espuma, anti-corrosivos e outros para protecção das superfícies em contacto contra o desgaste, chamados aditivos Extrema Pressão (EP) e Anti-Desgaste (AW).

A detecção e quantificação do teor de aditivos é, normalmente, feita por espectrometria, através da detecção dos seus elementos químicos constituintes.

1.4.2 – Análises para determinação da condição de um equipamento

Ferrografia analítica

O processo mais utilizado para a determinação da condição de um órgão mecânico, através da análise do lubrificante é a ferrografia, quer pela facilidade de execução quer pela fiabilidade dos resultados, interpretada como a correspondência entre os resultados das análises e o estado dos equipamentos. Muitos casos de aplicação, com sucesso, da ferrografia para análise da condição de equipamentos são referidos na literatura relacionada com a lubrificação, avarias e manutenção [2, 4, 5].

Na determinação da condição de um equipamento recorre-se à ferrografia de leitura directa, anteriormente apresentada, e à ferrografia analítica. Para realizar uma análise por ferrografia analítica é necessário preparar um ferrograma, o qual pode ser executado num preparador de ferrogramas – Ferrogram Maker (FM), na literatura de língua inglesa.

A figura 6 mostra o princípio de funcionamento um ferrógrafo analítico.

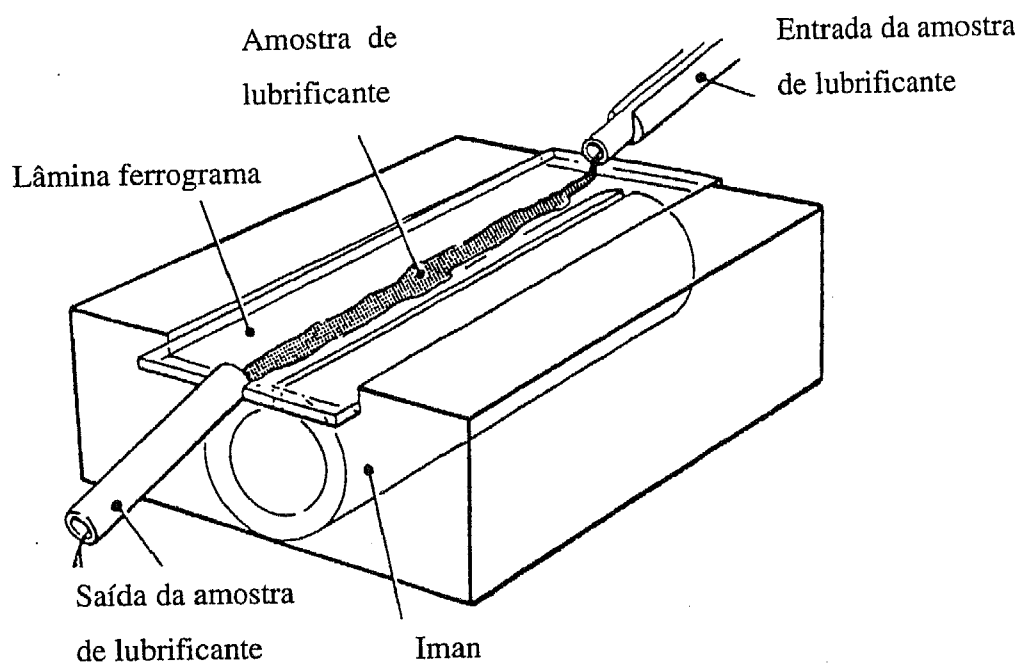


Figura 6 - Esquema do princípio de funcionamento de um ferrógrafo analítico.

A amostra de lubrificante, depois de preparada para o efeito e colocada no aparelho, é bombeada, fluindo sobre uma lamela de vidro ligeiramente inclinada, e sobre um campo magnético progressivo. Por acção do campo magnético as partículas ferrosas são retidas, de acordo com a sua dimensão, ficando alinhadas com as linhas de força do campo magnético. As

partículas não ferrosas podem ser apreendidas pelas partículas ferromagnéticas ou precipitar. A existência de uma barreira anti-migração na lamela de vidro assegura que a amostra é conduzida sobre o campo magnético e percorre apenas uma zona bem determinada da lamela.

Pode ver-se na figura 7 um esquema de um ferrograma com indicação das zonas de localização das partículas.

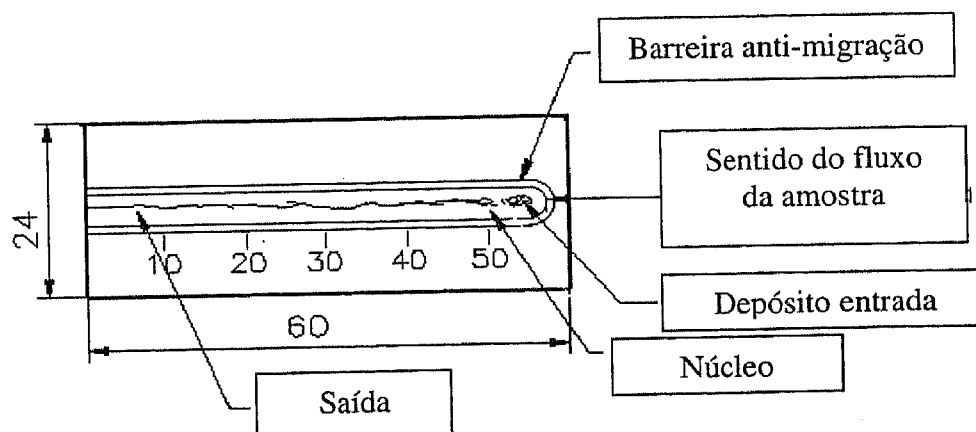


Figura 7 – Zonas de um ferrograma.

Após terminar o fluxo da amostra, é bombeado tetracloroetileno (fixador) nas mesmas condições da amostra o qual tem por função eliminar o óleo existente entre as partículas, ajudando a fixá-las na lamela para facilitar a sua posterior observação microscópica.

No final desta operação e após secagem do fixador as partículas contaminantes estão aderentes à lamela permitindo a sua manipulação.

A observação do ferrograma faz-se com um microscópio óptico dicromático dotado de luz directa e reflectida, juntamente com filtros verde, vermelho ou polarizador, o que permite distinguir a forma, dimensão, composição e textura de partículas metálicas e não metálicas. O microscópio deve dispor também de uma ocular com uma escala graduada.

A distribuição das partículas de desgaste ao longo do ferrograma faz-se de acordo com a sua dimensão ficando as maiores na zona chamada núcleo e as menores na área restante da lamela.

No núcleo, zona mais importante do ferrograma, encontram-se principalmente as partículas ferrosas, orientadas segundo o campo magnético, na área restante podem observar-se partículas ferrosas de dimensão sucessivamente menor, também orientadas segundo o campo magnético mas principalmente partículas não ferrosas e contaminantes não metálicos, caso existam.

A observação da zona final do ferrograma também é importante pois caso exista desgaste corrosivo, o que origina partículas de dimensão inferior a um micron, teremos nesta zona depósitos de partículas orientados segundo o campo magnético [22].

Observando a dimensão, forma, textura e cor das partículas contaminantes, é possível, entre as metálicas, distinguir as ferrosas das não ferrosas e mesmo identificar o metal que as constitui bem como a sua origem e o tipo de desgaste que as originou.

O recurso a um atlas de partículas de desgaste [23] permite, por comparação, obter informações sobre as partículas presentes numa amostra.

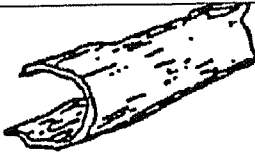
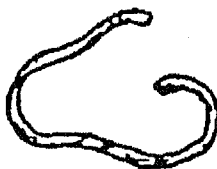
As partículas de desgaste podem ser agrupadas em classes de acordo com a sua forma, dimensão, composição e textura, e cada conjunto de características ou classe pode ser associado ao correspondente processo de desgaste que lhe deu origem. Na tabela 4 pode ver-se uma classificação deste tipo [5].

Tabela 4 – Classificação das partículas de desgaste [5].

Classe de partícula	Descrição	Dimensão (μm)	Origem
Desgaste normal e rodagem	Placas finas, menos 2μm de espessura	< 15	Deslizamento normal entre componentes
Desgaste severo de escorregamento	Placas, 2 a 5μm de espessura, de bordos irregulares com estrias profundas	> 15	Lubrificação deficiente, condições severas de carga e velocidade
Desgaste por corte	Semelhantes a aparas de corte por torneamento	> 5	Desalinhamento de componentes, contaminação abrasiva
Desgaste em rolamentos	Escamas de fadiga em rolamentos	> 15	Contacto anormal de rolamento em rolamentos ou em engrenagens
Desgaste em engrenagens	Arrancamentos dos dentes das engrenagens por desgaste	> 15	Gripagem e “scoring” em engrenagens na zona de engrenamento
Desgaste esférico	Esferas metálicas	< 5	Indicação precoce de contacto anormal de rolamento

Na tabela 5 pode ver-se o aspecto de algumas partículas bem como a origem das mesmas, sendo de realçar a referência à origem das partículas não metálicas.

Tabela 5 – Forma, aspecto e origem de partículas contaminantes [25].

Aspecto	----- M - Metálica	Forma
	Origem ----- N – Não metálica	
	M – Rodagem; desgaste normal N – Tinta, ferrugem	Lâminas, flocos
	M – Escamas ou lascas de fadiga N – Quartzo, carvão	Pedaços, placas
	Resultado da acção conjunta dos processos de formação das partículas anteriores	Rolos
	M – Restos maquinagem; desgaste abrasivo provocado por contaminantes	Caracóis (cabelo); espirais
	M – Ajustamento de órgãos mecânicos N – Algodão; lã	Fios; fibras
	M – Fadiga superficial durante a rodagem; soldadura N – Silicatos;	Esferas
	N - Genericamente associados com partículas contaminantes exteriores como quartzo	Óvoides

Estas descrições não são exaustivas, pois é grande a variedade de partículas possíveis de encontrar numa amostra de lubrificante. Para uma análise precisa de um ferrograma é requerida a experiência de um especialista.

Para avaliar qualitativamente as partículas metálicas, para além da diferenciação possível numa primeira observação microscópica do ferrograma, pode efectuar-se o “tratamento térmico” das partículas nele existentes. Este tratamento térmico é efectuado aquecendo o ferrograma sobre uma placa eléctrica, cuja temperatura pode ser controlada, mantida a 330 °C, durante 90 segundos.

A tabela 6 mostra a alteração de cor das partículas ferrosas após tratamento de acordo com o material que as constitui [23].

Tabela 6 - Alteração de cor das partículas ferrosas após “tratamento térmico” do ferrograma [23].

Material	Mudança de cor
Aço baixa liga, menos 1% C	Azul
Aço média liga, menos de 3.5% C	Amarelo -palha
Aço de alta liga	Não alterada

Espectrometria

Já se fez referência à espectrometria como técnica utilizável na determinação do teor de aditivos, mas a sua aplicação estende-se também à determinação dos elementos que constituem as restantes partículas existentes na amostra de lubrificante.

Na análise espectrométrica de uma amostra esta é decomposta nos seus elementos químicos, substâncias simples, e através de uma selecção criteriosa dos elementos a medir é possível determinar quais as substâncias presentes e a sua quantificação.

Existem diferentes tipos de espectrómetros, caracterizados pelo processo de funcionamento, como os de absorção (AA) ou emissão atómica (AES), de plasma (ICP) e de fluorescência de raios X (XFR). Os tipos mais utilizados na análise de partículas em lubrificantes

são os AES e os ICP [22]. Para utilização do espectrómetro é necessária a existência de padrões para calibração do aparelho e um conhecimento prévio dos elementos a analisar.

A mais importante limitação à utilização da espectrometria como técnica de análise de lubrificantes encontra-se na dificuldade de detecção de partículas de dimensão superior a $5\mu\text{m}$. Esta limitação é devida à necessidade de atomizar as partículas para se efectuar a detecção e tal torna-se difícil com partículas de dimensão superior a $5\mu\text{m}$.

Assim, a impossibilidade de detectar as partículas que pela sua dimensão (maiores de que $10\mu\text{m}$) indicam a passagem do desgaste normal para o desgaste severo, bem como as de dimensão superior a $15\mu\text{m}$, indicativas de desgaste anormal, impede que a espectrometria possa ser utilizada como único processo de controlo de condição de órgãos lubrificados.

A sua utilização para detectar qualitativa e quantitativamente os elementos presentes num lubrificante é imprescindível, sempre que existam partículas muito pequenas ou para detectar as substâncias dissolvidas no lubrificante.

Daniel P. Anderson [2] fez a aplicação simultânea da espectrometria e ferrografia à análise de partículas ferrosas e concluiu da representatividade dos valores da ferrografia como indicadores da quantidade de partículas existentes numa amostra.

1.5 – Aplicação da ferrografia ao controlo de condição de equipamentos

A aplicação da ferrografia ao controlo de condição de equipamentos começou em 1970, sendo, inicialmente, apenas aplicada à análise de equipamentos lubrificados com óleo. Trabalhos posteriores, no sentido da dissolução das massas lubrificantes, desenvolvidos por Dr. Roderic Bowen e Daniel P. Anderson [4] permitiram que a ferrografia também fosse aplicada aos equipamentos lubrificados com massa.

Casos de sucesso de aplicação das técnicas ferrográficas ao controlo da condição de equipamentos, [4, 5, 8], têm levado a que estas se tenham tornado o método preferido, tanto pela sua facilidade de execução, rapidez de resultados e principalmente pela correspondência entre a interpretação dos resultados das análises e o estado dos equipamentos.

Para ser efectuado o controlo de condição de um equipamento de uma forma adequada deve estabelecer-se, a partir da entrada em funcionamento, uma periodicidade para controlo dos lubrificantes, de acordo com o tipo de equipamento.

Neste controlo, além de outras análises, deve usar-se a ferrografia directa. A partir dos resultados da ferrometria é possível ir registando os índices de concentração de partículas de desgaste e de severidade. É a partir da evolução anormal destes valores que se pode diagnosticar o funcionamento anormal ou a iminência de uma avaria no equipamento.

Quando há alteração significativa dos valores da ferrometria procede-se à execução de um ferrograma para determinação da origem da anormalidade.

A variação dos índices de concentração de partículas grandes e pequenas, DL e DS, indica como está a evoluir o desgaste. Sabendo que num processo de desgaste normal as partículas maiores são inferiores a 15 μm , sendo a maior percentagem inferior a 2 μm , resulta que DL é da ordem de grandeza de DS ou ligeiramente maior. Se ocorre desgaste anormal teremos partículas maiores do que 15 μm . Resultando daqui que DL é bastante maior do que DS.

Assim a variação da diferença (DL – DS) pode ser usada como um indicador de anormalidade. Por outro lado a ocorrência de desgaste anormal traduz-se num aumento do número de partículas de desgaste, logo, da mesma forma, a soma (DL + DS) indica aumento de desgaste.

A conjugação destes dois parâmetros é feita através do índice de severidade:

$$\text{ISUC} = (\text{DL} - \text{DS}) (\text{DL} + \text{DS}) = \text{DL}^2 - \text{DS}^2$$

Com base nas primeiras análises efectuadas é determinado o valor médio dos índices de concentração de partículas e de severidade, sendo estabelecidos níveis de alerta e de alarme. Estes níveis podem ser estabelecidos a partir da média e desvio padrão das amostras normais:

Nível alerta = média + desvio padrão;

Nível alarme = média + 2x desvio padrão.

A adequação destes limites a um caso concreto de seis rolamentos lubrificados com massa é mostrada por James K. Mastach [5]: Efectuados ferrogramas das amostras consideradas anormais verificou-se contaminação por partículas abrasivas externas num dos rolamentos e partículas de desgaste anormal noutro. A substituição do lubrificante foi suficiente para resolver o problema no primeiro rolamento enquanto o outro teve que ser substituído. Este caso é apresentado no Anexo A.

É de referir que valores únicos dos índices não podem ser considerados significativos para um dado equipamento, apenas a observação continuada das variações dos mesmos permite avaliar, com alguma confiança, da condição do equipamento.

A ferrografia analítica deverá ser efectuada quando os valores da amostra ultrapassam o nível de alarme. A observação do ferrograma requer um profissional bem habilitado pois a classificação das partículas e determinação das origens da contaminação são um processo altamente especializado. Pelo contrário a realização de ferrometria pode com facilidade ser confiada a um operador bem treinado.

1.6 – Discussão

Contaminação

A presença de contaminantes no lubrificante origina:

1. Deterioração das superfícies;
2. Desgaste abrasivo;
3. Fadiga de contacto;
4. Diminuição do tempo de vida útil dos componentes mecânicos;
5. Ruído em rolamentos.

Lubrificante

O lubrificante desempenha, além de outras, as seguintes funções:

1. Transporte dos contaminantes do e para o interior do contacto;
2. Protecção das superfícies através dos aditivos;
3. Separação das superfícies, ao formar o filme lubrificante;

Verifica-se assim a importância que o lubrificante tem em todas as questões que dizem respeito ao estudo de um contacto lubrificado.

É possível pela análise do seu lubrificante fazer o diagnóstico do estado de órgãos mecânicos lubrificados. A análise do lubrificante no aspecto físico e químico permite avaliar da sua condição.

As técnicas para analisar os lubrificantes são variadas e o recurso a um conjunto destas é normalmente necessário para analisar um único lubrificante. Pela fiabilidade demonstrada a ferrografia é, cada vez mais, a técnica de análise de condição de equipamentos preferida.

O acompanhamento da evolução dos índices de desgaste e de severidade, para que em caso de alteração súbita destes valores possa haver uma intervenção atempada e mitigadora de possíveis efeitos desastrosos para o equipamento, é a chave para o sucesso da utilização das técnicas de controlo de condição de equipamentos mecânicos através da análise do lubrificante.

CAPÍTULO 2 – APLICABILIDADE DA FERROGRAFIA À ANÁLISE DE MASSAS LUBRIFICANTES

2.1 – Preparação de massas e óleos lubrificantes contaminados

Tendo como objectivo a utilização de massas lubrificantes contaminadas nos ensaios a levar a cabo no âmbito deste trabalho, tornava-se necessário encontrar um processo de efectuar a mistura da massa lubrificante e do contaminante que fosse expedito e que garantisse a obtenção de uma mistura tanto quanto possível homogénea.

Um processo possível era o recurso a um agitador mecânico, o que foi rejeitado pois a quantidade de lubrificante a preparar era muito pequena. A utilização de meios mecânicos implicava a preparação de maiores quantidades do que o necessário, com o correspondente consumo de contaminantes, que eram limitados.

O método utilizado consistiu na utilização de duas seringas de 100 cm^3 sendo a massa e contaminante passados de uma para outra cerca de 25 vezes até que, aparentemente, o contaminante estava uniformemente distribuído pela massa. Em cada operação eram contaminados cerca de 50 cm^3 de massa lubrificante.

Foram também preparadas amostras de óleo contaminado sendo o processo de mistura a agitação manual das amostras, depois de mantidas em estufa à temperatura de 50°C durante 30 minutos. A tabela 7 sintetiza os procedimentos de mistura de óleos e massas lubrificantes com os contaminantes.

Tabela 7 – Procedimentos de mistura de lubrificantes com contaminantes.

Tipo de lubrificante	Processo de mistura
Óleo + contaminante	Agitação manual após aquecimento em estufa A 50°C , durante 30 minutos.
Massa + contaminante	Circulação entre duas seringas à temperatura ambiente.

Todas as contaminações foram efectuadas em percentagem ponderal. Foram preparados três lotes de massa contaminada com 2%, 3% e 5% (em massa) de pó de ferro.

Como testemunho foram preparadas três soluções de óleo, também contaminado com pó de ferro, cujas percentagens de contaminação foram determinadas de forma a obter a mesma quantidade de ferro na amostra que existia em cada uma das amostras de massa contaminada.

Na tabela 8 podem ver-se os valores das percentagens de contaminante que permitem obter, sensivelmente, a mesma quantidade de contaminante por ml de amostra para a massa e para o óleo.

Tabela 8 – Concentrações de contaminação e quantidade de contaminante na amostra.

Massa lubrificante		Óleo lubrificante	
% de contaminação	Massa contaminante (mg/ml)	% de contaminação	Massa contaminante (mg/ml)
2	0,1976	0,020	0,1720
3	0,2964	0,035	0,301
5	0,49417	0,058	0,4991

2.2 – Dissolução das amostras de massa lubrificante contaminada.

A ferrografia tem por base a análise do conteúdo de uma amostra líquida. Inicialmente tal facto apenas permitia a aplicação deste método na análise de lubrificantes líquidos.

Posteriores desenvolvimentos dos processos de dissolução de massas lubrificantes permitiram que esta técnica fosse aplicada ao controlo de condição de órgãos mecânicos lubrificados com massa.

A dificuldade da aplicação a massas lubrificantes residia, principalmente, na influência das partículas de espessante sobre os valores das leituras efectuadas e na impossibilidade de

fazer com que esta fluísse nos equipamentos existentes, nos quais a deslocação do fluido em análise é provocado pela gravidade.

Assim a abordagem do problema faz-se em duas vertentes:

- Dissolução do espessante;
- Ajuste da viscosidade da amostra.

Dissolução

Sendo as massas lubrificantes constituídas por um óleo que contém misturado um espessante, para a sua dissolução é necessário encontrar solventes ou combinações de solventes, que actuem simultaneamente sobre os dois constituintes [16].

Os primeiros trabalhos realizados nesta área partiram dos solventes previstos na norma ASTM D128, para determinação do conteúdo de matéria sólida numa massa lubrificante mas a sua aplicação revelou-se pouco eficiente [9] principalmente para as massas tendo como espessante lítio 12 hidroxí estearato, tipo mais comum de espessante para massas com largo espectro de utilização [18].

Sucessivos trabalhos foram apresentando solventes cuja aplicação foi testada e os resultados considerados aceitáveis ao fim em vista. A tabela 9 resume alguns dos solventes propostos bem como os seus proponentes.

Tabela 9 – Tipos de solução solvente.

Tipo de solução	Autor	Constituição
1	ASTM D128	10% ácido clorídrico a 10% + hexano
1	M. Hertzlinger	58% benzeno + 25% álcool isopropílico + 17% ácido acético glacial
2	Wear Particle Atlas	35% tolueno + 15% hexano + 50% óleo diester
2	Roderic Bowen & al	30% tolueno + 70% hexano + 5 ml óleo filtrado
3	Raymond J. Dalley	30% tolueno + 70% xileno
2	James K. Maslach	70% tolueno + 30% hexano + 7 ml óleo mineral

A escolha do solvente deve ter em atenção o tipo de espessante e óleo constituintes da massa lubrificante.

Os solventes apresentados na tabela 9 são, excepto o de tipo 3, preferencialmente utilizáveis para dissolução de massas lubrificantes com espessante à base de lítio. Para massas lubrificantes com espessante do tipo bentonite o solvente do tipo 3 é indicado por R. Dalley [4].

Podem encontrar-se na literatura outros exemplos de solventes com aplicação na dissolução de massas lubrificantes com outros tipos de espessante [16].

Viscosidade

Como resultado da dissolução obtém-se uma solução cuja viscosidade é inferior à do óleo base da massa em análise. A adição de óleo durante o processo de preparação da amostra, como propõem vários autores, ao aumentar a viscosidade da solução vai permitir que as partículas maiores não sedimentem durante o processamento da amostra no ferrógrafo ou durante a execução do ferrograma [4].

2.2.1 – Procedimentos utilizados

Sabendo de que a massa lubrificante a utilizar tinha um espessante de lítio e considerando os resultados encontrados na bibliografia, optou-se por tentar dois solventes:

Solvente A: 15% hexano + 35% tolueno + 50% óleo diester;

Solvente B: 30% hexano + 70% tolueno

Para se analisar uma massa lubrificante torna-se necessário proceder à dissolução da mesma, obtendo-se uma solução da qual será retirada a amostra a analisar. Para preparar as soluções a massa lubrificante foi pesada numa balança com precisão de um miligrama. A tabela 10 indica a composição das soluções obtidas a partir dos dois solventes.

Tabela 10 – Composição das soluções para os dois solventes usados.

Solução	Composição da solução
A	100 mg massa + 10 ml solvente A
B	100 mg massa + 3 ml solvente B + 7 ml óleo branco

Foi usado o seguinte procedimento de dissolução da massa lubrificante:

1. Depois de juntar o solvente, a massa contaminada e 12 esferas de vidro de 3 mm de diâmetro, num mesmo recipiente, este é aquecido a 50⁰C durante 30 minutos em estufa, sendo em seguida agitado manualmente, durante 3 minutos até completa dissolução da massa;
2. As soluções são mantidas em estufa a 50⁰C, sendo convenientemente agitadas antes de retirar qualquer porção para análise;
3. A amostra de solução retirada, de 1 ml para a análise ferrométrica ou de 3 ml para a execução de um ferrograma, é então tratada de acordo com os procedimentos normais para cada uma dessas análises.

Este procedimento foi aplicado em todas as análises realizadas a massas lubrificantes realizadas no decorrer deste trabalho.

2.2.2 – Comparação dos solventes

Para comparar os solventes foram realizadas várias análises de massa contaminada com 2% de pó de ferro e verificado qual das soluções originava leituras mais estáveis, ou seja sem oscilações de leitura durante o decorrer da análise de ferrometria.

A escolha deste processo de comparação dos solventes pareceu o mais adequado pois o objectivo era a utilização da ferrometria e se durante a análise as leituras não fossem estáveis a dúvida sobre a validade dos resultados não deixaria de colocar-se. Como o objectivo era apenas comparar os solventes não foi atribuído significado aos valores das leituras, pelo que não foram registados.

No decorrer das várias análises efectuadas com a solução A, massa contaminada dissolvida com o solvente A, verificou-se que o valor da leitura subia instantaneamente de, por exemplo 2 unidades, para logo de seguida baixar 3 unidades. Este comportamento não se observou nas análises realizadas com a solução B.

A explicação possível para o diferente comportamento das duas soluções só pode estar na maior ou menor eficácia na dissolução do espessante, conseguido por cada um dos solventes. Assim as oscilações de leitura dever-se-iam a partículas de espessante de dimensão apreciável que levadas pelo fluido não chegavam a precipitar.

No final deste processo concluí-se que o solvente mais adequado era o B, pelo que passou a ser utilizado em todas as análises realizadas.

2.3 – Análises de massa e óleo contaminados.

As várias amostras de massa lubrificante e óleo pré-contaminados foram analisadas por ferrometria. Na tabela 11 estão registados os valores de DL obtidos para cada amostra e a correspondente contaminação em mg/ml.

Tabela 11 – Valores de DL das diferentes amostras de massa e óleo contaminados.

Óleo lubrificante		Massa lubrificante		DL _i	DL médio	Desvio padrão	%
Contaminante		Contaminante					
%	(mg/ml)	%	(mg/ml)				
0,020	0,1770			21.1	22,6	3,49	15,4
				20.5			
				20.9			
				27.8			
0,035	0,301			20.6	24,6	3,49	14,2
				27			
				26.2			
0,058	0,4991			38	43,9	4,97	11,3
				43.3			
				51.8			
				42.8			
				43.5			
		2	0,1976	20.8	35,4	3,9	11,0
				28.6			
				35.2			
				34.9			
				40.3			
				37.8			
				35.3			
		3	0,2964	42.3	46,13	3,94	8,5
				46.3			
				51.5			
				44.4			
		5	0,49417	77.2	76,8	0,64	0,8
				76.3			

Apenas são apresentados os valores DL em virtude de o contaminante apenas ter partículas acima de 5 µm logo o valor DS era inferior a 1 em todas as análises efectuadas.

Os valores da tabela 11 são apresentados na forma de gráfico na figura 8, para melhor interpretação. A análise da figura 8 mostra que:

- Os valores de DL são sempre superiores para as massas lubrificantes, aproximadamente o dobro dos medidos para o óleo, para o mesmo nível de massa contaminante por unidade de volume;

- Em ambos os casos, massas e óleo contaminados, os valores de DL medidos aumentam quando aumenta a massa de contaminante por unidade de volume, embora a variação não seja linear como seria de esperar [2].

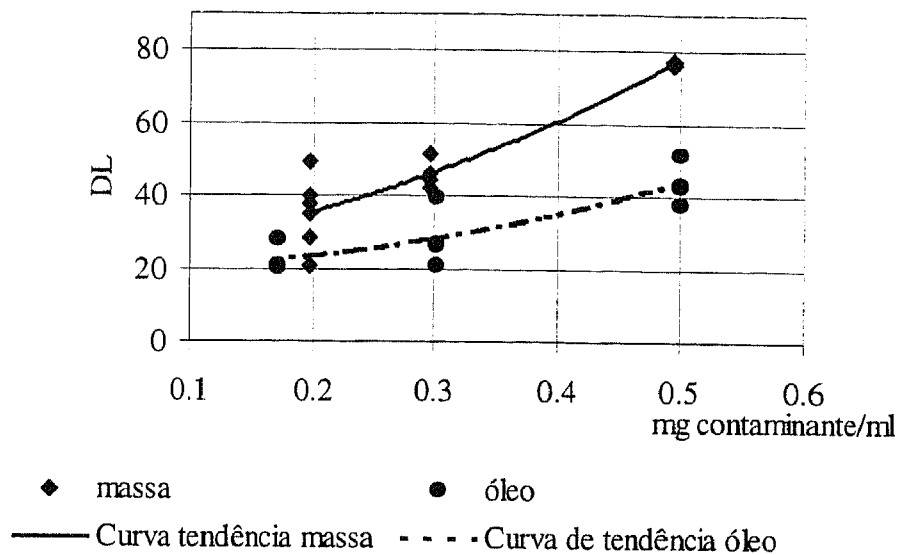


Figura 8 – Valores de ferrometria e curvas de tendência.

A explicação para estes factos só pode encontrar-se na massa lubrificante e no contaminante. Os valores, mais elevados, obtidos para a massa resultam da existência de partículas de espessante em suspensão que, devido à baixa velocidade de passagem no capilar do ferrógrafo, precipitam aumentando os valores de DL relativamente a amostras de óleo com idêntica contaminação.

O facto de os valores de DL não serem directamente proporcionais aos valores de massa de contaminante por unidade de volume, deve estar relacionado com o pó de ferro usado como contaminante, já que é essencialmente constituído por partículas com dimensão superior a $5\mu\text{m}$. Daqui resulta também que as curvas de tendência não são linhas rectas.

2.4 – Discussão

Preparação das amostras contaminadas

O procedimento seguido para preparação das amostras de massa lubrificante contaminada, atendendo ao volume de lubrificante requerido para os ensaios, mostrou-se de aplicação fácil.

A avaliação da homogeneidade da mistura obtida fez-se por observação visual. Um processo mais fiável, como a análise espectrométrica de várias amostras do mesmo lote de lubrificante contaminado, permitiria avaliar se o contaminante estava uniformemente distribuído. No entanto tal procedimento poderia não ser eficaz neste caso, já que a dimensão das partículas de contaminante é superior a 5 μm , logo pouco adequadas à análise espectrométrica.

A preparação de amostras de óleo contaminado, devido às suas características revelou-se mais simples e com resultados em termos de homogeneidade da mistura mais fiáveis.

Processo de dissolução da massa lubrificante

Da utilização dos dois solventes escolhidos para dissolução da massa lubrificante, contaminada ou não, resultaram soluções que, por observação visual se consideraram homogêneas.

A opção de utilização do solvente B, baseada no critério de leituras estáveis durante a ferrometria, já explicada anteriormente, pode considerar-se de algum modo subjectiva. Outros processos para avaliação do grau de dissolução, como a filtragem por membrana [16], podem também não traduzir com fidelidade o grau de dissolução.

A contagem de partículas é o processo mais adequado para controlar a eficácia do processo de dissolução da massa lubrificante, já que indica a quantidade e dimensão das partículas contidas na solução. Neste caso a escolha recairia sobre o solvente que produzisse a solução com o menor número de partículas e de menor dimensão. No entanto não estava disponível no laboratório um contador de partículas.

Valores da ferrometria

Ao analisar os valores de DL resultantes das análises por ferrometria das amostras de lubrificantes contaminados, pode-se constatar que:

1. A dispersão de resultados, para cada um dos lotes de lubrificante analisados, avaliada pelo valor percentual do desvio padrão em relação ao valor médio [28] é baixa;
2. Para o mesmo nível de contaminação os valores de DL obtidos para a massa lubrificante são superiores aos obtidos para óleo, devido à influência das partículas de espessante da massa;
3. Os valores de DL obtidos para a massa e para o óleo, contaminados mostram uma muito boa correlação com o nível de contaminação.

O facto dos valores de DL obtidos para a massa serem maiores do que os obtidos para óleo, nas mesmas condições, não tem qualquer importância pois, é a evolução dos índices de concentração de partículas e de severidade do desgaste, do mesmo órgão mecânico, que deve ser analisada, para controlo de condição do mesmo, o que implica analisar sempre o mesmo tipo de lubrificante.

Os resultados obtidos poderiam ser diferentes se o contaminante tivesse outra distribuição de partículas [2], no entanto não alterariam significativamente as conclusões obtidas.

Face aos resultados obtidos parece lícito afirmar que:

1. Os valores de DL e DS resultantes das análises por ferrometria são proporcionais à contaminação da amostra, e
2. É possível aplicar a ferrografia à análise de órgãos mecânicos lubrificados com massa.

CAPÍTULO 3 – ENSAIOS NA MÁQUINA DE 4 ESFERAS COM LUBRIFICANTES CONTAMINADOS

3.1- Introdução

A avaliação do desgaste de componentes mecânicos lubrificados pode ser feita por vários processos, nomeadamente, a pesagem dos órgãos mecânicos envolvidos [3], o controlo das dimensões dos mesmos e usando as técnicas de controlo de condição baseados na análise dos lubrificantes.

Se em testes laboratoriais o recurso ao controlo por via ponderal ou metrológica do desgaste dos órgãos em estudo é prática corrente e válida, quando se pretendem utilizar estes processos em casos reais tal torna-se inviável, já que implica a desmontagem do equipamento, sendo por vezes impossível conhecer quais os valores iniciais para comparação.

Da constatação deste facto resulta mais uma das vantagens da aplicação da análise de lubrificantes como meio de controlo de condição de órgãos mecânicos, já que pode ser realizada em quase todas as situações sem necessidade de desmontagem de qualquer componente do equipamento.

A influência do teor e do tipo de contaminante sobre o desempenho de um contacto EHD foi avaliada através da realização de vários ensaios na máquina de 4 esferas.

A escolha deste equipamento deve-se à facilidade de execução dos ensaios, ao pequeno volume de lubrificante necessário para cada ensaio, à sua aptidão para realização de ensaios de desgaste em condições de lubrificação EHD, à existência de normas que regulam os ensaios e a análise dos resultados dos mesmos (IP 239/85, ASTM D 2266-91), e ainda o facto de poder ser utilizado como lubrificante óleo ou massa.

As normas citadas regulam os ensaios com lubrificantes não contaminados, pelo que, foram necessários alguns ensaios prévios, com lubrificantes contaminados, para determinar a gama de condições de funcionamento mais adequada sem que ocorressem anomalias no contacto que impedissem a utilização da máquina de 4 esferas.

3.2 – Máquina de 4 esferas

A máquina de 4 esferas utilizada nestes ensaios realizados é da marca Plint & Cameron. Fundamentalmente, uma máquina deste tipo é constituída por uma estrutura de suporte, um elemento motor, uma unidade de suporte e fixação das esferas, um sistema de aplicação de carga e pela unidade de controlo, como se mostra na figura 9.

Como acessório pode existir um sistema de medição do binário de atrito.

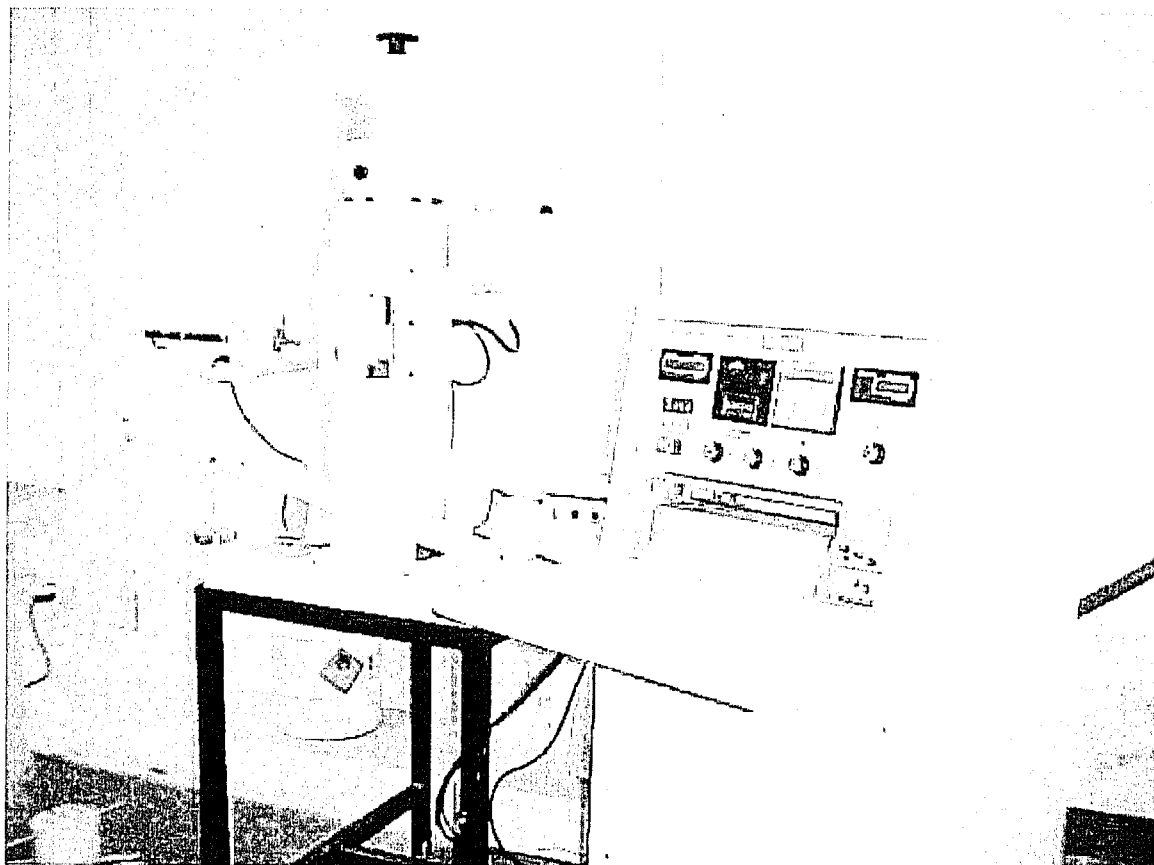


Figura 9 – Aspecto da máquina de 4 esferas e unidade de comando.

Os ensaios realizáveis nestas máquinas podem ser de dois tipos, rolamento puro ou escorregamento puro. Estes ensaios regem-se por normas específicas para cada um deles e de acordo com o lubrificante a testar, óleo ou massa.

Os testes em rolamento puro visam avaliar a capacidade dos lubrificantes testados para proteger as superfícies em contacto contra a fadiga, ou as suas características de extrema pressão.

Para avaliar das propriedades anti-desgaste dos lubrificantes fazem-se ensaios em escorregamento puro.

De acordo com o tipo de ensaio a realizar a unidade de suporte e fixação das esferas tem constituição diferente. Para os ensaios em escorregamento puro 3 esferas (inferiores) são mantidas estacionárias enquanto a esfera superior é animada de movimento de rotação. No caso do ensaio em rolamento puro as 3 esferas inferiores rodam por efeito do movimento da esfera superior, que é accionada, pelo motor eléctrico.

A esfera superior é accionada por motor de velocidade variável, em cujo eixo está montada a pinça de fixação desta esfera.

As figuras 10 e 11 mostram, em corte, os suportes de esferas móveis e de esferas fixas utilizados nos ensaios em rolamento puro e em escorregamento puro, respectivamente.

As gamas de condições de ensaio, em termos de carga aplicada, velocidade de rotação da esfera superior, temperatura do lubrificante e tempo de ensaio, são muito largas.

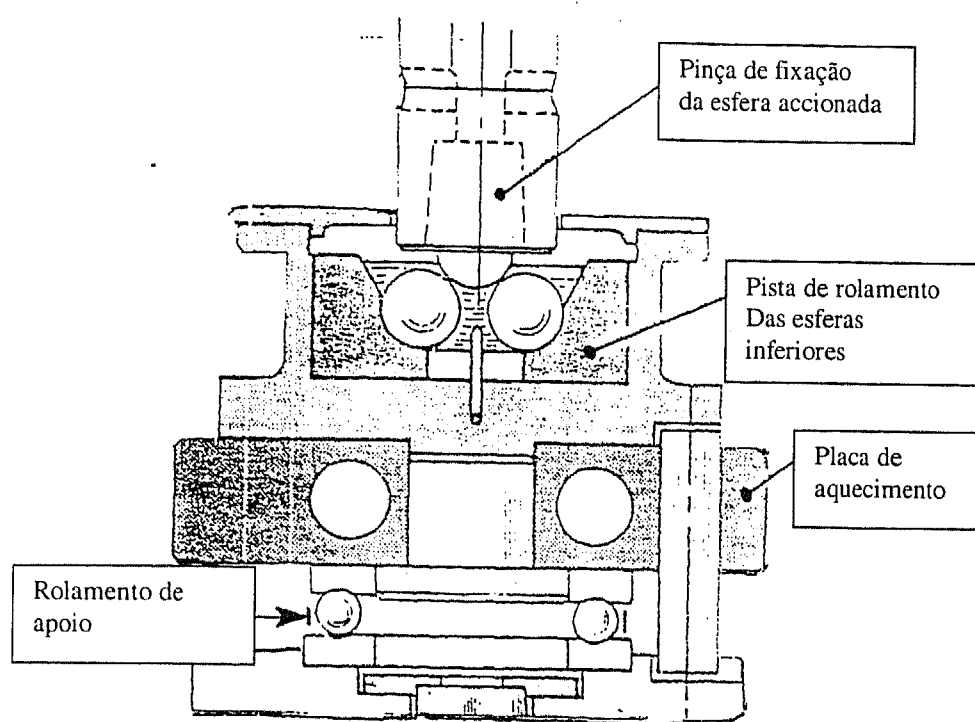


Figura 10 – Corte do suporte de esferas móveis.

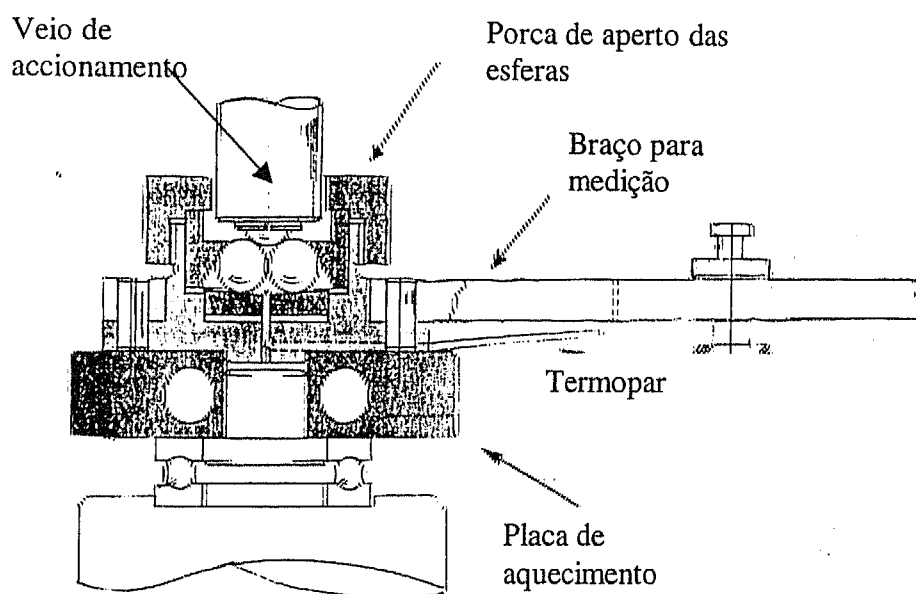


Figura 11 — Corte do suporte de esferas fixas.

3.2.1 – Análise do contacto na máquina de 4 esferas

Geometria do contacto

Na máquina de 4 esferas os corpos em contacto são esferas de aço (corpos elásticos) e a deformação que as mesmas sofrem pela aplicação da carga, durante os ensaios, é suficientemente pequena, pelo que pode ser aplicada a teoria da elasticidade linear.

As dimensões da área de contacto entre duas esferas por acção da solicitação aplicada é muito pequena quando comparada com os raios das esferas.

A geometria das esferas permite classificar o contacto como pontual, podendo aplicar-se a teoria de Hertz para determinação da deformação que as mesmas sofrem por acção da solicitação normal. A figura 12 mostra o contacto pontual existente entre dois corpos de geometria contraformal.

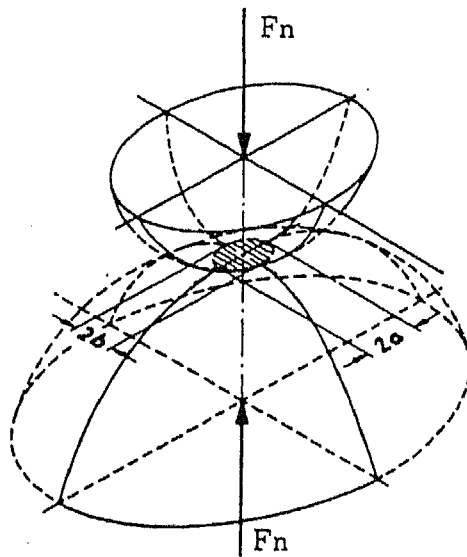


Figura 12 – Representação esquemática de um contacto pontual [29].

A solução do problema do contacto, isto é, a determinação das pressões e dimensões da superfície de contacto requer a solução simultânea das seguintes expressões:

- $Ax^2 + By^2 - \delta + (\omega_1 + \omega_2) \geq 0,$

inequação da deformada obtida a partir de considerações da geometria dos corpos e dos deslocamentos;

- $p(x,y) = \sigma_n = \sigma_{zz} \geq 0$,

inequação relativa à pressão em qualquer ponto da área de contacto, resultante do facto de as pressões de contacto, por acção da carga normal aplicada serem normais à superfície, compressivas e sempre maiores ou iguais a zero;

- $\iint_S p(x,y) dx dy = F_n$,

igualdade que traduz o equilíbrio necessário entre as pressões internas e a carga exterior aplicada;

- $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$,

igualdade que traduz a forma da superfície de contacto obtida a partir da consideração de que os pontos das superfícies que contactam entre si estavam inicialmente equidistantes do plano que passa pelo ponto inicial de contacto e é tangente comum às duas superfícies.

A solução deste problema foi proposta por Hertz para o caso do contacto entre sólidos de revolução perfeitamente lisos.

O valor da pressão máxima de Hertz no interior de um contacto é igual a

$$p_0 = \frac{3}{2} \frac{F_n}{\pi ab} \quad (1)$$

a pressão média no contacto tem o valor

$$p_m = \frac{F_n}{\pi ab} \quad (2)$$

onde

F_n - Solicitação normal exterior;

a - Dimensão do semieixo da elipse da área de contacto segundo o eixo xx;

b - Dimensão do semieixo da elipse da área de contacto segundo o eixo yy.

A determinação das dimensões da elipse de contacto e da penetração pode fazer-se recorrendo a tabelas que a partir da razão B/A dão os valores de C_a , C_δ e k . As expressões que, baseadas nos valores tabelados, permitem essa determinação são as seguintes [29]:

$$a = C_a \sqrt[3]{\frac{F_n}{(A+B)E^*}} \quad (3)$$

$$\delta = C_{\delta} \frac{F_n}{\pi a E^*} \quad (4)$$

$$k = \frac{a}{b}$$

A e B são as curvaturas equivalentes das superfícies:

$$A = \frac{1}{2R_x}$$

$$B = \frac{1}{2R_y}$$

R_x e R_y são os raios equivalentes de curvatura das superfícies segundo os planos XOZ e YOZ, respectivamente.

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}}$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}}$$

O valor do módulo de Young equivalente para os dois sólidos é dado por:

$$\frac{1}{E^*} = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)$$

E_1, E_2 – módulo de Young dos corpos 1 e 2, respectivamente.

ν_1, ν_2 - coeficiente de Poisson dos corpos 1 e 2, respectivamente.

Na máquina de 4 esferas os corpos em contacto são todos do mesmo material, todos esféricos e todos com as mesmas dimensões. Em consequência a área de contacto é circular, sendo possível simplificar as expressões (1), (2), (3) e (4).

$$p_0 = \frac{3}{2} \frac{F_n}{\pi a^2}$$

$$p_m = \frac{F_n}{\pi a^2}$$

$$a = b = \frac{\pi p_0}{R E^*}$$

$$\delta = \frac{\pi a p_0}{2 E^*}$$

$$\frac{1}{E^*} = \left(\frac{2(1 - \nu^2)}{E} \right)$$

E – módulo de Young dos corpos 1 e 2.

ν - Coeficiente de Poisson dos corpos 1 e 2.

R - raio das esferas.

Para conhecer a força normal que actua em cada par de esferas ter-se-á que verificar como a força normal exercida na esfera superior se distribui.

O esquema da figura 13 representa o contacto entre as esferas e o sistema de forças actuantes sobre as mesmas. O tetraedro representado na figura 13 tem os vértices E, C e A nos centros das três esferas inferiores e o vértice O no centro da esfera superior.

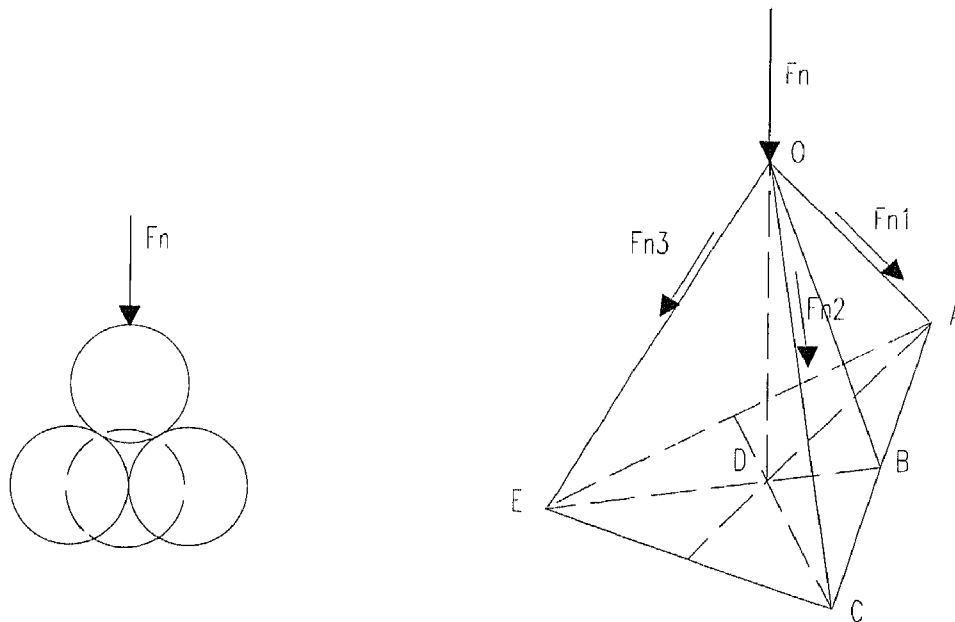


Figura 13 – Representação do contacto e esquema de forças na máquina de 4 esferas.

$$\overline{AC} = \overline{OC} = \overline{AO} \Rightarrow \text{ângulo } C\hat{O}A = 60^\circ$$

$$\overline{OB} = \overline{OA} \cos 30^\circ$$

$$F_{n1(OB)} = F_{n1} \cos 30^\circ$$

$$\overline{DB} = \frac{1}{3} \overline{BE}$$

$$F_{n1(EB)} = \frac{1}{3} F_{n1} \cos 30^\circ$$

$$F_{n1(OD)} = [(F_{n1} \cos 30^\circ)^2 - (\frac{1}{3} F_{n1} \cos 30^\circ)^2]^{1/2}$$

Como a carga normal F_n , exercida sobre a esfera superior, se decompõe igualmente pelas três esferas estacionárias o seu valor é igual à soma das componentes de F_{n1} , F_{n2} , e F_{n3} , segundo a direcção OD.

$$F_{n1} = F_{n2} = F_{n3}$$

$$F_{n1(OD)} = \frac{1}{3} F_n$$

$$\frac{1}{3} F_n = [(F_{n1} \cos 30^\circ)^2 - (\frac{1}{3} F_{n1} \cos 30^\circ)^2]^{1/2}$$

$$\frac{1}{3} F_n = F_{n1} \cos 30^\circ \sqrt{1 - \frac{1}{9}}$$

$$F_n = F_{n1} \cos 30^\circ \sqrt{8}$$

$$F_{n1} = \frac{F_n}{\sqrt{8} \cos 30^\circ}$$

$$F_{n1} = 0.408 F_n$$

Valores nas condições dos ensaios realizados

(Considerando os seguintes valores:)

Tabela 12 – Valores dos diferentes parâmetros nas condições de ensaio.

Parâmetro	Designação	Unidades (SI)	Valor
Área de contacto	$A = \pi a^2$	m ²	1.18×10^{-4}
Módulo de Young	$E_I = E_T = E$	N/m ²	210×10^9
Coefficiente de Poisson	ν	-	0.3
Raio das esferas	R	m	6.35×10^{-3}
Penetração	δ	m	4.40×10^{-6}
Carga aplicada na máquina	F_n	N	196
Carga aplicada a cada esfera	F_{n1}	N	80
Pressão máxima de Hertz	p_0	N/m ²	2.73×10^9
Pressão média de Hertz	p_m	N/m ²	1.82×10^9

Espessura do filme lubrificante

A espessura do filme lubrificante pode ser calculada a partir da expressão de Dowson [27] para contactos pontuais.

Espessura mínima do filme lubrificante adimensionalizada:

$$h_m^* = 2.149 U^{*0.68} G^{*0.49} W^{*-0.073} [1 - \exp(-0.67 R^{*0.66})]$$

Espessura do filme lubrificante no centro do contacto adimensionalizada:

$$h_0^* = 2.156 U^{*0.68} G^{*0.49} W^{*-0.073} [1 - \exp(-1.23 R^{*0.66})]$$

onde:

$$h_m^* = h_m / R_x$$

$$h_0^* = h_0 / R_x$$

$$U^* = (\eta_0 U) / (E_r R_x) \quad - \text{parâmetro velocidade;}$$

$$G^* = E_r \alpha \quad - \text{parâmetro material;}$$

$$W^* = F_n / (E_r R_x^2) \quad - \text{parâmetro carga;}$$

$$U = U_1 + U_2 \quad - \text{velocidade de rolamento na direcção x;}$$

$$V = V_1 + V_2 \quad - \text{velocidade de rolamento na direcção y;}$$

$$E_r = \pi E^* \quad - \text{módulo de elasticidade reduzido;}$$

$$R^* = R_y / R_x \quad - \text{raio de curvatura reduzido;}$$

$$\eta_0 \quad - \text{viscosidade do lubrificante na entrada do contacto;}$$

$$\alpha \quad - \text{coeficiente de piezoviscosidade do lubrificante.}$$

Destas expressões ressalta o facto de a espessura do filme lubrificante ser muito pouco dependente da carga e fortemente influenciada pela velocidade e pela viscosidade do lubrificante.

As expressões apresentadas para o cálculo da espessura de filme lubrificante são aplicáveis dentro do domínio isotérmico. A variação de viscosidade, devida ao aumento de temperatura provocado pelo efeito de corte no lubrificante à entrada do contacto e pela diferença

de velocidade entre as superfícies, é responsável pela diminuição da espessura de filme lubrificante.

Para corrigir as expressões anteriores considerando o efeito do aumento de temperatura no comportamento do lubrificante é necessário introduzir um factor, ϕ_T , tal que:

$$h_{0C} = h_0 \phi_T \quad h_{0C} - \text{espessura do filme lubrificante corrigida}$$

O valor de ϕ_T proposto por Wilson e Shen, considerando o efeito da taxa de escorregamento, é:

$$\phi_T = [1 + 0.1 (1 + 14.8 \cdot \theta^{0.83}) L^{0.64}]^{-1}$$

onde:

$$\theta = (U_1 - U_2) / (U_1 + U_2)$$

- taxa de escorregamento;

$$L = (\beta U^2 \eta_0) / k$$

- parâmetro térmico do lubrificante;

$$k = 0.12 \frac{1 - 5 \times 10^{-4} \frac{T_0}{3}}{\rho_{oleo} 10^{-3}}$$

- coeficiente de condutividade térmica do lubrificante

$$\beta = S_o \frac{\ln(\eta_0) + 9.67}{T_0 + 135}$$

- coeficiente de termoviscosidade do lubrificante;

$$S_o = \frac{\ln \left[\frac{\ln(\frac{\eta_{100}}{\eta_{40}})}{\ln(\eta_{40}) + 9.67} + 1 \right]}{\ln \left(\frac{40 + 135}{100 + 135} \right)}$$

- expoente de Roelands

A espessura específica do filme lubrificante é dada pela seguinte expressão:

$$\lambda = h_{0C} / \sigma$$

em que:

$$\sigma - \text{rugosidade composta das superfícies, RMS, } \sigma = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$$

$$\sigma_1 = 1.11 R_{a1}$$

$$\sigma_2 = 1.11 R_{a2}$$

Os valores usados para a determinação da espessura de filme lubrificante estão registados na tabela 13.

Tabela 13 – Valores para cálculo da espessura de filme lubrificante.

Parâmetros	Designação	Unidades (SI)	Valor
η_0	Viscosidade do lubrificante à temperatura T_0	Pa.s	0.2131
α	Coefficiente de piezoviscosidade	Pa ⁻¹	29.9E-09
k	Coefficiente de condutividade térmica	W/m°C	0.06048
β	Coefficiente de termoviscosidade	°K ⁻¹	0.1324
θ	Taxa de escorregamento	-	1
L	Parâmetro térmico do lubrificante	-	0.149234
S_o	Expoente de Roelands		1.305478
R^*	Raio de curvatura reduzido		1
ϕ_T	Factor compensação térmica		0.681355
U	Velocidade de rolamento	m.s ⁻¹	0.576482
E_r	Módulo de elasticidade reduzido	Pa	356E+9
U^*	Parâmetro velocidade		10.9E-9
G^*	Parâmetro material.		10635.6
W^*	Parâmetro carga.		22.3E-06
h_0	Espessura do filme lubrificante no centro do contacto	m	0.167E-06
h_m	Espessura mínima do filme lubrificante	m	0.0913E-06
h_{0C}	Espessura do filme lubrificante no centro do contacto corrigida	m	0.114E-06
h_{mC}	Espessura mínima do filme lubrificante corrigida	m	0.0622E-06
σ	Rugosidade composta das superfícies, RMS	m	0.0785E-06
λ	Espessura específica do filme lubrificante		1.45

Como se pode verificar na tabela 13 a espessura do filme lubrificante no centro do contacto é de 0.11 μm e a espessura específica 1.45.

3.3 – Caracterização dos lubrificantes e contaminantes

3.3.1 – Caracterização dos lubrificantes

De acordo com o objectivo do trabalho o lubrificante tipo a testar é uma massa com aditivos extrema pressão. De modo a ter um termo de comparação, que ajude a calibrar os resultados obtidos com a massa EP, também foram efectuados ensaios com um óleo base e com uma massa não EP. Na tabela 14 estão registadas algumas das propriedades dos lubrificantes utilizados.

Tabela 14 – Características dos lubrificantes utilizados

Característica	Massa EP	Massa não EP	Óleo
Graduação NLGI	2	2	-
Tipo de sabão	Lítio	Lítio	-
Ponto de gota (°C)	177	185	-
Viscosidade Cin. óleo base (Cst a 40 °C)	230	100	-
Percentagem de sabão	10 %	9 %	-
Graduação ISO VG	-	-	220
Viscosidade Cinemática (Cst a 40 °C)	-	-	220
Viscosidade Cinemática (Cst a 100 °C)	-	-	18.5
Massa específica a 15°C (Kg/m ³)	-	-	910
Aditivos	EP	-	-

3.3.2 – Caracterização dos contaminantes

A escolha dos contaminantes a utilizar foi realizada de modo a serem representativos dos contaminantes típicos de um qualquer sistema lubrificado. Usaram-se como contaminantes o pó de ferro e o carbureto de silício, SiC. As características destes contaminantes são apresentados na tabela 15.

Tabela 15 - Características dos contaminantes utilizados.

Características	Contaminante	
	Pó de ferro	SiC
Densidade mássica Kg.m^{-3}	7 800	2 900
Dureza GPa		25 - 33
Granulometria μm	5 - 90	2 - 40
Modulo elasticidade GPa	206	390 - 440
Coefficiente Poisson	0.3	0.19

Nas figuras 14 e 15 mostram-se, respectivamente, os contaminantes de carbureto de silício e de pó de ferro, quando observados ao microscópio com uma ampliação de 1000 vezes.

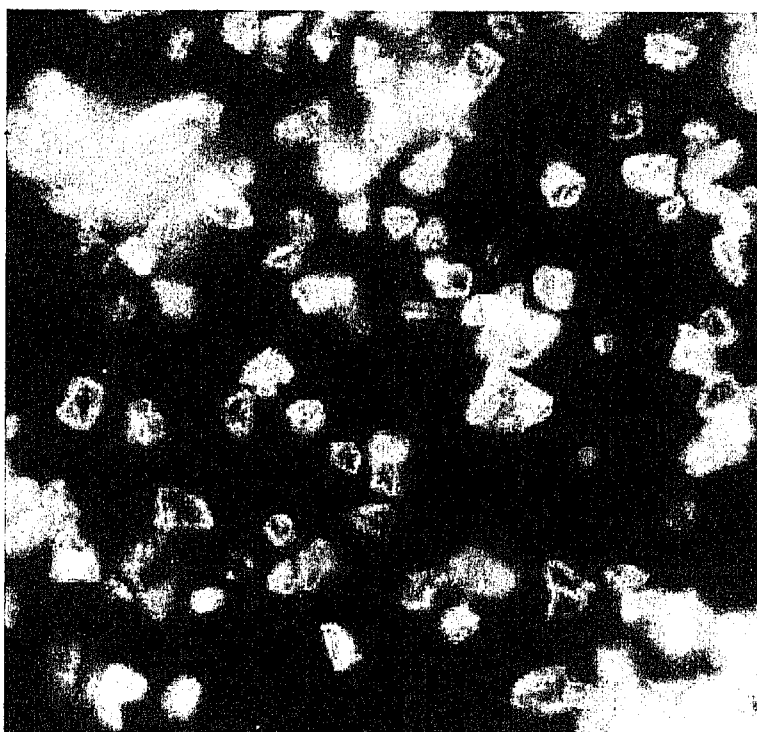


Figura 14 – Fotografia de carbureto de silício –SiC(ampliação 1000X).

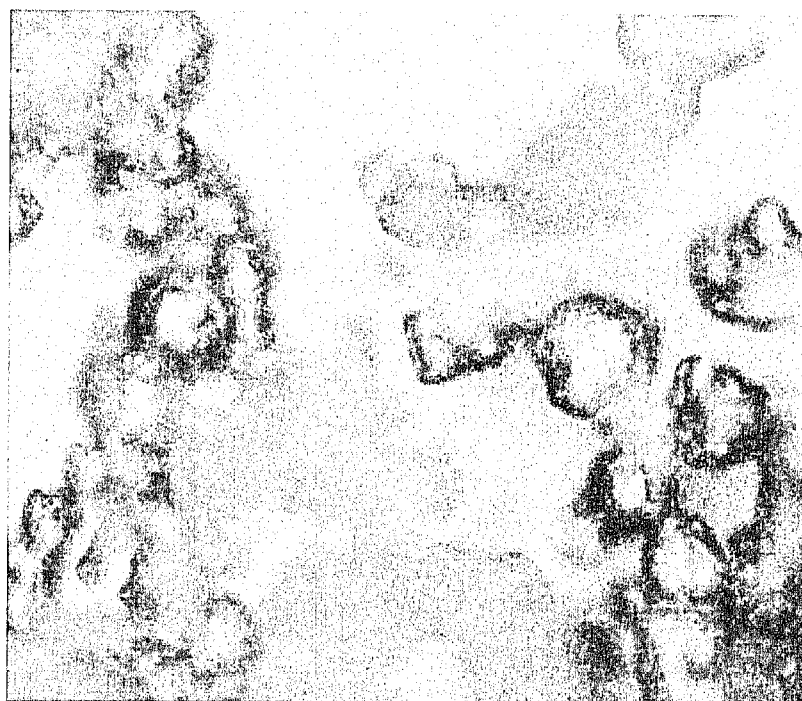


Figura 15 – Microfotografia do contaminante pó de ferro (ampliação 1000X).

3.4 — Contaminações ensaiadas

As contaminações referidas em todo o trabalho são ponderais. Optou-se por esta forma de efectuar a contaminação por ser mais expedita, já que não implica quaisquer considerações sobre as características do lubrificante.

Deve contudo ter-se em atenção que, para uma mesma contaminação ponderal, obtêm-se diferentes contaminações volumétricas, se os contaminantes tiverem densidades diferentes. Por outro lado, contaminações volumétricas diferentes de um lubrificante provocarão volumes de desgaste diferentes, já que o volume de desgaste depende da quantidade de partículas contaminantes.

Ao definirem-se as contaminações a usar, no caso de uma massa lubrificante, deve ter-se em conta o efeito desta contaminação sobre a composição da massa contaminada. A título de exemplo, apresentam-se os cálculos relativos à variação de composição de uma massa lubrificante resultante de uma contaminação ponderal de 10%.

- Composição inicial da massa lubrificante:
90% de óleo e 10% de sabão, logo
 $100 \text{ g de massa} = 10 \text{ g de sabão} + 90 \text{ g de óleo}$
- Após mistura:
 $100 \text{ g de massa contaminada} = 90 \text{ g massa original} + 10 \text{ g de contaminante};$
 $90 \text{ g de massa original} = 9 \text{ g de espessante} + 81 \text{ g de óleo};$
 $100 \text{ g de massa contaminada} = (9 \text{ g de espessante} + 10 \text{ g de contaminante}) + 81 \text{ g de óleo};$
 $100 \text{ g de massa contaminada} = 19 \text{ g "sabão"} + 81 \text{ g de óleo}$
- Composição da massa contaminada:
Entendendo por “sabão” tudo o que não é óleo constituinte da massa lubrificante,
 $19 \% \text{ "sabão"} + 81 \% \text{ óleo}$

Para avaliar o significado da percentagem de óleo na massa lubrificante contaminada deve-se comparar a sua composição estrutural com a da massa não contaminada. Assim:

Por cada 10 g de “sabão” existem 42,6 g de óleo na massa contaminada;

Por cada 10 g de sabão existem 90 g de óleo na massa não contaminada;

A diferença de conteúdo de óleo estrutural entre a massa contaminada e a não contaminada é de $(90 - 42.6) = 47,4 \text{ g}$, o que representa 52,6% do óleo inicial.

Verifica-se, então, que por efeito da contaminação, a percentagem de óleo na massa decresceu de 90% para 81%, isto é, transformou-se numa massa lubrificante com menos de metade do teor inicial de óleo estrutural. Em termos práticos, uma massa que apresenta uma perda de óleo estrutural de 50% deve considerar-se no fim da sua vida útil [8].

Cálculos semelhantes para uma contaminação de 5%, conduzem a um valor de 85,5% de óleo na massa contaminada, razão pela qual se decidiu não efectuar contaminações acima deste valor. As concentrações adoptadas para a realização do trabalho foram 2% e 5%.

3.5 — Ensaios em rolamento puro

De modo a definir as condições de funcionamento mais adequadas, para os ensaios na máquina de 4 esferas, foram realizados vários testes em rolamento puro. A escolha deste tipo de ensaio, embora não existam normas ou critérios que estabeleçam o modo de avaliar o desgaste prende-se com o facto de se pretender um tipo de contacto menos severo do que o que ocorre no ensaio em escorregamento puro.

A partir das condições de funcionamento especificadas para o ensaio de fadiga na máquina de 4 esferas [IP 300/82], foi realizada uma série de ensaios em que o desgaste foi avaliado através da medição da largura da pista de desgaste na esfera motora. O desgaste foi também avaliado através da alteração do perfil da esfera superior, na zona de desgaste. Os resultados deste procedimento estão relatados no Anexo B.

Os ensaios realizados e as correspondentes condições de funcionamento são apresentados na tabela 16.

Tabela 16 - Condições de funcionamento dos ensaios realizados em rolamento puro.

Ensaio Nº	Velocidade de rotação rpm	Tempo de ensaio (minutos)	Nº de ciclos	Lubrificante	Carga (Kgf)	Temperatura (°C)
1	3000	120	360 000	Óleo	60	20
2	3000	60	180 000	Óleo	120	60 - 38
3	3000	60	180 000	Óleo	120	60
4	3000	60	180 000	Óleo	120	60
5	6000	60	360 000	Óleo	180	60
6	6000	60	360 000	Óleo	120	80
7	10000	60	600 000	Óleo	180	80
8	10000	60	600 000	Massa EP	180	80

O desgaste da esfera motora nos ensaios 1 a 6 foi diminuto, pelo que se realizaram os ensaios 7 e 8 com maior velocidade, maior número de ciclos e maior carga. No final destes ensaios o desgaste provocado na esfera motora era já apreciável pelo que estas condições foram seleccionadas para a realização dos testes com lubrificantes contaminados.

Para os ensaios com lubrificantes contaminados, prepararam-se duas misturas, uma de óleo com 2% de pó de ferro e outra de massa EP com 2% de pó de ferro. Foi realizado um ensaio com cada uma das misturas.

Após os ensaios constatou-se o seguinte:

1. Os lubrificantes recolhidos após os ensaios estavam visivelmente contaminados com partículas metálicas brilhantes, logo produzidas durante o ensaio;
2. As esferas não apresentavam desgaste apreciável, a diferença de peso das 4 esferas antes e depois do ensaio era cerca de 3 mg;
3. A pista de rolamento apresentava-se extremamente polida.

A figura 16 mostra o aspecto da pista de rolamento antes e depois do ensaio.

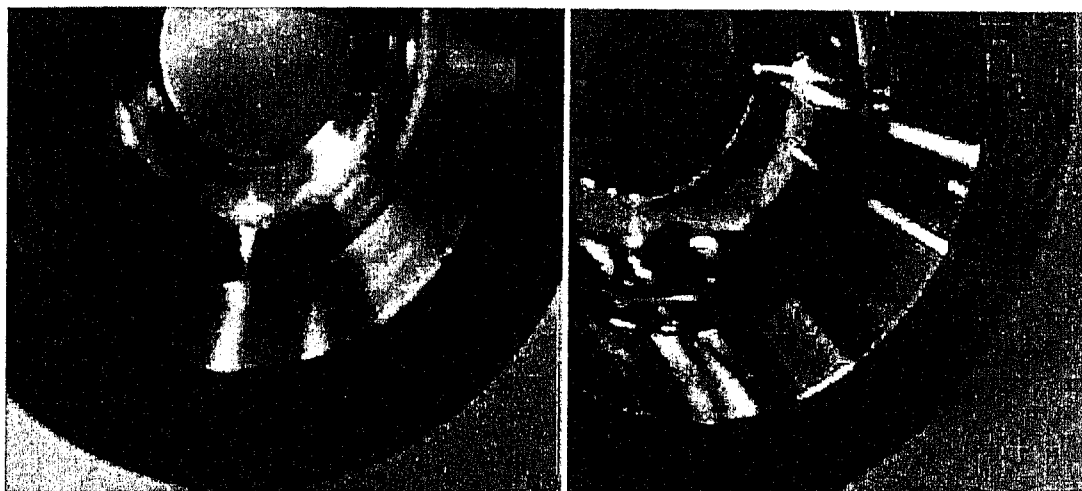


Figura 16 - Aspecto da pista de rolamento antes e após o ensaio.

Relativamente ao ensaio com óleo contaminado, a figura 17, obtida no final do ensaio,

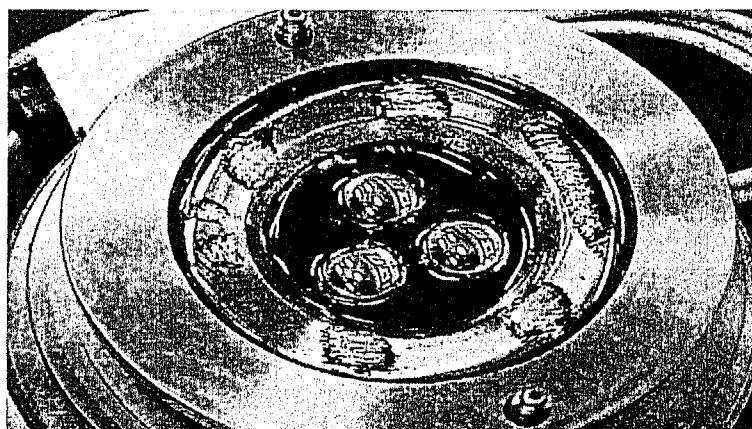


Figura 17 — Aspecto das partículas desgaste no final do ensaio com óleo contaminado.

mostra como as partículas de desgaste se acumularam por centrifugação no bordo superior da pista de rolamento.

Em face destes resultados concluiu-se que as partículas de desgaste observadas eram provenientes da pista e não das esferas. Atendendo ao elevado custo das pistas e ao número de ensaios a realizar, decidiu-se que não era possível continuar o trabalho com este tipo de ensaios. Optou-se por continuar o trabalho com a realização de ensaios em escorregamento puro.

3.6 – Ensaios em escorregamento puro

Atendendo à severidade dos ensaios em escorregamento puro, realizados na máquina de 4 esferas, optou-se por um valor de carga aplicada de 20 Kgf, à qual corresponde uma pressão média no contacto de 1,82 GPa e uma pressão máxima de Hertz de 2,73 Gpa. Quanto à velocidade de rotação da esfera superior escolheu-se o valor de 1500 r.p.m. Em todos os ensaios realizados estes valores da carga e de velocidade de rotação permaneceram constantes. A temperatura inicial do lubrificante era a temperatura ambiente, não sendo controlada durante o ensaio.

O tipo de lubrificante, o tipo de contaminante, a percentagem de contaminação e a duração foram os únicos parâmetros alterados de ensaio para ensaio.

Na tabela 17 identificam-se todos os ensaios realizados, em termos dos tipos de lubrificante e de contaminante, percentagem de contaminação e duração.

Tabela 17 – Lubrificantes utilizados e duração dos ensaios realizados.

Lubrificante	% contaminação	Produto contaminante	Duração dos ensaios (minutos)				
			1	2	5	10	20
Óleo	0	-	1	2	5		20
Óleo c/	2	Fe	1	2	5	10	20
Óleo c/	2	SiC	1	2	5	10	20
Massa não EP	0	-	1	2	5		20
Massa EP	0	-	1	2	5		20
Massa EP	2	Fe	1	2	5	10	20
Massa EP	5	Fe	1	2	5	10	20
Massa EP	2	SiC	1	2	5	10	20
Massa EP	5	SiC	1	2	5	10	20
Massa EP	2,5 + 2,5	Fe+ SiC	1	2	5	10	20

Os ensaios realizados com lubrificantes não contaminados representam um termo de comparação fidedigno dos efeitos da contaminação no desgaste, sendo, por isso, considerados ensaios padrão.

A opção de utilizar apenas um nível de contaminação para cada contaminante no caso do óleo, deve-se ao facto de estes ensaios funcionarem como um padrão adicional para o desenvolvimento do trabalho.

A avaliação da intensidade do desgaste foi obtida por medição das crateras de desgaste nas esferas estacionárias em todos os ensaios. Os diâmetros das crateras foram medidos nas três esferas estacionárias de cada ensaio e em cada uma delas em duas direcções perpendiculares. O resultado correspondente a cada ensaio é assim a média das seis leituras efectuadas.

Também se procedeu a uma avaliação qualitativa do desgaste, comparando as crateras quanto à forma, textura e rugosidade da superfície de desgaste.

Nos ensaios com duração de 20 minutos o desgaste também foi avaliado através da análise do correspondente lubrificante por ferrometria e ferrografia analítica (execução de ferrogramas).

Para os ensaios realizados com óleo, procedeu-se à recolha de todo o lubrificante restante no fim do ensaio, procedendo-se à sua análise. Para os ensaios realizados com massa, foi recolhida para análise a porção de massa que no fim do ensaio se acumulava entre as esferas estacionárias, já que apresentava uma significativa mudança de coloração quando comparada com a massa original.

Como consequência desta opção, mais correcta porque mais representativa da massa solicitada no interior do contacto, a quantidade de massa lubrificante para análise após ensaio era bastante reduzida, raramente se conseguindo recolher mais do que 100 mg.

3.6.1– Ensaios padrão

Para obter um termo de comparação dos efeitos provocados pela adição de contaminantes aos lubrificantes, realizaram-se ensaios com lubrificantes não contaminados, designados por ensaios padrão.

Estes ensaios foram realizados nas mesmas condições previstas para os ensaios com lubrificantes contaminados: carga 20 Kgf, velocidade 1500 r.p.m. e temperatura livre.

Para cada tipo de lubrificante, óleo e massa, foram realizados 4 ensaios com as durações de 1 min, 2 min, 5 min e 20 min.

Na tabela 18 estão registados os valores dos diâmetros médios das crateras de desgaste obtidas após os ensaios com massas e óleo não contaminados.

Tabela 18 – Diâmetros médios das crateras de desgaste obtidas após os ensaios com massas e óleo não contaminados.

Lubrificante	Diâmetro das crateras (μm)			
	1 min	2 min	5 min	20 min
Óleo Base	227	240	285	460
Massa EP	191	220	243	300
Massa não EP	291	303	360	642

Na figura 18 representam-se graficamente os valores apresentados na tabela 18.

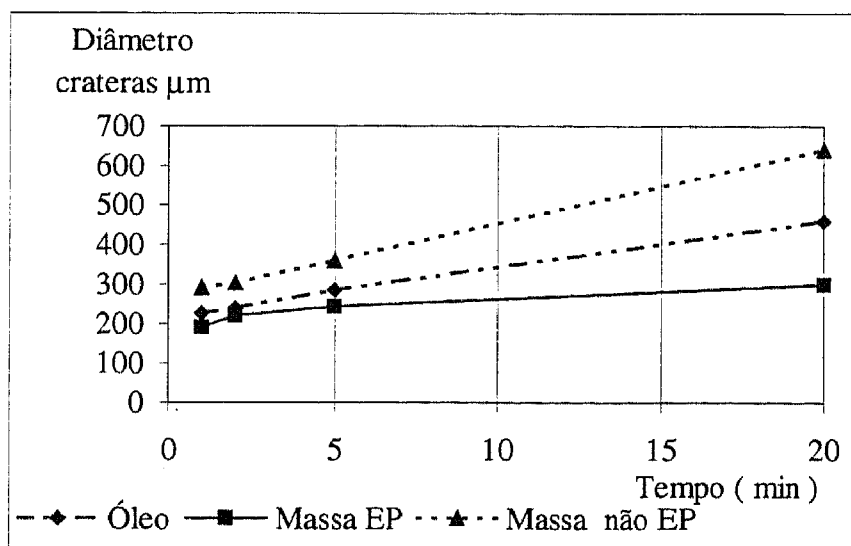


Figura 18 – Diâmetro médio das crateras de desgaste nos ensaios realizados com lubrificantes não contaminados.

A análise da figura 18 mostra que:

1. O óleo base conduz a crateras de desgaste inferiores às da massa sem aditivos EP evidenciando uma melhor capacidade para criar um filme lubrificante elastohidrodinâmico a separar as superfícies em contacto. Este resultado era esperado, coincidindo com as observações de outros autores [12], tendo em conta que a viscosidade do óleo da massa não EP é inferior à do óleo base.
2. A massa EP, apesar de uma menor capacidade para separar as superfícies em contacto (efeito elastohidrodinâmico), produz crateras de desgaste inferiores às do óleo base devido à actuação dos aditivos EP, o que também era um resultado esperado.
3. O diâmetro médio das crateras de desgaste cresce continuamente com o aumento do tempo de ensaio, qualquer que seja o tipo de lubrificante, o que também era um resultado esperado.
4. A taxa de crescimento do diâmetro médio da cratera de desgaste com o tempo parece depender do tipo de lubrificante, como sugerem as diferentes inclinações das três curvas, (ver figura 19) sendo maior para a massa não EP e menor para a massa EP, estando o óleo base numa posição intermédia.

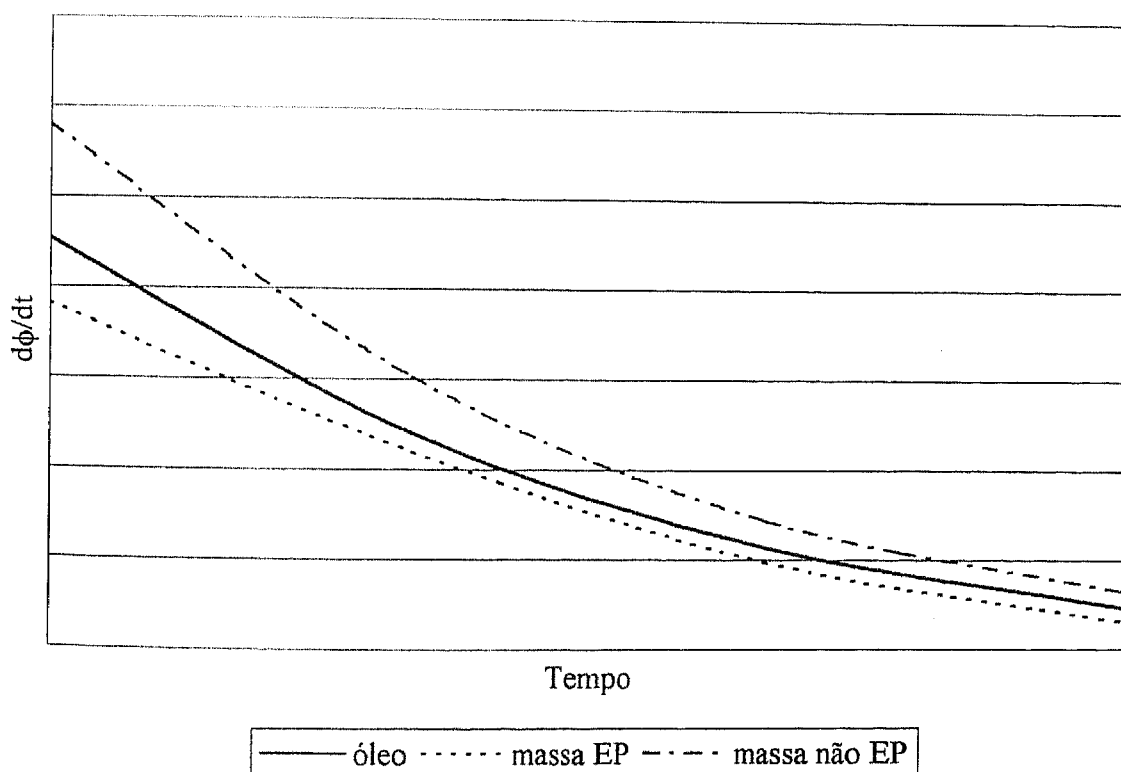


Figura 19 – Representação da variação do diâmetro médio das crateras de desgaste com o tempo.

No caso dos ensaios com duração de 20 minutos com massa EP e com óleo base foram realizadas análises ferrométricas dos respectivos lubrificantes recolhidos no final dos ensaios. Na tabela 19 estão registados os correspondentes valores de DL, DS, CPUC e ISUC.

Tabela 19 – Resultados de ferrografia dos ensaios com lubrificantes não contaminados.

Lubrificante	Valores ferrometria				
	DL	DS	Dilui.	ISUC	CPUC
Óleo base	2	1.9	10	39	39
Massa EP	1.1	0.6	10	85	17

Os resultados das análises dos lubrificantes por ferrometria confirmam os resultados obtidos para o diâmetro médio das crateras de desgaste, já que os valores DL, DS e CPUC correspondentes ao óleo base são maiores que os da massa EP. Apenas o valor do ISUC, apresenta uma tendência contrária

Na figura 20 mostram-se, através de fotografias realizadas no microscópio óptico com ampliação de 200 vezes, as crateras de desgaste correspondentes aos ensaios de duração 20 minutos realizados com óleo base, à esquerda, e massa EP, à direita.

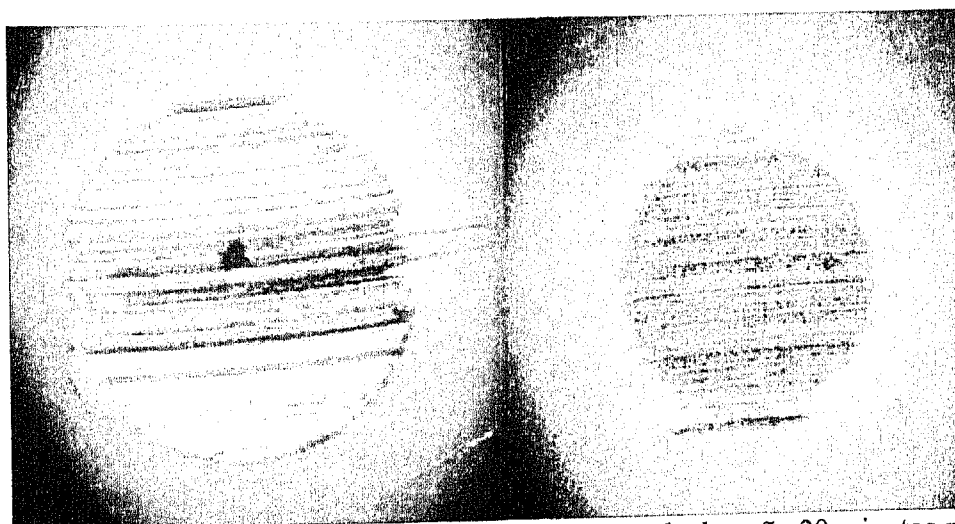


Figura 20 – Aspecto das crateras de desgaste dos ensaios de duração 20 minutos realizados com óleo base (esquerda) e massa EP (direita).

Na figura 20 pode verificar-se como o aspecto das crateras de desgaste é diferente.

Em ambos os casos a área de desgaste tem a forma de um círculo.

A cratera de desgaste correspondente à massa lubrificante não apresenta sulcos de grande profundidade ao contrário do que sucede na obtida no ensaio realizado com óleo base.

O aspecto da cratera correspondente ao óleo base, bem como o seu maior diâmetro, poderá justificar a igualdade dos valores DL e DS, ou seja, foram geradas partículas grandes e pequenas em quantidades aproximadas e em maior quantidade (DL+DS) do que no caso em que o lubrificante utilizado foi massa EP. No caso da massa EP, dado não existirem tão grandes alterações da superfície as partículas geradas foram em menor número e com predominância de partículas grandes. Ou seja, foram geradas partículas grandes em concentração aproximadamente dupla da das partículas pequenas.

A diferença de valores dos índices de severidade de desgaste originado, quando se utiliza óleo base ou massa EP provém assim, da diferença entre as quantidades de partículas grandes e pequenas geradas em cada um dos casos.

3.7 – Discussão dos resultados

Rolamento puro

A realização dos ensaios em rolamento puro revelou-se, apesar das vantagens inerentes a este tipo de ensaio, de execução não compatível com a durabilidade dos materiais constituintes das pistas de rolamento da máquina de 4 esferas. Para ser possível realizar ensaios com lubrificantes contaminados torna-se necessário outro tipo de máquinas de ensaio, como os bancos de ensaio de rolamentos ou, em alternativa, estudar a modificação da máquina de 4 esferas para permitir a realização destes ensaios.

Escorregamento puro, ensaios padrão

A análise dos resultados obtidos nos ensaios em escorregamento puro realizados com óleo base, massa EP e massa não EP permitem as seguintes observações:

1. Embora as discrepâncias entre os valores registados para os diâmetros médios das crateras de desgaste e os valores das análises ferrométricas dos correspondentes

lubrificantes possam, pelo menos aparentemente, ter justificação não se pode esquecer que as comparações devem ser efectuadas para um mesmo lubrificante.

2. O desgaste produzido aumenta com o tempo qualquer que seja o lubrificante.
3. O desgaste produzido para cada um dos lubrificantes utilizados é diferente podendo ser graduado do mais elevado para o mais baixo, respectivamente, quando se utiliza como lubrificante a massa não EP, o óleo base ou a massa EP.
4. O padrão de desgaste, tomado pelo aspecto das crateras de desgaste, é diferente no caso da massa EP e do óleo base, revelando a massa EP tendência para provocar uma superfície de desgaste menos rugosa do que o óleo base.
5. É notório o efeito dos aditivos EP na protecção das superfícies.

CAPÍTULO 4 – INFLUÊNCIA DO TIPO DE LUBRIFICANTE E DE CONTAMINANTE.

4.1- Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados dos ensaios realizados na máquina de 4 esferas, em escorregamento puro, com as várias misturas preparadas (referidas no paragrafo 3.6).

Na tabela 20 estão resumidos os tipos de lubrificante e os níveis de contaminação usados em cada mistura.

Tabela 20 – Tipos de lubrificante e níveis de contaminação.

Lubrificante	Níveis de contaminação			
Óleo	2% Fe	2% SiC	-	-
Massa EP	2% Fe	2% SiC	5% Fe	5% SiC

As condições de funcionamento são iguais às usadas para os ensaios padrão: carga de 20 kgf, velocidade de rotação 1500 rpm e temperatura do lubrificante livre. Tal como no caso dos ensaios padrão, foram realizados ensaios com durações variáveis de 1, 2, 5, 10 e 20 minutos. Os resultados obtidos dizem respeito ao diâmetro das crateras de desgaste e aos valores de ferrometria.

4.2- Ensaios com contaminante de pó de ferro.

4.2.1 – Diâmetro das crateras de desgaste

Na tabela 21 mostram-se os diâmetros das crateras de desgaste obtidos em cada um dos ensaios com contaminante de pó de ferro.

Tabela 21 – Dimensões das crateras de desgaste nos ensaios com contaminante de ferro.

Lubrificante	% Contaminação	Contaminante	Diâmetro das crateras (μm)				
			1 min	2 min	5 min	10 min	20 min
Óleo	2	Pó de ferro	232	262	330	438	527
Massa EP	2	Pó de ferro	235	245	263	285	322
Massa EP	5	Pó de ferro	242	257	315	357	380

Os mesmos resultados são apresentados na figura 21.

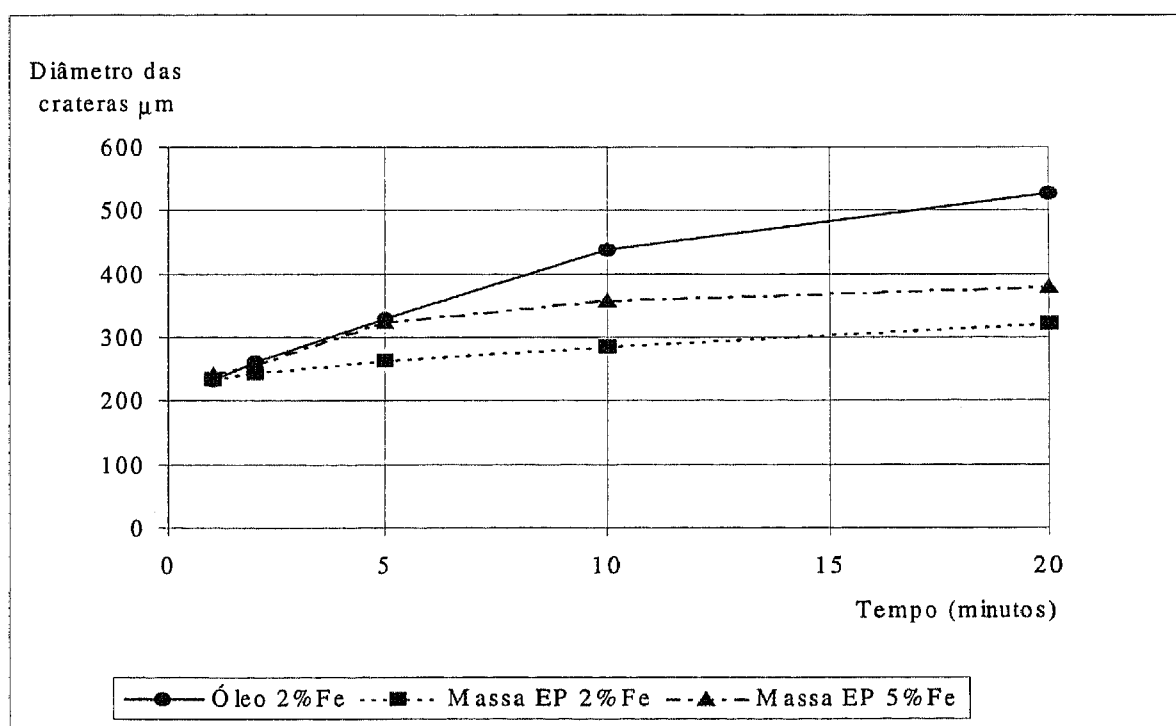


Figura 21 – Evolução do diâmetro das crateras com o tempo, contaminante pó de ferro (Fe).

Tal como no caso dos ensaios padrão o diâmetro das crateras de desgaste cresce continuamente com o aumento do tempo de ensaio.

4.2.2 – Ferrometria

Os valores de DL e DS obtidos nas análises ferrométricas, realizadas após ensaio, das misturas utilizadas nos ensaios com a duração de 20 minutos são apresentados na tabela 22. Na mesma tabela são também registados os índices de concentração de partículas e de severidade, calculados a partir dos valores de DL e DS.

Tabela 22 – Valores de ferrometria dos ensaios de 20 minutos com contaminante de (Fe).

Lubrificante	% Contaminação	Contaminante	Valores ferrometria				
			DL	DS	Dilui.	ISUC	CPUC
Óleo	2	Pó de ferro	60.2	2.5	10	361 779	627
Massa EP	2	Pó de ferro	5.8	1.2	10	3 220	70
Massa EP	5	Pó de ferro	8.1	1.5	10	6 336	96

Verifica-se também, que existe uma total coerência entre os resultados dos diâmetros das crateras e os índices das análises dos lubrificantes por ferrometria, como se mostra na figura 22, referente aos ensaios com a duração de 20 minutos.

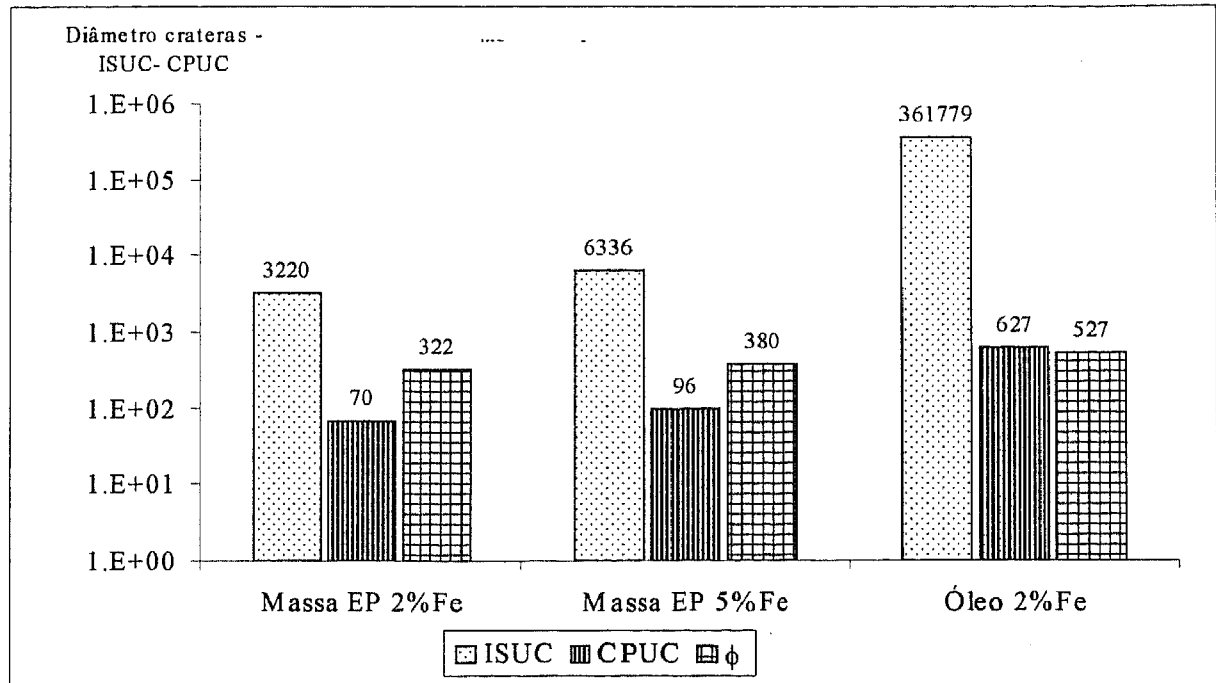


Figura 22 – Resumo resultados dos ensaios de 20 minutos com contaminante de (Fe).

A massa EP qualquer que seja a duração do ensaio e o nível de contaminação, tem sempre um desempenho superior ao do óleo base. Tal como nos ensaios padrão, os aditivos EP desempenham um papel crucial, mesmo na presença de contaminação com partículas de ferro.

4.3- Ensaio com contaminante de carbureto de silício (SiC)

4.3.1 – Diâmetro das crateras de desgaste

Na tabela 23 apresentam-se os diâmetros obtidos em cada um dos casos ensaiados com contaminante de carbureto de silício (SiC).

Tabela 23 — Dimensões das crateras de desgaste nos ensaios com o contaminante de carbureto de silício SiC.

Lubrificante	% Contaminação	Contaminante	Diâmetro das crateras (μm)				
			1 min	2 min	5 min	10 min	20 min
Óleo	2%	SiC	448	495	629	712	875
Massa EP	2%	SiC	463	561	700	904	1145
Massa EP	5%	SiC	515	578	777	990	1245

Os mesmos resultados são representados na figura 23.

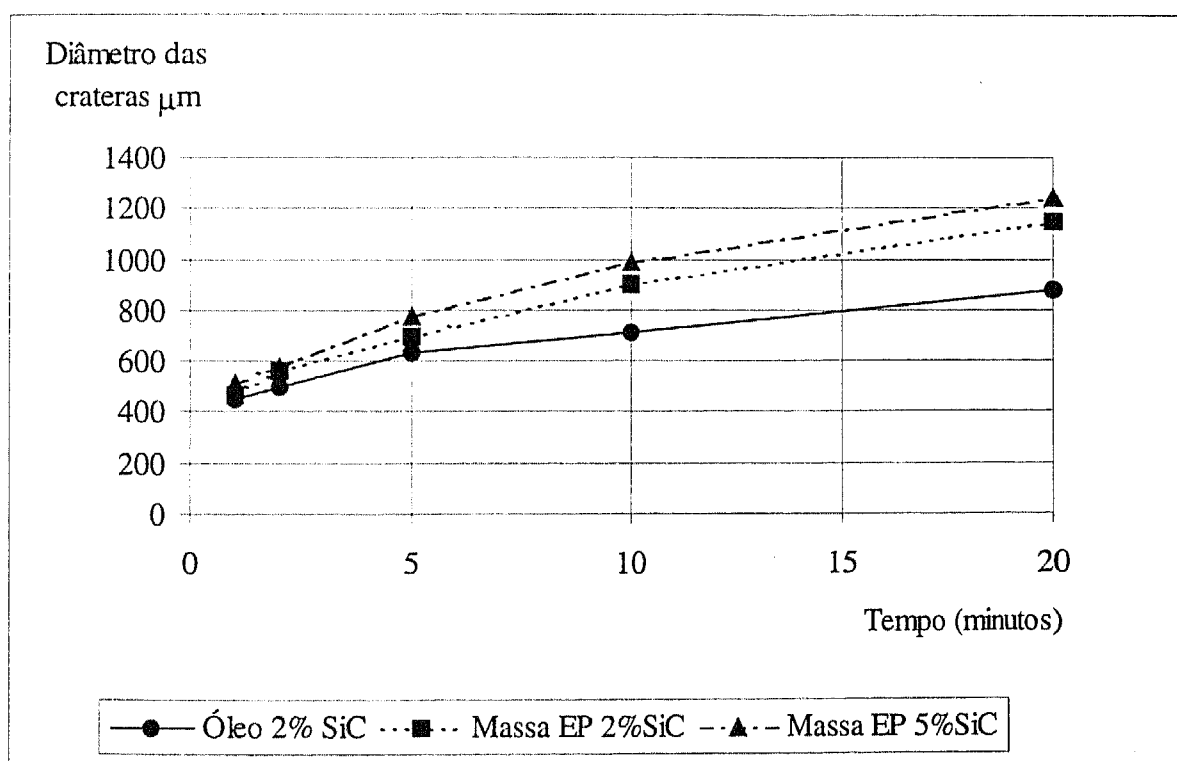


Figura 23 — Evolução do diâmetro das crateras com o tempo, de ensaio, com o contaminante de SiC

Novamente e tal como nos ensaios padrão o diâmetro das crateras de desgaste cresce continuamente com o aumento do tempo de ensaio.

4.3.2 –Ferrometria

Os valores de DL e DS obtidos nas análises ferrométricas, após ensaio, das misturas utilizadas nos ensaios com duração de 20 minutos, são apresentados na tabela 24. São também registados os índices de concentração de partículas e de severidade, calculados a partir dos valores de DL e DS.

Tabela 24 — Valores de ferrometria dos ensaios de 20 minutos com contaminante de SiC.

Lubrificante	% Contaminante	Contaminante	Valores ferrometria				
			DL	DS	Dilui.	ISUC	CPUC
Óleo	2	SiC	39	11.6	100	13 864 400	5 060
Massa EP	2	SiC	26	8	100	6 120 000	3 400
Massa EP	5	SiC	52.3	14.9	100	25 132 800	6 720

O diâmetro das crateras sugere um melhor desempenho do óleo base em relação à massa EP, qualquer que seja a contaminação considerada, como se mostra na figura 24. No entanto os resultados da ferrometria indicam outra hierarquia, com o óleo base + 2% SiC posicionado entre a massa EP com 2% SiC e a massa EP com 5% SiC (ver figura 24).

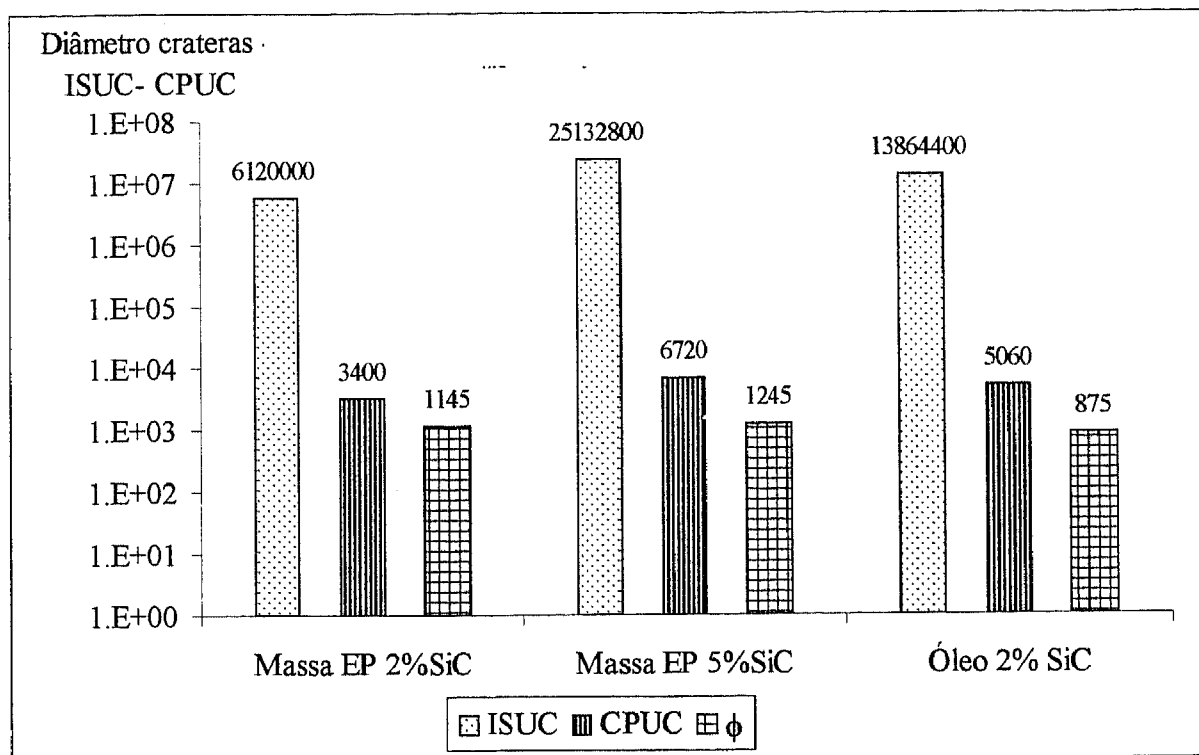


Figura 24 – Resumo de resultados dos ensaios de 20 minutos, com contaminante de SiC.

Os resultados de ferrometria indicam ainda uma diferença entre a massa EP + 2% SiC e a massa EP + 5% SiC, respectivamente, $DL = 26$ e $DL = 52,3$, que não se reflecte nos diâmetros das crateras de desgaste, que são semelhantes, respectivamente $\phi = 1145$ e $\phi = 1245$ (ver figura 24).

Refira-se, finalmente, que os valores dos diâmetros das crateras de desgaste e dos índices de ferrometria são significativamente mais elevados para o caso do contaminante SiC em relação ao contaminante de ferro. Tal facto pode ser devido a dois factores:

1. O facto de se usar uma contaminação ponderal implica que o volume de SiC seja aproximadamente 2.7 vezes o volume de Fe.
2. O contaminante SiC é mais duro que o Fe e portanto muito mais agressivo para as superfícies.

4.4 — Ensaios realizados com contaminantes de ferro e carbureto de silício (Fe + SiC)

É muito corrente nas análises de lubrificantes, encontrar contaminantes de diferentes espécies e proveniências. De modo a simular esta situação, foi ensaiada uma massa EP contaminada com pó de ferro e SiC em simultâneo, desempenhando o Fe o papel das partículas de desgaste e o SiC o de contaminante externo. Foi utilizada massa EP com 5% de contaminação, sendo 2,5% de Fe e 2,5% de SiC.

Foram realizados 5 ensaios com duração de 1, 2, 5, 10 e 20 minutos.

Estes ensaios apenas foram avaliados pela medição do diâmetro das crateras de desgaste, estando os valores obtidos registados na tabela 25.

Tabela 25 – Diâmetro das crateras de desgaste dos ensaios com contaminante de ferro e carbureto de silício(Fe+SiC)

Lubrificante	Contaminação	Diâmetro das crateras (μm)				
		1 min	2 min	5 min	10 min	20 min
Massa EP	2% Fe	235	245	263	285	322
	5% Fe	242	257	315	357	380
	2,5% Fe + 2,5% SiC	347	400	513	791	828
	2% SiC	463	561	700	904	1 145
	5% SiC	515	578	777	990	1 245

A observação conjunta dos valores dos diâmetros das crateras de desgaste obtidas nos ensaios realizados com massa EP contaminada (ver tabela 25) permite verificar o comportamento particular da mistura de massa EP com os dois contaminantes Fe e SiC em simultâneo. Assim o desgaste verificado é superior ao provocado pela contaminação da massa com 5% de Fe mas inferior ao provocado pela massa com 2% de SiC.

Este comportamento algo inesperado poderá, talvez, explicar-se pelo envolvimento das partículas de SiC, duras, pelas de Fe, mais macias, originando assim um contacto menos intenso destas com as superfícies o que justificará o menor desgaste verificado.

4.5 – Resultados para a massa EP

A observação conjunta dos resultados dos ensaios realizados com massa EP pode traduzir o comportamento deste lubrificante em diferentes situações.

Na tabela 26 e na figura 25 mostram-se os diâmetros das crateras de desgaste e os índices de ferrometria de todos os ensaios realizados com massa EP, com e sem contaminantes, e com uma duração de 20 minutos.

Tabela 26 – Resultados dos ensaios com a duração de 20 minutos realizados com massa EP.

Lubrificante	% Contaminante	Contaminante	Valores ferrometria					ϕ
			DL	DS	Dil.	ISUC	CPUC	
Massa EP	0	-	1.1	0.6	10	85	17	300
Massa EP	2	Pó de ferro	5.8	1.2	10	3 220	70	322
Massa EP	5	Pó de ferro	8.1	1.5	10	6 336	96	380
Massa EP	2	SiC	26	8	100	6 120000	3 400	1 145
Massa EP	5	SiC	52.3	14.9	100	25 132 800	6 720	1 245

Na figura 25 estão representados graficamente os valores apresentados na tabela anterior.

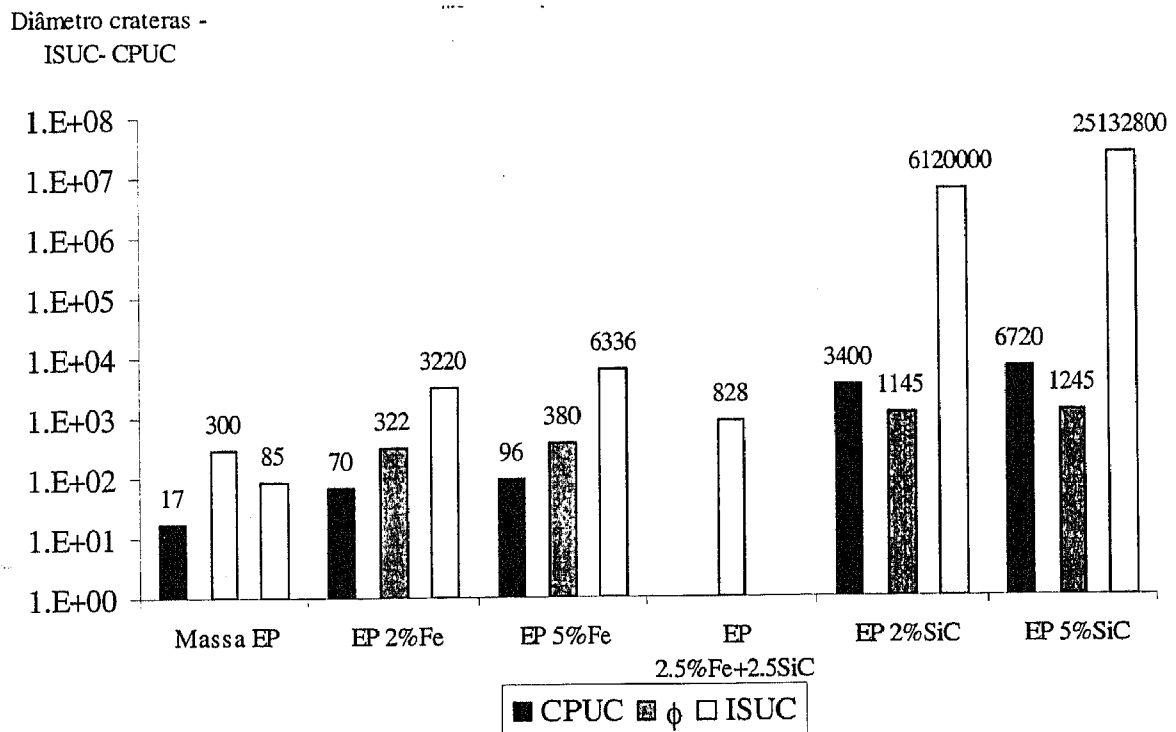


Figura 25 – Resumo resultados dos ensaios de 20 minutos realizados com massa EP.

A análise do conjunto de resultados obtidos com a massa EP, sem contaminação e com contaminações de ferro ou de carbureto de silício, mostram que:

- Em todos os casos a presença de um contaminante conduz a diâmetros das crateras de desgaste e a índices de ferrometria superiores aos da massa EP não contaminada (ensaio padrão);
- Em todos os casos, o aumento da percentagem de contaminação conduz a um aumento do diâmetro das crateras de desgaste e dos índices de ferrometria, qualquer que seja o contaminante utilizado;
- O contaminante carbureto de silício conduz a valores de desgaste superiores aos do contaminante ferro;
- Existe uma total coerência entre os resultados dos diâmetros das crateras de desgaste e dos índices de ferrometria.

4.6 – Resultados para o óleo base.

Analisa-se aqui o conjunto de resultados obtidos com o óleo base. Na tabela 27 e na figura 26 estão representados os diâmetros das crateras de desgaste e os índices de ferrometria de todos os ensaios com óleo base, com e sem contaminantes, e com uma duração de 20 minutos.

Tabela 27 – Resultados dos ensaios com a duração de 20 minutos realizados com óleo

Lubrificante	Valores ferrometria					ϕ
	DL	DS	Dilui.	IS	ICP	
Óleo	2	1.9	10	39	39	460
Óleo c/ 2% Fe	60.2	2.5	10	361 779	627	527
Óleo c/ 2% SiC	39	11.6	100	13 864 400	5 060	875

Diâmetro crateras -
ISUC- CPUC

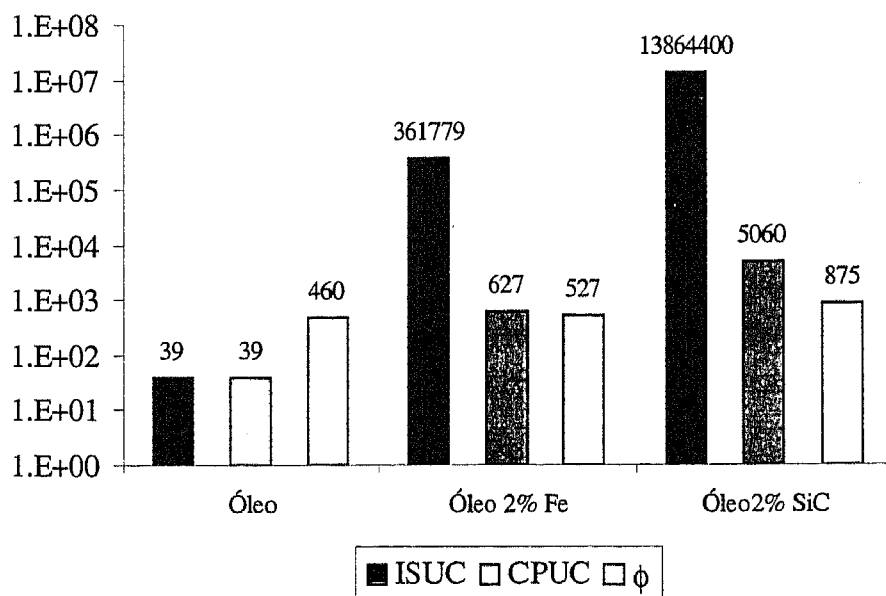


Figura 26 – Resumo resultados dos ensaios de 20 minutos realizados com óleo.

A análise do conjunto de resultados obtidos com o óleo base, sem contaminação e com contaminação de ferro ou de carbureto de silício, mostra que:

- Em qualquer dos casos a presença de um contaminante conduz ao aumento dos diâmetros das crateras de desgaste e dos índices de desgaste, quando comparados com o respectivo óleo base não contaminado (ensaio padrão);
- Também neste caso o contaminante carbureto de silício conduz a valores de desgaste superiores aos do ferro;
- Existe novamente uma total concordância entre os valores dos diâmetros das crateras de desgaste e os índices de ferrometria.

4.7 – Resumo dos principais resultados.

A observação dos resultados de todos os ensaios realizados com lubrificantes contaminados e não contaminados permite as seguintes conclusões:

1. A existência de contaminantes num lubrificante origina maior desgaste do que o que existe quando se utiliza o mesmo lubrificante sem contaminante;
2. Verifica-se que os diâmetros das crateras de desgaste obtidas em todos os ensaios com lubrificantes contaminados são superiores aos diâmetros verificados no ensaio do lubrificante base correspondente;
3. O contaminante SiC provoca o aparecimento de crateras de desgaste de maior diâmetro do que o contaminante Fe qualquer que seja o lubrificante utilizado;
4. O desgaste verificado nos ensaios realizados com massa contaminada, relativamente aos ensaios realizados com óleo base também contaminado, é inferior quando o contaminante é Fe e superior quando o contaminante é SiC;
5. Os resultados de ferrometria, obtidos a partir das análises dos lubrificantes utilizados nos ensaios, estão em sintonia com o desgaste verificado em cada um dos ensaios, expresso em termos de diâmetro da cratera de desgaste;
6. À utilização de um maior nível de contaminação corresponde um maior desgaste, qualquer que seja o lubrificante e contaminante utilizado;
7. O comportamento da mistura, simultânea, de diferentes contaminantes num mesmo lubrificante é diferente do que ocorre quando apenas um desses contaminantes está presente.

CAPÍTULO 5 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.

5.1- Influência da contaminação no desgaste

Para avaliar a influência da adição de contaminantes ao lubrificante, no desgaste, deve-se comparar os resultados verificados na ausência de contaminantes com os resultados, nas mesmas condições de ensaio, quando utilizados lubrificantes contaminados. A comparação far-se-á a partir dos resultados obtidos nos ensaios com a duração de 20 minutos.

A figura 27 mostra os resultados, expressos pelo diâmetro das crateras de desgaste, de todos os ensaios realizados com óleo e massa lubrificante EP, sem contaminante e contaminados com Fe.

A figura 28 mostra os resultados, expressos pelo diâmetro das crateras de desgaste, de todos os ensaios realizados com óleo e massa EP, não contaminados e contaminados com SiC.

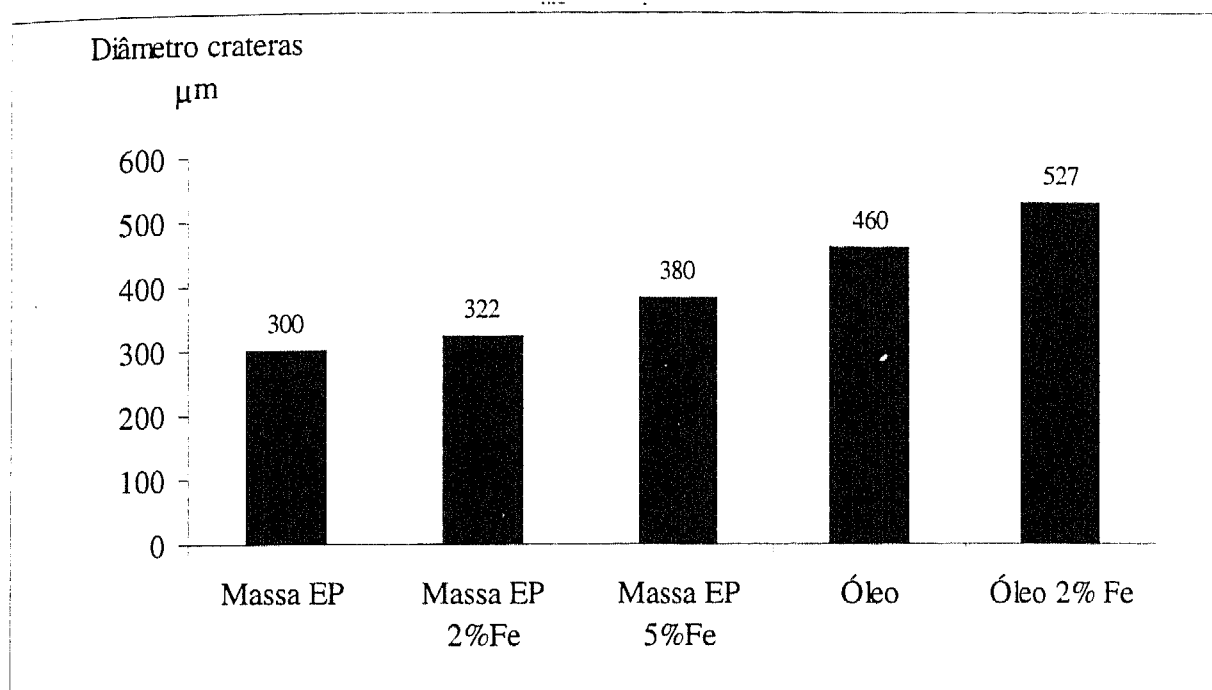


Figura 27 – Diâmetro das crateras de desgaste nos ensaios com lubrificantes contaminados com (Fe).

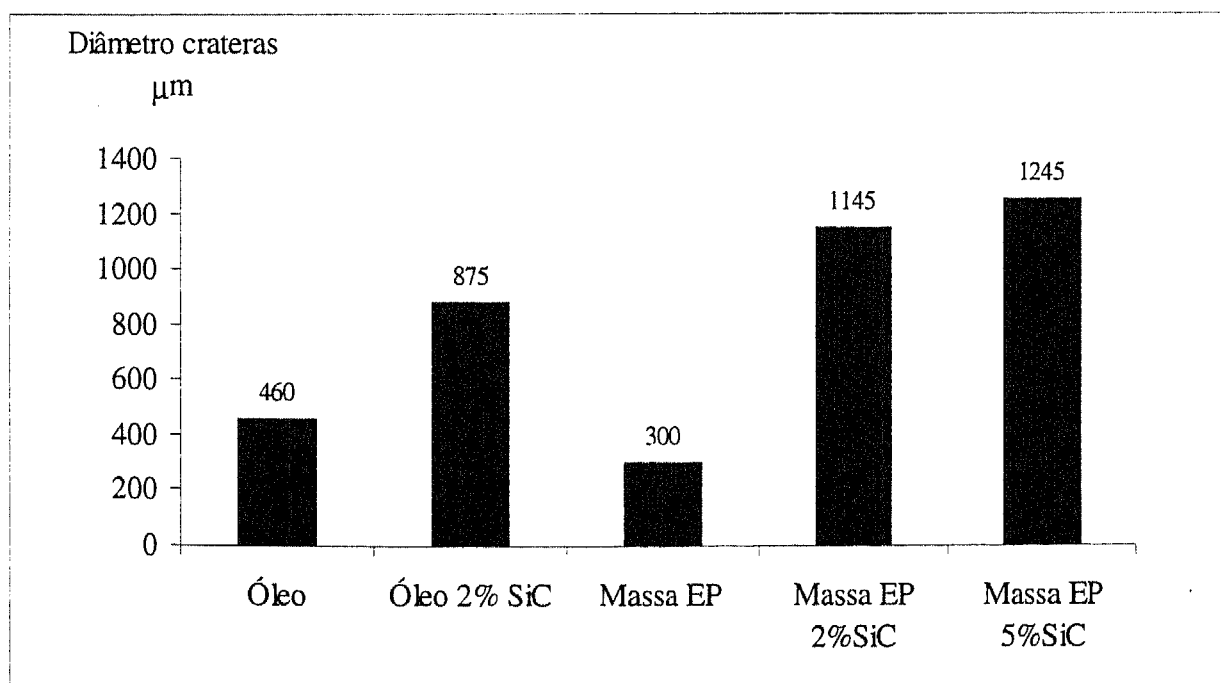


Figura 28 – Diâmetros das crateras de desgaste nos ensaios com lubrificantes contaminados com (SiC).

Como pode observar-se nas figuras 27 e 28, o desgaste é agravado pela presença de contaminante, pois em todos os ensaios realizados com lubrificante contaminado, qualquer que seja o contaminante considerado, o desgaste foi maior do que ocorreu no ensaio efectuado com o mesmo lubrificante não contaminado.

Pode também afirmar-se que ao aumento do nível de contaminação corresponde o aumento do desgaste.

5.2- Influência do tipo de contaminante no desgaste

A severidade do desgaste pode ser avaliada quantitativamente e qualitativamente.

Realizados dois ensaios, nas mesmas condições, com o mesmo lubrificante contaminado com dois contaminantes diferentes, o contaminante que originar crateras de desgaste de maior dimensão provocou o desgaste mais severo. Efectua-se assim uma avaliação quantitativa do desgaste.

Outra forma de avaliar, quantitativamente, a severidade do desgaste, conforme já referido anteriormente, é através dos índices de concentração de partículas de desgaste e de severidade de desgaste obtidos por ferrometria. Este procedimento deve ser preferencialmente utilizado quando se valia a evolução de um sistema em diferentes instantes.

Assim para avaliar a evolução dos índices de concentração de partículas de desgaste e de severidade de desgaste dos ensaios realizados com lubrificantes contaminados, estes serão comparados com os índices dos ensaios realizados com os mesmos lubrificantes não contaminados.

Para avaliar, qualitativamente, a severidade do desgaste podem-se analisar os tipos de partículas geradas em cada ensaio com cada um dos contaminantes, através da ferrografia analítica e dos correspondentes ferrogramas.

5.2.1 – Quantificação da severidade do desgaste – diâmetro das crateras de desgaste

Na figura 29 representam-se os diâmetros das crateras de desgaste dos ensaios realizados com óleo e massa EP contaminados com 2% de Fe e com 2% de SiC.

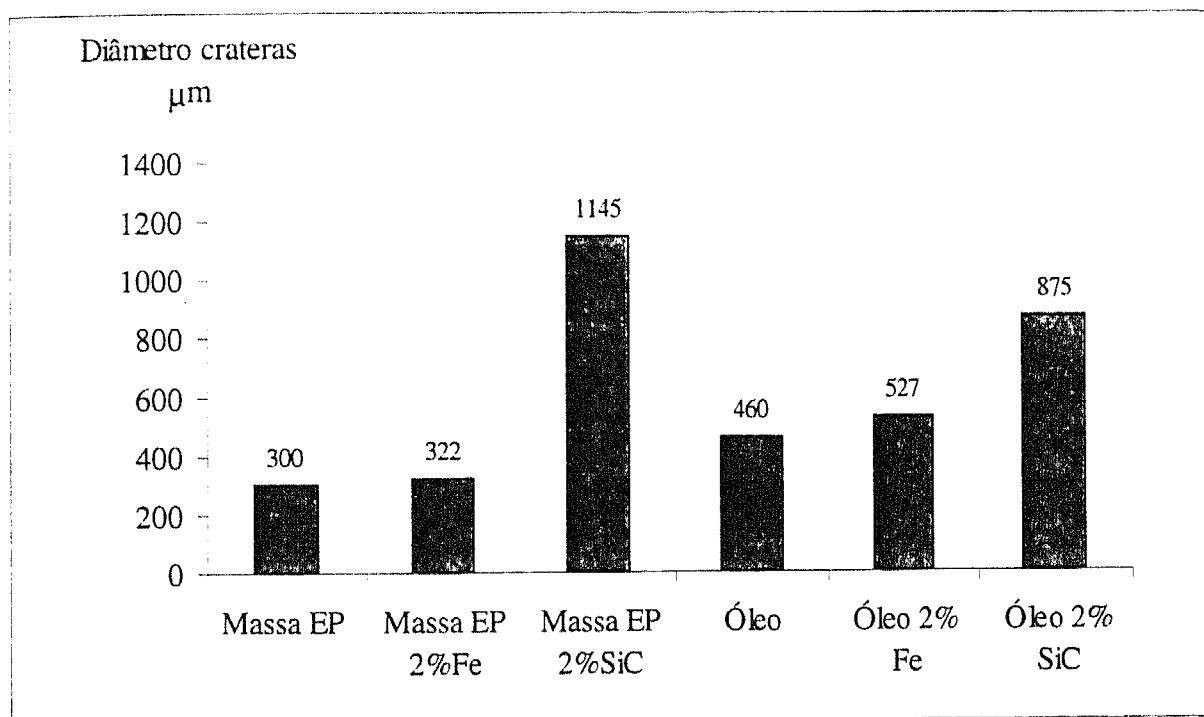


Figura 29 – Diâmetros das crateras de desgaste dos ensaios realizados com óleo e massa EP contaminados com 2% de Fe e com 2% de SiC.

A análise da figura 29 mostra que o contaminante SiC provoca um desgaste mais severo do que o Fe quando presente nos dois lubrificantes ensaiados. Verifica-se, também, que a massa EP contaminada com SiC, provoca um desgaste mais severo do que óleo também contaminado com SiC, para o mesmo nível de contaminação. Com o contaminante Fe a situação inverte-se, apresentando o óleo um desgaste superior à massa EP.

5.2.2 – Quantificação da severidade do desgaste - índices de ferrometria

Na figura 30 estão representados os índices de concentração de partículas de desgaste e de severidade de desgaste dos ensaios realizados com óleo e massa lubrificante contaminados com 2% de Fe e com 2% de SiC e também dos ensaios realizados com os mesmos lubrificantes não contaminados.

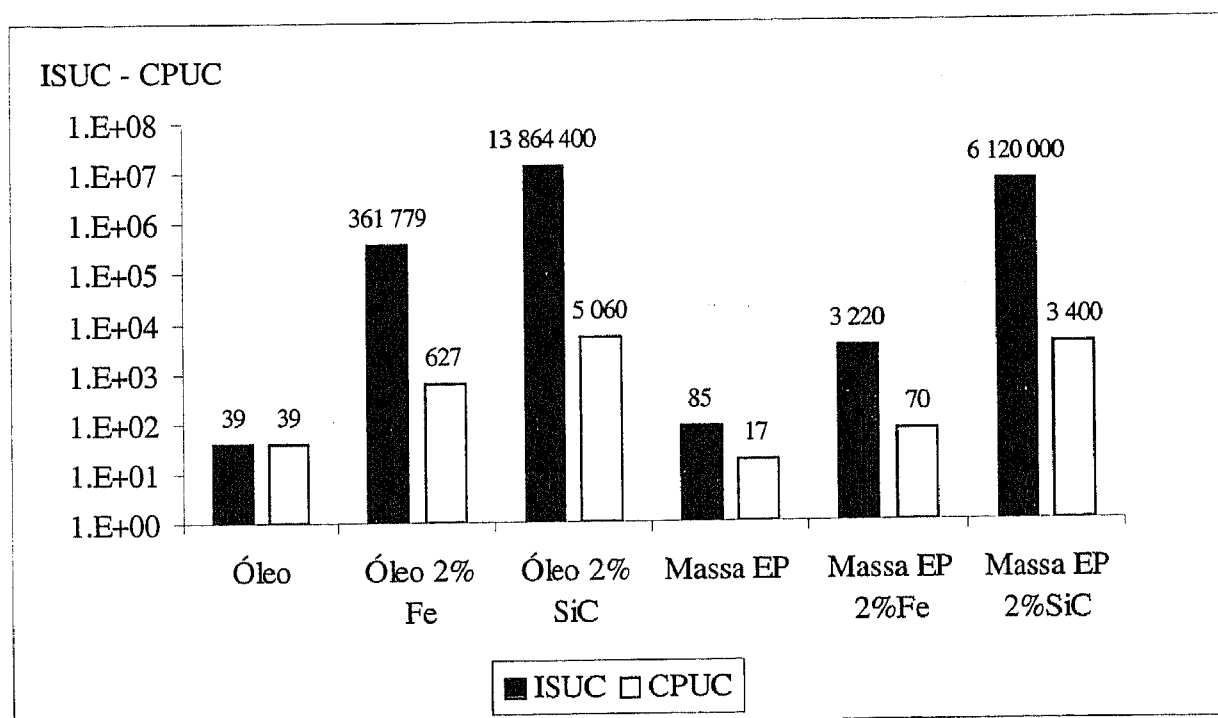


Figura 30 – Índices de concentração de partículas e de severidade desgaste em ensaios realizados com óleo e massa EP contaminados com 2% Fe e 2% SiC.

A análise da figura 30 permite afirmar que:

- Para o mesmo contaminante e nível de contaminação, o desgaste é mais severo para o óleo do que para a massa EP;
- Para o mesmo lubrificante, contaminado com Fe ou SiC, o desgaste é mais severo quando o contaminante é SiC.

No entanto, na comparação dos valores de ferrometria relativos à massa EP e óleo contaminados, há que ter em atenção a forma como a amostra de cada um dos lubrificantes foi

recolhida após ensaio. Nos ensaios com óleo contaminado foi recolhido todo o lubrificante que se encontrava no suporte das esferas estacionárias, enquanto nos ensaios realizados com massa EP contaminada apenas foi recolhido o lubrificante que tinha participado na lubrificação do contacto.

Este facto poderá introduzir um erro, por excesso, nos valores de ferrometria relativos aos ensaios realizados com óleo, cuja quantificação é difícil de efectuar.

5.2.3 – Qualificação dos mecanismos de desgaste

A observação dos ferrogramas efectuados a partir dos lubrificantes contaminados com Fe e SiC permite verificar o tipo de partículas de desgaste geradas em cada um dos ensaios e quais os mecanismos de desgaste intervenientes.

Nas figuras 31 e 32 mostram-se microfotografias da zona do núcleo dos ferrogramas, correspondentes aos ensaios realizados com óleo e massa EP contaminados com 2% de SiC.

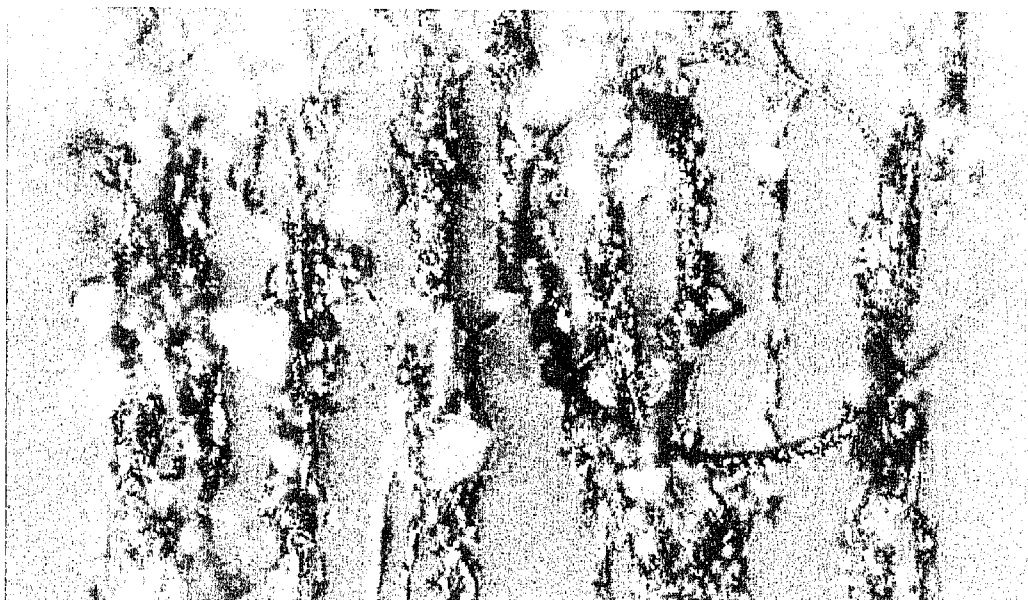


Figura 31 – Microfotografia da zona do núcleo do ferrograma do ensaio com óleo contaminado com 2% SiC (ampliação 1000X).

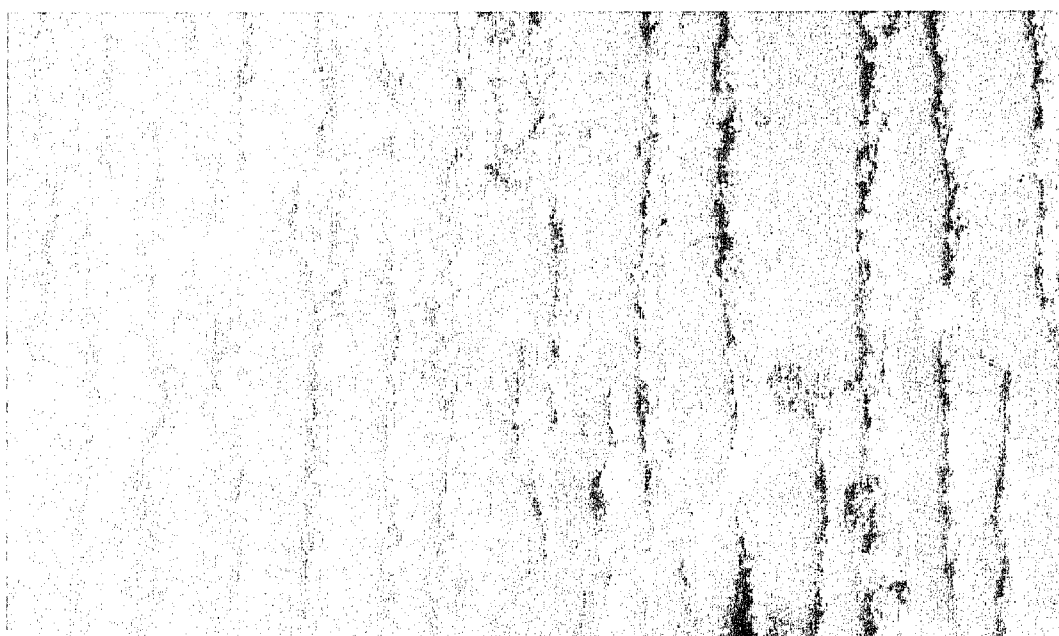


Figura 32 – Microfotografia da zona do núcleo do ferrograma do ensaio com massa EP contaminada com 2% SiC (ampliação 1000X).

Nas figuras 31 e 32 são visíveis partículas típicas de desgaste por corte, indicando que quando o contaminante é SiC o mecanismo de desgaste típico é do tipo abrasivo. Observa-se ainda que a quantidade de partículas de desgaste de corte são em maior quantidade no ferrograma relativo ao ensaio realizado com óleo contaminado com SiC.

As figuras 33 e 34 correspondem a microfotografias da zona do núcleo dos ferrogramas, correspondentes aos ensaios realizados com óleo e massa EP contaminados com 2% de Fe.

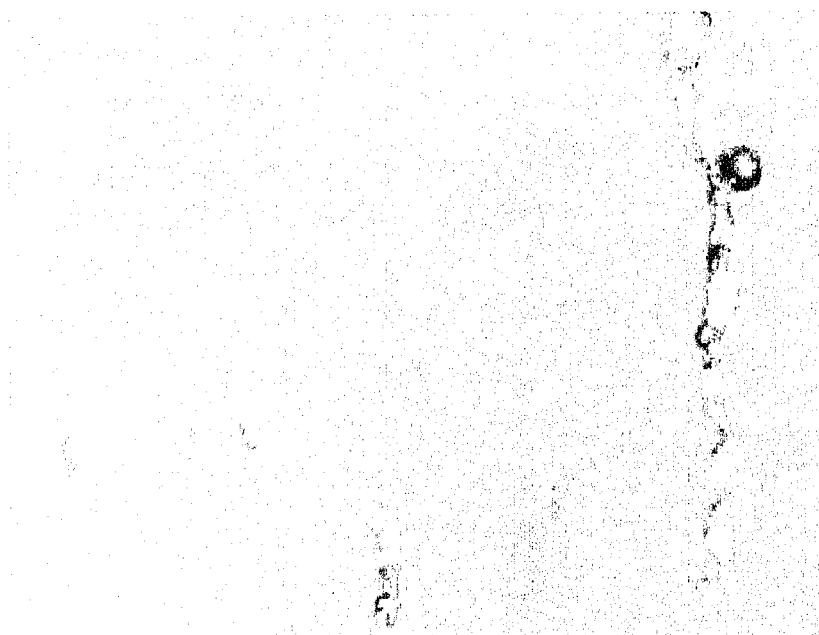


Figura 33 – Microfotografia de uma partícula de escorregamento situada no núcleo do ferrograma do ensaio com massa contaminada com Fe (ampliação 1000X).



Figura 34 – Microfotografia de uma partícula de escorregamento situada no núcleo do ferrograma do ensaio com óleo contaminado com Fe (ampliação 1000X).

Na zona do núcleo dos dois ferrogramas são visíveis partículas típicas de desgaste por escorregamento, o que permite concluir ser este o mecanismo de desgaste típico que ocorre quando o contaminante presente nos lubrificantes é Fe.

Os resultados dos diâmetros das crateras de desgaste, dos índices de desgaste da ferrometria e da análise dos ferrogramas correspondentes aos vários ensaios, mostram que:

- O tipo de contaminante presente no lubrificante origina diferentes mecanismos de desgaste de acordo com a sua constituição;
- O carbureto de silício (SiC), devido à sua maior dureza, provoca essencialmente um desgaste do tipo abrasivo;
- O ferro (Fe) com dureza bastante inferior ao SiC, provoca essencialmente desgaste de escorregamento;
- As partículas de SiC, mais duras embora mais pequenas do que as de Fe, não se deformam no interior do contacto EHD entre as esferas, originam uma forma de desgaste mais severa que a originada pelas partículas de Fe, e consequentemente uma maior quantidade de desgaste.

5.3- Influência dos aditivos e da espessura do filme lubrificante no desgaste

A massa lubrificante utilizada era do tipo EP, o que significa que na sua composição estavam incluídos aditivos extrema pressão e anti-desgaste, cuja função é a protecção das superfícies contra o desgaste, reagindo com elas e formando uma camada protectora sobre as mesmas.

Para avaliar o efeito dos aditivos EP podem-se comparar os desgastes verificados nos ensaios com massa EP e com óleo, cujas viscosidades dos respectivos óleos base são muito semelhantes. Embora não sejam totalmente equivalentes, estes ensaios são adequados para avaliar a influência dos aditivos extrema pressão e anti-desgaste. Os valores a comparar referem-se ao mesmo nível de contaminação do óleo e da massa EP.

Como foi referido no parágrafo 3.4, foram realizados 5 ensaios com uma massa lubrificante não EP, cuja viscosidade do óleo base (100 cSt) é bastante inferior à da massa EP utilizada. Por esta razão os resultados destes ensaios não são directamente comparáveis com os da massa EP.

As figura 35 e 36 mostram a evolução dos diâmetros das crateras de desgaste com o tempo de ensaio, para os ensaios com óleo e massa EP contaminados, respectivamente com 2% de Fe e 2% de SiC.

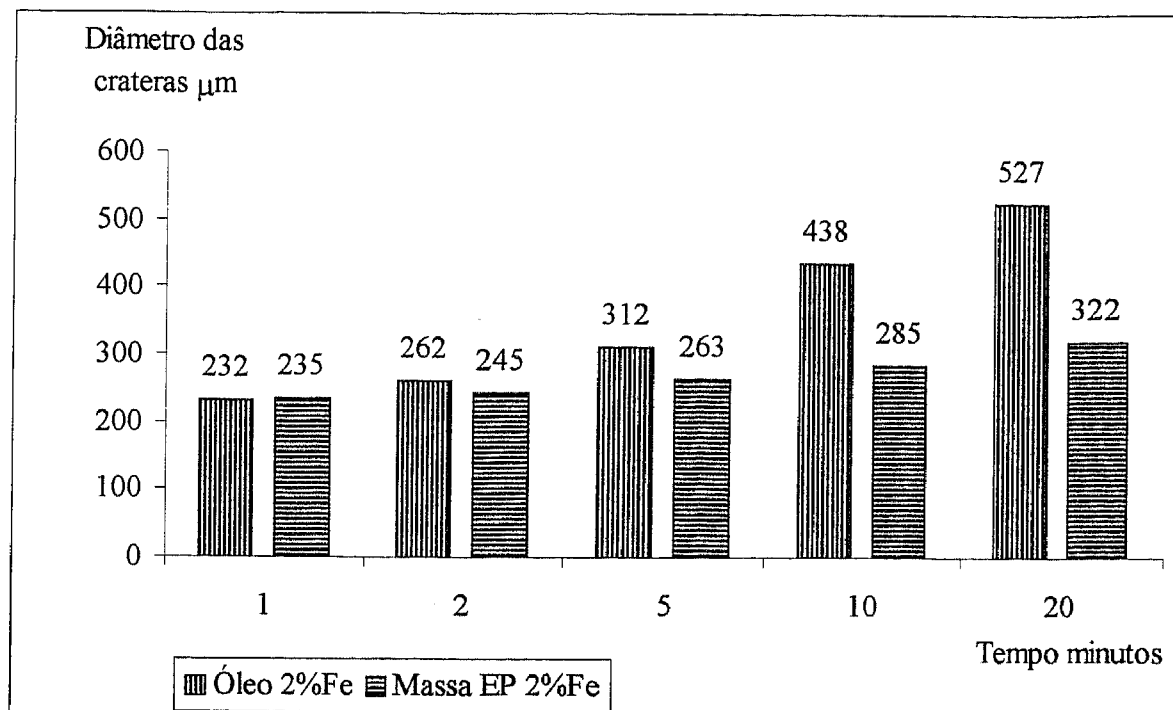


Figura 35 – Evolução do diâmetro das crateras de desgaste nos ensaios com óleo e massa EP contaminados com 2% de Fe.

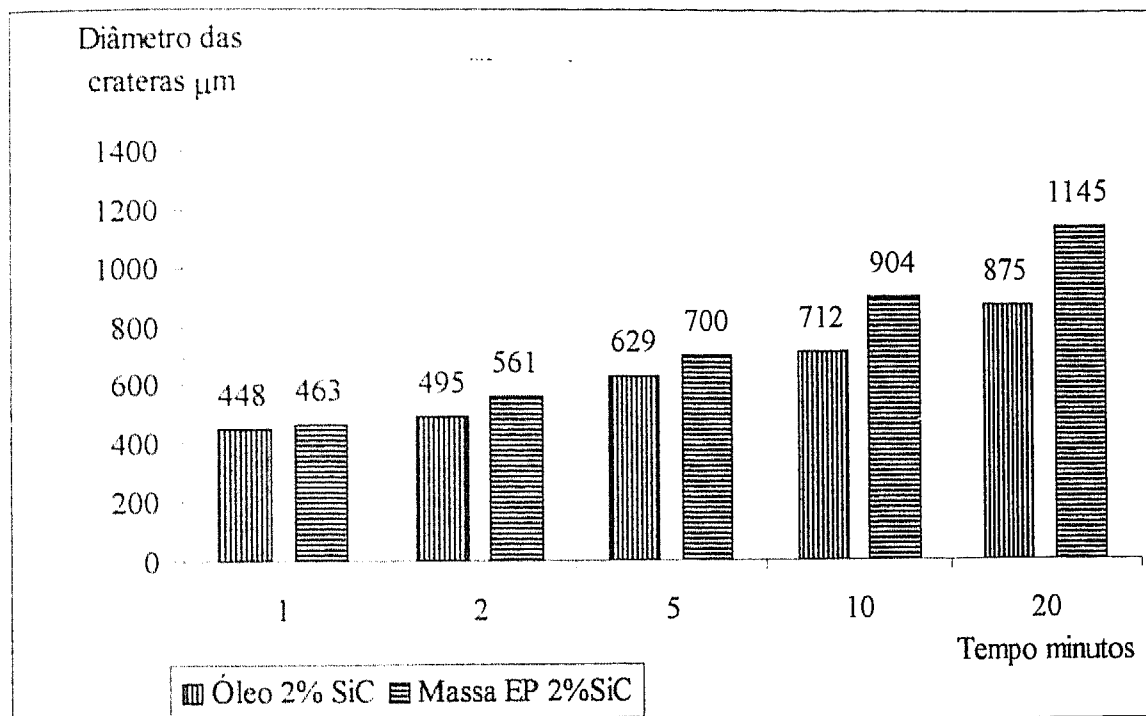


Figura 36 – Evolução do diâmetro das crateras de desgaste nos ensaios com óleo e massa EP contaminados com 2% de SiC.

Na tabela 28 regista-se o acréscimo de diâmetro das crateras de desgaste devido à utilização dos lubrificantes contaminados, em relação aos ensaios com lubrificantes não contaminados, relativos aos ensaios de duração 20 minutos.

Tabela 28 – Aumento de diâmetro das crateras de desgaste devido aos contaminantes

Lubrificante	Acréscimo de diâmetro das crateras (μm)	
	2% Fe	2% SiC
Óleo	67	415
Massa EP	22	845

Da observação das figuras 35 e 36 e análise da tabela 28 constata-se que:

Com o contaminante ferro (Fe) o desgaste é superior nos ensaios com óleo;

Com o contaminante carbureto de silício (SiC) o desgaste é superior nos ensaios com massa EP.

O contaminante SiC provoca maior desgaste que o contaminante Fe, independentemente do lubrificante.

Nos ensaios de curta duração, 1 ou 2 minutos, o desgaste é sensivelmente igual para os dois lubrificantes, independentemente do contaminante usado.

Estes resultados mostram que os aditivos EP são muito eficazes no caso do contaminante ferro, o qual provoca um mecanismo de desgaste do tipo escorregamento, para o qual os aditivos extrema pressão e anti-desgaste estão particularmente vocacionados. No caso do contaminante carbureto de silício, que está associado a um mecanismo de desgaste do tipo abrasivo, estes aditivos são menos eficazes.

O facto de os resultados dos ensaios de um minuto serem sensivelmente iguais, pode explicar-se pela não actuação dos aditivos EP devido ao muito curto tempo do ensaio.

Verifica-se assim que os aditivos EP na presença de contaminantes de elevada dureza, como o SiC, têm o seu efeito reduzido, enquanto a sua aptidão para proteger as superfícies se manifesta na presença de contaminantes de mais baixa dureza.

A explicação para este resultado do SiC não deve atribuir-se apenas à sua maior dureza e ao mecanismo de desgaste que lhe está associado, já que ao passar do contaminante Fe para SiC, é a massa EP que passa a exibir maior desgaste (ver figuras 35 e 36).

Outros parâmetros da lubrificação do contacto mostram aqui a sua influência: em particular a espessura do filme lubrificante e o comportamento do lubrificante na vizinhança do contacto.

As figuras 37 e 38 mostram exemplos típicos de crateras de desgaste obtidas em ensaios realizados, respectivamente, com óleo e massa EP contaminados com SiC.

A observação da morfologia dessas crateras sugere que no caso do óleo (ver figura 37) apenas as partículas contaminantes que passam na área de contacto provocam desgaste, enquanto, no caso da massa EP as partículas contaminantes afectam não só a área de contacto mas também a sua vizinhança (ver figura 38).

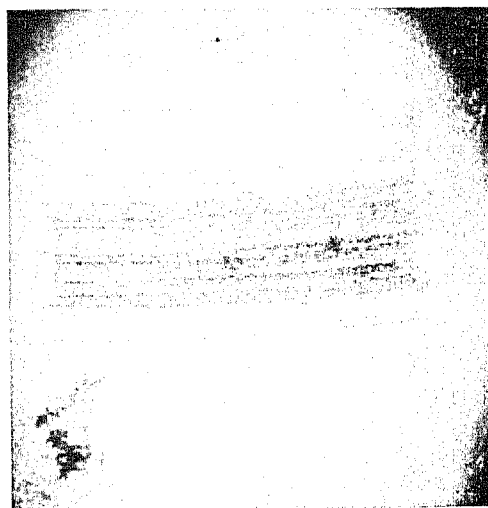


Figura 37 – Cratera de desgaste num ensaio com óleo contaminado com SiC (ampliação 200X).

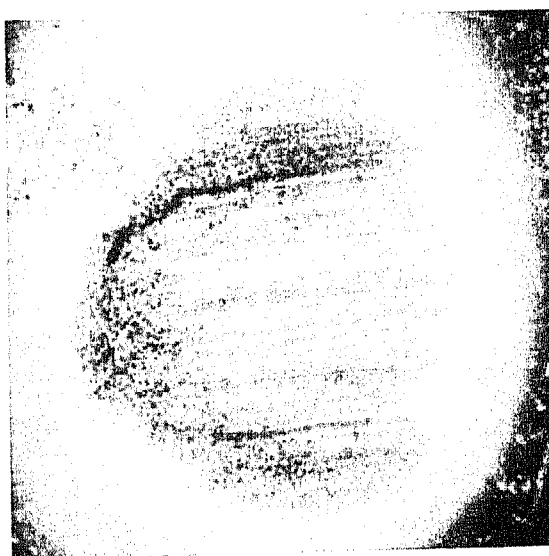


Figura 38 – Cratera de desgaste num ensaio com massa EP contaminada com SiC (ampliação 200X).

Na figura 38 é visível o que alguns autores [31] designam por efeito borboleta, o qual consiste na extensão da zona de influência da massa lubrificante na direcção perpendicular à direcção de movimento das superfícies. Este efeito é responsável pelo aumento do desgaste nos contactos lubrificados com massa lubrificante no caso de esta estar contaminada.

A figura 39 mostra o aspecto do lubrificante na zona de contacto, no final de um ensaio em que foi utilizada massa lubrificante.



Figura 39 – Fotografia da massa lubrificante em torno de uma cratera de desgaste no final do ensaio.

A espessura do filme lubrificante num contacto lubrificado com massa é inferior à espessura que existiria se o mesmo contacto fosse lubrificado com um óleo com as mesmas características do óleo base da massa lubrificante.

Como os contaminantes utilizados na massa EP e no óleo são iguais, a sua passagem pela área de contacto causa maior dano no caso da massa EP, já que o afastamento entre as superfícies em contacto é neste caso menor, devido à menor espessura do filme lubrificante.

5.4- Influência do tempo no desgaste

Para avaliar a influência do tempo de ensaio no desgaste pode-se comparar a perda de massa verificada nos ensaios com lubrificantes contaminados e não contaminados. A figura 40 é a representação gráfica da perda de massa, por desgaste, verificada nas esferas durante os ensaios e inclui, a título informativo, os resultados dos ensaios efectuados com massa não EP.

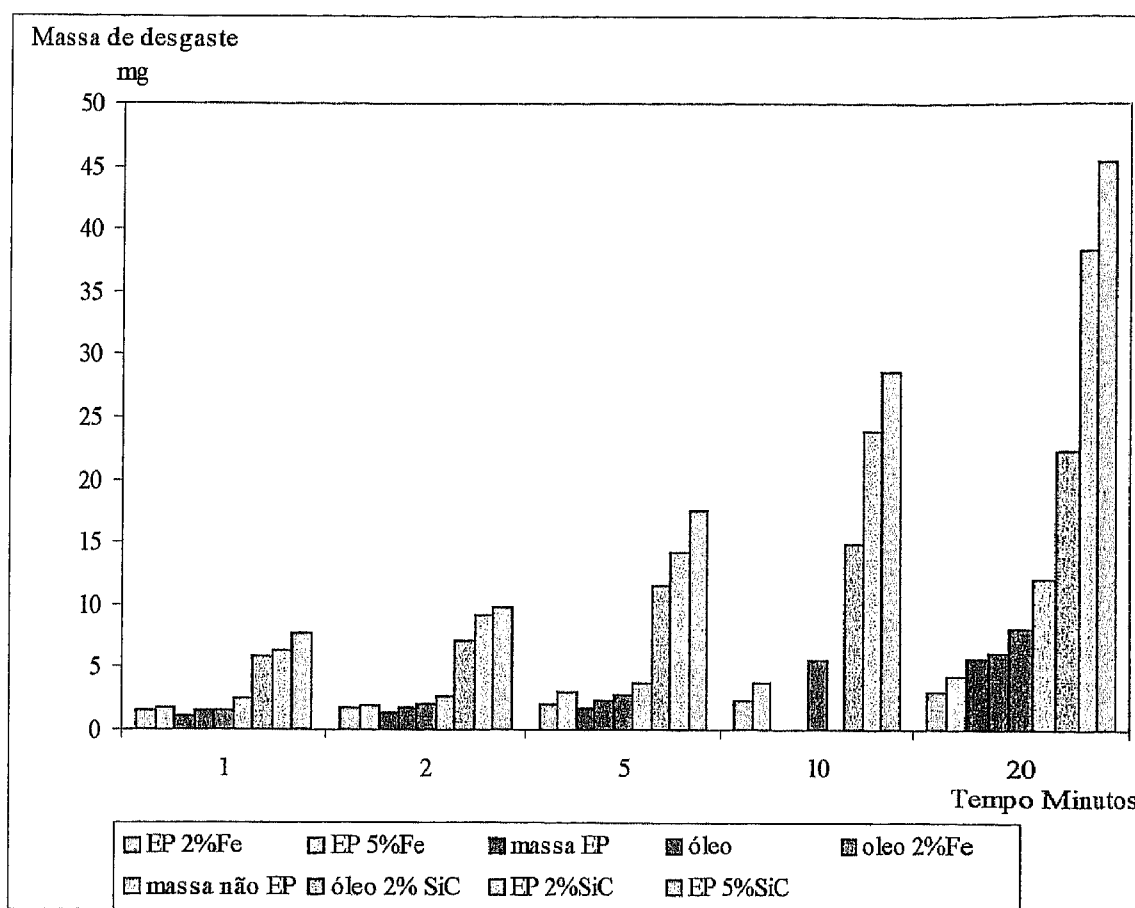


Figura 40 – Perda de massa das esferas calculada para todos os ensaios realizados.

A observação da figura 40 revela que o desgaste é influenciado pelo tempo.

Analisando a perda de massa para cada conjunto de ensaios realizados nas mesmas condições, lubrificante e contaminante, verifica-se que o desgaste aumenta exponencialmente com o tempo.

5.5- Validade dos resultados para aplicações práticas

Na transposição de resultados experimentais para casos reais é sempre necessário ter em atenção as condições em que os mesmos foram obtidos. Neste trabalho os ensaios foram realizados na máquina de quatro esferas, em escorregamento puro situação pouco corrente nos órgãos mecânicos.

A severidade das condições de ensaio corresponde assim à visão pessimista do problema.

No entanto, a severidade desses mesmos ensaios permitiu, de uma forma mais nítida, caracterizar a influência de muitos parâmetros como, o tipo de lubrificante, o tipo de contaminante, o mecanismo de desgaste, os aditivos, a espessura do filme lubrificante e o tempo de funcionamento.

Foi também possível desenvolver, testar e calibrar procedimentos novos de análise de massas lubrificantes, usando a ferrometria analítica, e aquilatar da sua eficácia.

CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO

Conclusões

O processo utilizado para efectuar a mistura de contaminantes e massa revelou-se expedito e permitiu a obtenção de misturas homogéneas. A utilização de concentrações ponderais apesar de ser facilmente exequível requer que a análise de resultados de diferentes contaminantes seja feita tomando em atenção a relação de densidade mássica dos contaminantes a comparar.

A preparação das amostras de massa lubrificante, contaminada ou não contaminada, para análise por Ferrografia utilizando dois solventes diferentes, permitiu encontrar aquele que para a massa lubrificante em estudo, se mostrava mais eficaz.

Das análises ferrográficas realizadas a partir de massa e óleo contaminados é possível concluir:

- I. Para o mesmo nível de contaminação os valores de DL obtidos para a massa lubrificante são superiores aos obtidos para óleo, devido à influência das partículas de espessante da massa;
- II. Os valores de DL obtidos para a massa e para o óleo, contaminados mostram uma muito boa correlação com o nível de contaminação;
- III. Os valores de DL e DS resultantes das análises por ferrometria são proporcionais à contaminação da amostra;
- IV. É possível aplicar a ferrografia à análise de órgãos mecânicos lubrificados com massa.

Os ensaios realizados na máquina de 4 esferas, usando lubrificantes sem e com contaminantes, os correspondentes resultados do diâmetro das crateras de desgaste e respectiva morfologia e as análises dos lubrificantes usados por ferrometria e ferrografia analítica permitem concluir que:

1. A adição de contaminantes ao lubrificante, seja este óleo ou massa lubrificante, provoca um aumento do desgaste. Este aumento é tanto maior quanto maior é o nível de contaminação, qualquer que seja o contaminante e lubrificante considerados.

2. O mecanismo de desgaste originado pela presença de um contaminante é independente do tipo de lubrificante;
3. O desgaste é influenciado pelo tipo de contaminante existente no lubrificante, sendo tanto mais severo quanto maior for a dureza do mesmo;
4. Se o contaminante tem elevada dureza, a severidade do desgaste é maior para a massa do que para o óleo;
5. O desgaste aumenta com o tempo de funcionamento do contacto qualquer que seja o tipo de lubrificante ou de contaminante.
6. Os resultados de ferrometria traduzem com coerência o desgaste verificado.

Trabalho futuro

O estudo efectuado, com o recurso a ensaios na máquina de 4 esferas, não reflecte com total realidade o comportamento de um lubrificante contaminado em termos de desgaste, devido à severidade do contacto em escorregamento puro. A diversidade de tipos de lubrificantes, nomeadamente massas, e de contaminantes foi restrita.

Sugerem-se, como possíveis desenvolvimentos futuros deste trabalho, os seguintes estudos:

1. Desenvolver processos de contaminação das massas lubrificantes menos aleatórios;
2. Desenvolver solventes adaptados a outros tipos de sabões;
3. A adaptação da máquina de 4 esferas para realização de ensaios em rolamento e escorregamento, de modo a permitir uma maior aproximação entre os resultados experimentais e a realidade;
4. Complementar a análise da influência dos contaminantes no desgaste ensaiando outros contaminantes de diferentes dureza e dimensão;
5. Estudar a influência da quantidade e qualidade do espessante da massa lubrificante no desgaste;
6. Usar a contagem de partículas na análise da contaminação dos lubrificantes e do desgaste;
7. Estudar a aplicação de sistemas informáticos de análise de imagem à quantificação e distribuição dimensional dos contaminantes permitiria complementar os trabalhos de filtragem por membrana tornando o processo mais fiável.

REFERÊNCIAS

- [1] - F. J. Ebert and P. Poulin
“ The Effect of Cleanliness on the Attainable Bearing Life in Aerospace Applications”
STLE Tribology Transactions, Outubro 1994
Volume 38, pg 851 - 855
- [2] - Daniel P. Anderson and Robert S. Silva
“ The Direct Reading Ferrograph – Design, Calibration and a Field Application”
ASLE Lubrication Engineering, Abril 1979
Volume 35, 4, pg 203-211
- [3] - Lars Kahlman and Ian M. Hutchings
“Effect of Particulate Contamination in Grease-Lubricated Hybrid Rolling Bearings”
ASLE Lubrication Engineering, Março 1999
Volume 42, 4 pg 842-850
- [4] - Raymond J. Dalley
“Ferrographic Analysis of Grease Lubricated Systems in a Helicopter Gear Box”
NLGI Spokesman, Agosto 1990
Volume 54, 5 pg 169-173
- [5] - James K. Maslach
“Ferrographic Analysis of Grease Lubricated Systems: An Analysis of Greases In Roller Bearings”
ASLE Lubrication Engineering, Setembro 1996
Volume 52, 9 pg 662-666
- [6] - Paul A. Bessette and William F. Nye
“The Ultrafilterability of Various Grease Types Through Membrane Filters”
NLGI Spokesman, Setembro 1985
Volume 49, 6 pg 249-253
- [7] - M. J. Day
“ The Use And Application of Optical Automatic Particle Counter”
Condition Monitoring – Proceedings of the 3rd Conference, 1991
Pg 131-152



- [8] - C. P. Lonsdale and M. L. Lutz
“Locomotive Traction Motor Armature Bearing Life Study”
STLE Journal Lubrication Engineering, Agosto 1997
Pg 12-19
- [9] - M. Hertzlinger
“Analysis of Filled Greases Using Homogeneous Solution”
NLGI Spokesman, 1969
Volume 33, 6 pg 205-206
- [10] - Joseph M. Perez and J. Larry Duda
“Sequential Four-Ball Study of Some Lubricating Oils”
STLE Journal Lubrication Engineering, Setembro 1999
Pg 28-32
- [11] - Charles A. Moyer
“Friction and Wear of Bearing Steels”
ASM Handbook 1979
Volume 16, pg 726-733
- [12] - S. Y. Poon
“An Experimental Study of Grease in Elastohydrodynamic Lubrication”
ASME Transactions, Janeiro 1972
Pg 27-34
- [13] - J. Gansheimer and R. Holinski
“Molybdenum Disulfide in Oils and Greases Under Boundary Conditions”
ASME Transactions, Abril 1973
Pg 242-248
- [14] - Sik Rhee
“Investigation of the Ultrafiltration Technique Using Military Greases”
NLGI Spokesman, Março 1994
Volume 57, 12 pg 498-506
- [15] - Peter D. Robison, Jonh R. Sieber, Maria C. Williams and Stephen G. Salmon
“Elemental Analysis of Greases”
NLGI Spokesman, Julho 1993
Volume 57, 4 pg 157-160

- [16] - P. Anderson, B. Graça, J. Seabra and H. Sainio
“Development of Procedures to Analyse Contaminant Particles in Lubricating Greases”
Tribologia - Finnish Journal of Tribology
Volume 17, 3-4, 1998
- [17] - Jisheng E. Stolarski T. A. and Gawne D. T.
“Mechanical and Tribochemical Effects During Accelerated Wear of Silicon Nitride in
Diamond Slurries”
Tribology Transactions, 1997
Volume 40 pg 597-604
- [18] - Bernard J. Hamrock
“Fundamentals of Fluid Film Lubrication”
McGraw Hill International Editions, 1994
- [19] - Fabrice Ville
“Pollution Solide des Lubrifiants, Indentation et Fatigue des Surfaces”
These Formation Doctorale Mécanique, 1998
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
- [20] - Luís Andrade Ferreira
“Tribologia”
Publindustria, 1998
- [22] - F. E. Lockwood and R. Dalley
“Lubricant Analysis”
ASM Handbook, 1979
Volume 18, pg 299-311
- [23] - Sohio
“Wear Particle Atlas”
Predictive Maintenance Services, Cleveland, Ohio, USA, 1990
- [24] - B. Graça e J. Seabra
“Análise de um Óleo Lubrificante por Ferrografia de Leitura Directa”
CETRIB, DEMEGI/INEGI, 1998
- [25] - Peter Anderson
“Monitoring of Contaminants in Lubricating Greases”

Presentation at COST/GRIT Conference

Maio, 1997

[26] - Henriot G.

“La Lubrification Industriel – La Lubrification de Engrenages”

Tome 1 – Transmissions, Compresseurs, Turbines Publications de l’Institut Français du Pétrole Éditions Technip, 1984

[27] - R. Gohar

”Elastohydrodynamics”

Ellis Horwood Series In Mechanical Engineering

Ellis Horwood Ltd, Chichester, UK, 1988

[28] - Louis D’Hainant

“Conceitos e Métodos Estatísticos”

Fundação Calouste Gulbenkian, 1980

Vol 1 pg 89

[29] - J. Seabra

”Mecânica do Contacto”

FEUP 1998

[30] - G M Stanton

“ Grease Analysis Multitechnique Approach”

NLGE Spokesman 1976

Vol XL - 8 pg 275 – 281

[31] - Henrik Astrom & al

“Lubricating Grease Replenishment in an Elastohydrodynamic Point Contact”

Journal of Tribology, Julho 1993

Vol 115 pg 501 - 506

ANEXO A

Análise de um caso de aplicação da ferrografia.

James K. Maslach, [5] apresenta um caso de aplicação da ferrografia ao controle de condição de rolamentos lubrificados com massa. Três rolamentos de um equipamento são controlados periodicamente através da análise ferrográfica do lubrificante.

A tabela 29 mostra os índices de concentração de partículas, obtidos a partir dos resultados da ferrometria, relativos aos três rolamentos, realizados em seis instantes sucessivos.

Tabela 29 – Valores dos índices de concentração de partículas de desgaste [5].

Amostra número	CPUC Rolamento 1	CPUC Rolamento 2	CPUC Rolamento 3
1	20.8	21.5	32.3
2	24.0	20.5	20.1
3	21.5	20.5	19.2
4	19.7	22.2	31.0
5	24.0	25.0	32.5
6	25.0	68.0	48.0

A partir dos valores apresentados na tabela 28 e considerando que as três primeiras amostras de todos os rolamentos são normais é possível estabelecer para todos eles níveis de alerta e de alarme calculados a partir da média dessas primeiras observações e do desvio padrão das mesmas:

Nível de alerta = média + σ ;

Nível de alarme = média + 2σ .

Os resultados obtidos para o 1º rolamento estão representados na figura 41.

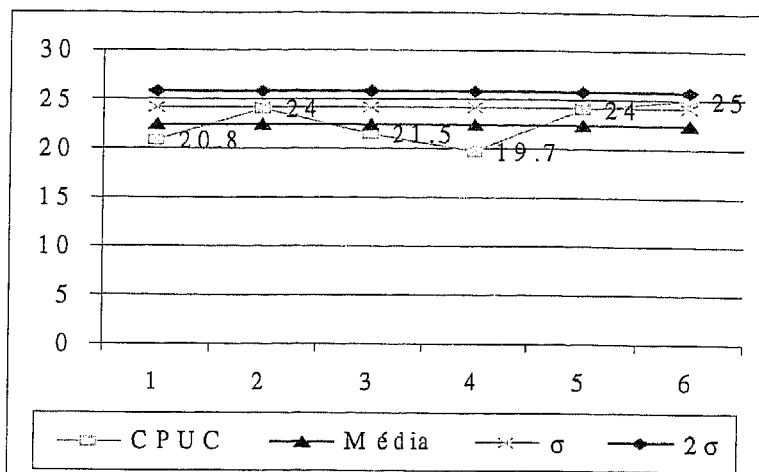


Figura 41 – Valores de CPUC e níveis de alerta e alarme para o rolamento 1.

A observação da figura 41 permite constatar que em nenhuma das análises efectuadas ao lubrificante do rolamento 1 o valor do índice de concentração de partículas ultrapassou o nível de alarme.

Na figura 42 estão representados os resultados obtidos para o 2º rolamento.

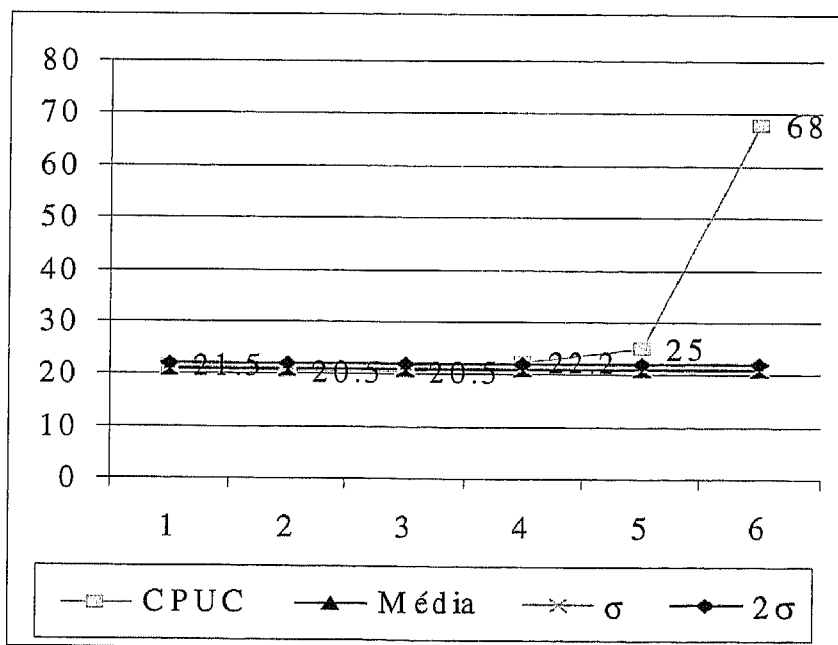


Figura 42 – Valores de CPUC e níveis de alerta e alarme para o rolamento 2.

A figura 42 mostra que na 5ª análise o valor do CPUC ultrapassa ligeiramente o nível de alarme e que na 6ª análise há uma alteração brusca do mesmo.

Efectuada uma ferrografia analítica esta revelou a existência de partículas metálicas de grande dimensão, indicando desgaste severo. O rolamento foi substituído.

Os resultados obtidos para o 3º rolamento estão representados na figura 43.

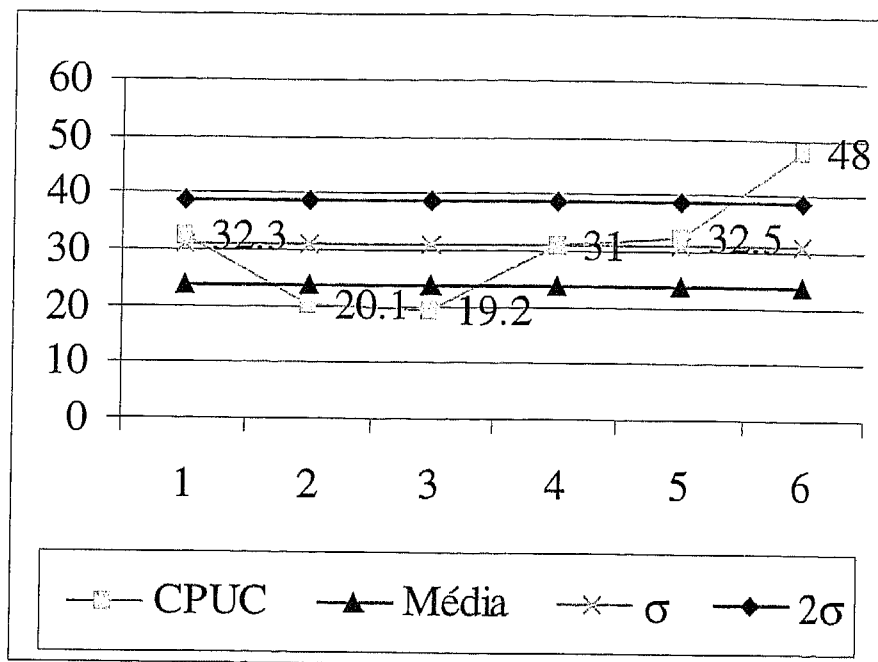


Figura 43 – Valores de CPUC e níveis de alerta e alarme para o rolamento 3.

A observação da figura 43 permite verificar que na 6ª análise efectuada o valor obtido para o CPUC ultrapassou o nível de alarme.

Realizada uma análise por ferrografia analítica esta revelou a presença de contaminantes externos no lubrificante. O rolamento foi limpo e novamente lubrificado o que evitou a substituição do mesmo.

Os resultados obtidos no controlo de condição de órgãos mecânicos por ferrografia, como pode observar-se neste caso, dependem fundamentalmente da periodicidade das observações efectuadas e da análise comparativa dos valores obtidos em cada análise com os anteriormente obtidos, por forma a detectar as variações dos mesmos. O estabelecimento de níveis de alarme permite reduzir o número de análises de ferrografia analítica a realizar.

ANEXO B

Desgaste nos ensaios em rolamento puro

Conforme referido em 3.5 para avaliação do desgaste verificado nos ensaios realizados em rolamento puro foram determinados os perfis da esfera accionada, na zona correspondente à pista de rolamento.

Para determinar o perfil as esferas, imediatamente após o ensaio, montadas na pinça de fixação, eram colocadas num suporte por forma a que o apalpador do rugosímetro percorresse toda a pista de rolamento segundo uma direcção paralela à mesma e segundo um plano que passava pelo centro da esfera.

O procedimento para obter a representação gráfica dos perfis obtidos foi o seguinte:

1. A partir dos valores obtidos através do rugosímetro foi determinada, para cada esfera utilizada nos diferentes ensaios realizados, uma circunferência a partir de três pontos não alterados do perfil;
2. Num mesmo gráfico representa-se a circunferência determinada em 1 e o perfil obtido.

Na figura 44 pode observar-se o resultado deste procedimento relativo à esfera utilizada no ensaio 6 referido na tabela 15.

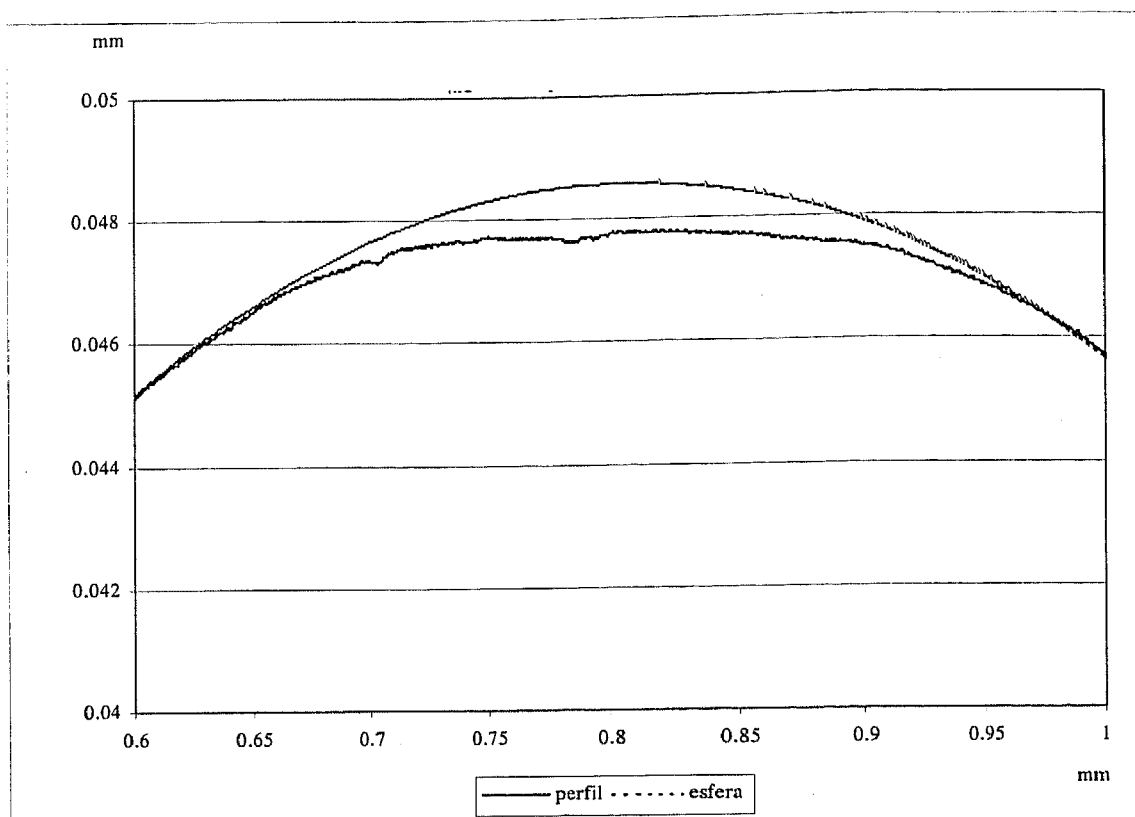


Figura 44 – Registo do perfil da pista de desgaste relativo ao ensaio 6.

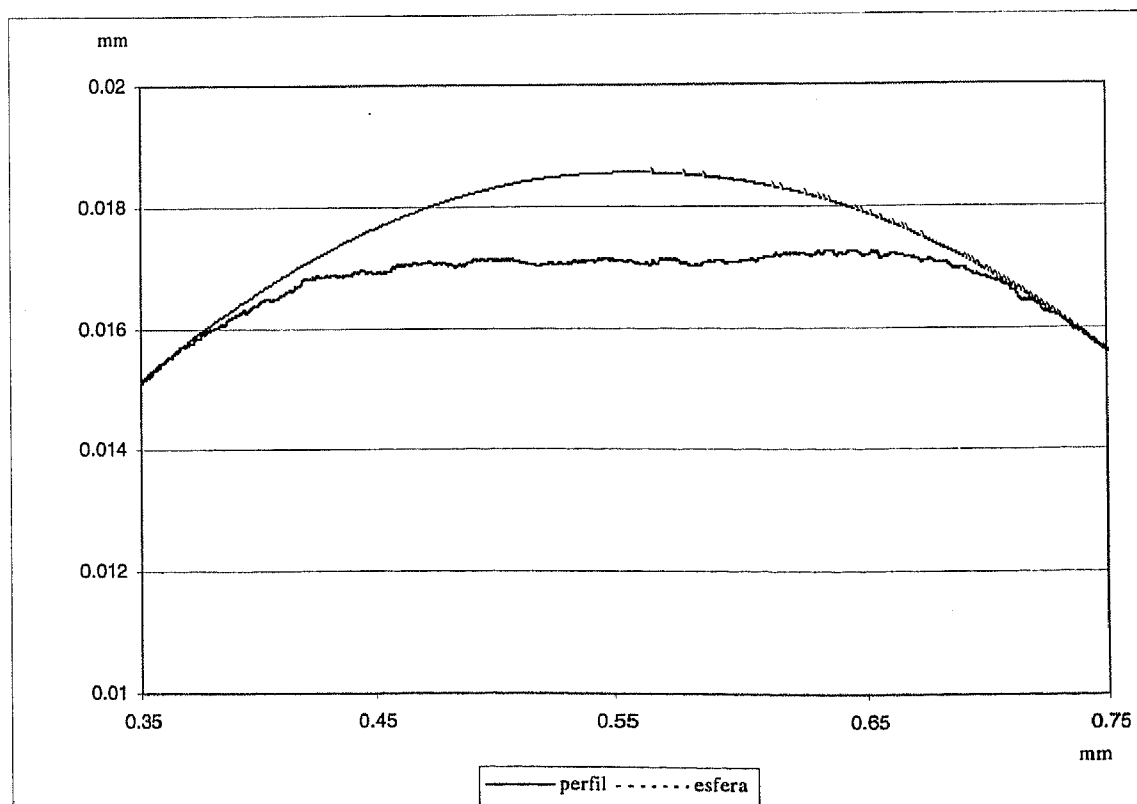


Figura 45 – Registo do perfil da pista de desgaste relativo ao ensaio 8.

Na figura 45 pode ver-se a representação gráfica do perfil da pista de rolamento, obtido através do rugosímetro e do perfil inalterado da esfera utilizada no ensaio 9, referido na tabela 15.

Pode observar-se através das figuras 44 e 45 que o desgaste é mais pronunciado no ensaio 8, o qual foi realizado em condições mais severas do que o ensaio 6 (ver tabela 15).

Este processo de avaliação do desgaste revela-se mais esclarecedor do que a observação microscópica da pista de rolamento pois além da largura da pista de contacto, facilmente determinável pela observação microscópica, permite avaliar a quantidade de material desgastado e a topografia da área de contacto.

É possível a determinação directa da largura da pista de contacto por simples leitura se forem usadas escalas adequadas na representação gráfica.

ANEXO C

Normas ASTM D2596 e IP 300

NOTICE: This method is scheduled to be withdrawn in 1995



Determination of rolling contact fatigue failure – Modified four ball machine method

This standard does not purport to address all of the safety problems associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations.

1. SCOPE

1.1. The modified Four-ball Machine is one of a number of machines that can be used to assess the tendency of fluids to produce fatigue failures in rolling contacts. The choice of test method to be used is dependent upon the requirements of the user. Such factors are discussed in Appendix A, which also gives guidance on the interpretation of the results of rolling fatigue tests. Appendix B discusses the use of alternative lubrication systems. Intending users of this method are advised to read Appendices A and B before proceeding. With due consideration to the contents of Appendices A and B the modified Four-ball Machine can provide a simple and relatively short-term rolling fatigue test.

2. SUMMARY OF METHOD

2.1. The conventional Four-ball Machine, conforming to IP 239, is modified so that the three lower balls are allowed to rotate in a special race when brought into load contact with the single upper ball. The lubricant under test is used to lubricate the balls. All four of the balls are considered to be of equal importance in the test, and the fatigue pitting of any ball is the criterion of failure.

2.2. Twenty-four runs are made per test and the time to produce a pit recorded for each run. In an alternative procedure the fluid under test is recirculated through an external circuit to maintain a controlled test temperature.

3. APPARATUS

3.1. *Four-Ball Extreme-Pressure Lubricant Testing Machine*—as described in IP 239, modified according to Section 3.2 to 3.9.

3.2. *Ball-Cup Housing*—this replaces the standard ball-cup assembly IP 239 and contains a special race¹ in which the bottom three balls are free to rotate. The useful life of the race will be terminated by fatigue or debris pitting and general surface deterioration. The time taken to produce this condition will be dependent upon the lubricant tested, but for preference the race should be changed after each test (24 runs) for the most accurate work. A splash ring to fit the four-ball cup is provided. For the measurement of temperature of the test oil at the start and end of a run a sensing thermocouple may be situated in the ball housing so as to come into contact

with the test oil. A drawing of the modified cup assembly of the Four-ball Machine is shown in Fig. 1.

3.3. *Modified Ball-Cup Housing*—as described in para. 3.2, with provision for gravity fed fluid inlet and pumped outlet. A drawing of this cup assembly is shown in Fig. 2. (See Procedure C.)

3.4. *Temperature Controller and Indicator*—a suitable type covering the desired range of test oil temperatures. (See Procedure B.)

3.5. *Pitting Detector*—a device which detects the onset of pitting and subsequently shuts down the machine drive-motor and test time recorder. These functions may be achieved in a variety of ways but the use of an electronic shutdown device is recommended to minimize damage to the machine bearings and special race. The primary sensing element can be a commercially available accelerometer fitted to a pot magnet. The associated equipment consists of a suitable amplifier and control relays. The sensitivity of the equipment may be either adjustable or permanently fixed to cause shutdown at any desired degree of pitting. If an accelerometer is used then a steel disc is incorporated in the handle of the ball housing for mounting the magnet.

3.6. *Time Lapse Recorder*—electrically operated.

3.7. *Vibraswitch*—reed type fitted immediately beneath the body of the machine (note 1). In the event of the device in 3.4 above failing to operate, increased damage will occur to the special race thereby causing vibration in the motor spindle. The reed type Vibraswitch will pick up these vibrations and shut

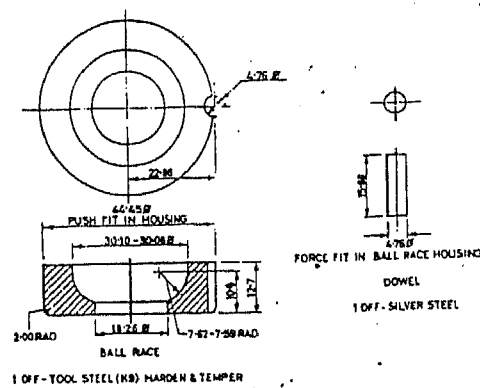


Fig. 1. Ball cup assembly

300.1

¹The special race is obtainable from Creep and Tribology Division, Department of Trade and Industry, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow.

ROLLING CONTACT FATIGUE TESTS, IP 300

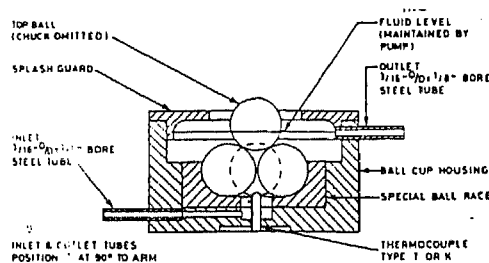


Fig. 2. Modified ball cup housing (Procedure C).

down the machine thereby preventing serious damage.

NOTE 1: This Vibraswitch is optional.

3.8. *Heater Pad* – thermostatically controlled. This may replace the standard mounting pad in order that any desired test oil temperature may be obtained. (See Procedure B.)

3.9. *Fluid Circulating System* – comprising 1 litre reservoir, variable flow rate peristaltic pump 0–0.5 l/min, heat exchanger, needle valve and connecting tubes, Fig. 3. (See Procedure C.) The system can be assembled from standard laboratory glassware using 5 mm bore silicone or flexible plastic tubing.

4. MATERIALS AND SOLVENTS

4.1. *Test Balls* – steel 0.5 in (12.7 mm) diameter (SKF).

4.2. *Acetone* – conforming to BS 509.

4.3. *Petroleum Ether 60/80* – conforming to IP Specification.

4.4. *White Spirit* – conforming to BS 245.

5. PREPARATION OF APPARATUS

5.1. Before starting a test, run the motor unloaded for a minimum of 15 minutes. Clean the ball housing (Procedure A, B or C), chuck, splash ring, and four new balls in one, or a combination of the solvents as found necessary and dry with a clean soft lint free cloth or clean dry air before each run [Note 2].

NOTE 2: The object of this cleaning procedure is to remove from the metal components all traces of oil, grease, or protective compounds. The choice of solvent will depend on the type of material present but as a rough guide acetone should be used for aqueous-based or glycol-containing fluids, petroleum ether for mineral oils and white spirit for greases. Where difficulty is experienced using a single solvent a combination of two or more may be found more effective.

5.2. If a fluid circulating system is being used (Procedure C) place 100 ml of suitable solvent in the reservoir, turn on the pump and flush the system catching the solvent in a suitable container before it returns to the reservoir.

5.3. Repeat the flushing procedure, allowing to drain and dry for 10 minutes before adding the test fluid.

²The special balls are obtainable from the local branch of A. E. Edmunds Walker Ltd or other SKF agent, but care must be taken to order 'SKF steel balls type RB 12.7/3-10995A for Oil Test Purposes' and to ensure that these are, in fact, received.

300.2

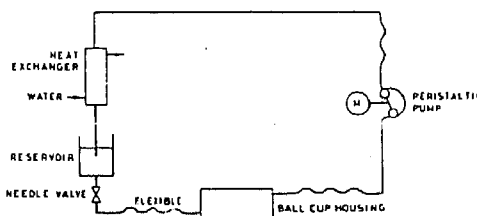


Fig. 3. Schematic diagram recirculation system for high water based fluids on rolling four-ball tests (Procedure C).

6. PROCEDURE A.

TEST AT AMBIENT TEMPERATURE

6.1. Fit one ball into the chuck and ensure that it cannot be rotated by hand within the chuck. Reject chucks in which the ball is loose. Fit the chuck into the taper in the end of the motor spindle.

6.2. Suspend the weight hanger, which weighs 1 kg, at a distance of 20 units from the spindle centre.

6.3. Place three cleaned and dried balls in the ball housing. Pour in sufficient sample of test oil (approximately 12 ml) in order to just cover the balls, then fit the splash ring.

6.4. Mount the ball housing centrally under the motor spindle in contact with the upper ball. Place the mounting pad between the thrust bearing and the ball housing so that when the load is applied, the ball housing seats squarely on the mounting pad and is free to rotate with it.

6.5. Release the load lever gently. Spin the motor spindle by hand until a definite click is heard, confirming that the three lower balls are correctly centred against the upper ball. Add 2 x 2 kg discs to give a total load of 100 kg. Add the discs very gently to avoid shock loading as this may deform the balls permanently.

6.6. Assemble the vibration cut-out device, e.g. if this is an accelerometer place its mounting magnet on the handle of the ball housing. Reset the time recorder to 0.5 minute before the zero position and press the amplifier reset button. If the sensitivity of the pit detector is adjustable, turn sensitivity down to zero.

6.7. During the first 0.5 min from the start up, apply a further 500 kg load (i.e. 5 x 5 kg discs) in order to bring the total applied load up to 600 kg. The discs must be applied very gently on the weight hanger.

6.8. When fully loaded, carefully increase the sensitivity of the pit detector, if adjustable, to a reading on the amplifier dial which will cause the machine to be shut down at the desired degree of pitting. After approximately 5 min of steady running the sensitivity should be trimmed.

6.9. The machine may now be left running until a ball 'pits'. On automatic shutdown of the machine the time recorder will indicate the total running time.

6.10. Record the time shut down to the nearest minute on the test sheet. A sample test result sheet is shown in Annex X1.

6.11. Remove the load.

ROLLING CONTACT FATIGUE TESTS, IP 300

6.12. Remove ball housing and mounting pad from the machine.

6.13. Remove the upper ball chuck from the motor spindle.

6.14. Wash the balls in the solvent and inspect them for pitting.

A run in which either the top ball or a bottom ball has pitted will be valid. In the event of a machine shut-down occurring without a 'pit' on any of the balls, this should be reported.

6.15. Store the four balls used in the run in a suitable container.

6.16. Clean the equipment as described in Section 5 'Preparation of Apparatus'.

6.17. Clean, dry and examine the bottom cup for pitting. If pitted, discard and fit a new one.

6.18. Repeat the above sequence of operations, using four new balls and a fresh sample of test oil for each run until 24 runs have been completed, each terminating in pitting of one of the balls.

NOTE 3: The physical, chemical and tribological properties of certain types of fluid may be affected by the temperature rise generated by the running of the test head. Under such circumstances consideration should be given to the provision of alternative lubrication systems (see Appendix B)

7. PROCEDURE B. TESTS AT ELEVATED TEMPERATURES

7.1. Should the standard mounting pad be replaced by a thermostatically controlled heater pad for carrying out experiments at controlled elevated temperatures [Note 4] of the test oil then 'Procedure A' would be modified as follows:

NOTE 4: The temperature of test will be selected according to test requirements.

7.2. Fit one ball into the chuck and ensure that it cannot be rotated by hand within the chuck. Reject chucks in which the ball is loose. Fit the chuck into the taper in the end of the motor spindle.

7.3. Suspend the weight hanger, which weighs 1 kg, at a distance of 20 units from the spindle centre.

7.4. Place three cleaned and dried balls in the ball housing. Pour in sufficient sample of test oil (approximately 12 ml) in order to just cover the balls, then fit the splash ring.

7.5. Mount the ball housing centrally under the motor spindle in contact with the upper ball. Place the heater pad between the thrust bearing and the ball housing so that when the load is applied the ball housing seats squarely on the heater pad and is free to rotate with it.

7.6. Release the load lever gently. Spin the motor spindle by hand until a definite click is heard confirming that the three lower balls are correctly centred against the upper ball. Add 2×2 kg discs to give a total load of 100 kg. Add the discs very gently to avoid shock loading as this may deform the balls permanently.

7.7. Assemble the vibration cut-out device, e.g. if this is an accelerometer place its mounting magnet on the handle of the ball housing. Reset the time recorder to 0.5 minute before the zero position and press the amplifier reset button. If the sensitivity of

the pit detector is adjustable, turn sensitivity down to zero.

7.8. Switch on the heater and check temperature control setting.

7.9. When the temperature reaches approximately 20°C below the selected control temperature, start the machine motor.

7.10. During the first 0.5 min from start up, apply a further 500 kg load (i.e. 5×5 kg discs) in order to bring the total applied load up to 600 kg. The discs must be applied very gently on the weight hanger.

7.11. When fully loaded, carefully increase the sensitivity of the pit detector, if adjustable, to a reading on the amplifier dial which will cause the machine to be shut down at the desired degree of pitting. After approximately 5 min of steady running the sensitivity should be trimmed.

7.12. The machine may now be left running, unattended, until a ball 'pits'. On the automatic shut-down of the machine the time recorder will indicate the total running time.

7.13. Record the time to shut down to the nearest minute on the test sheet. A sample test result sheet is shown in Annex X1.

7.14. Switch off the heater and remove the load.

7.15. Remove the heater pad and ball housing from the machine.

7.16. Remove the upper ball chuck from the motor spindle.

7.17. Wash the balls in the solvent and inspect them for pitting. A run in which either the top ball or a bottom ball has pitted will be valid. In the event of a machine shut-down occurring without a 'pit' on any of the balls, this should be reported.

7.18. Store the four balls used in the run in a suitable container.

7.19. Clean the equipment as described in Section 5 'Preparation of Apparatus'.

7.20. Clean, dry and examine bottom cup for pitting. If pitted, discard and fit a new one.

7.21. Repeat the above sequence of operations, using four new balls and a fresh sample of test oil for each run until 24 runs have been completed, each terminating in pitting of one of the balls.

8. PROCEDURE C. TESTS WITH WATER BASED FLUIDS

8.1. Fit one ball into the chuck and ensure it cannot be rotated by hand. Reject any chucks in which the ball is loose. Fit the chuck into the taper in the end of the motor spindle.

8.2. Suspend the weight hanger, which weighs 1 kg at a distance of 20 units from the spindle centre. At this position the applied load due to hanger will be 20 kg.

8.3. Place the three cleaned and dried balls in the ball housing and fit the splash cover.

8.4. Mount the ball housing centrally under the motor spindle in contact with the upper ball. Place the mounting pad between the thrust bearing and the ball housing so that when the load is applied the ball housing seats squarely on the mounting pad and is free to rotate with it.

300.3

ROLLING CONTACT FATIGUE TESTS. IP 300

8.5. Release the load lever gently. Spin the motor spindle by hand until a definite click is heard confirming that the three lower balls are correctly centred against the upper ball. Add 2×2 kg discs to give a total applied load of 100 kg. Add the discs very gently to avoid shock loading as this may deform the balls permanently.

8.6. Charge the reservoir with 300 ml of fresh test fluid.

8.7. Open needle valve and adjust flow initially to approximately 5 ml/s. Turn on the pump and select a speed which is just sufficient to draw off the excess fluid from the ball-cup housing.

8.8. Assemble the vibration cut-out device, e.g. if this is an accelerometer place its mounting magnet on the handle of the ball housing. Reset the time recorder to 0.5 minute before the zero position and press the amplifier reset button. If the sensitivity of the pit detector is adjustable, turn sensitivity down to zero.

8.9. Start the machine and during the first 0.5 minutes from start-up apply a further 300 kg load (i.e. 3×5 kg discs) to give a total applied load of 400 kg. Load the discs gently onto the weight hanger.

8.10. When fully loaded, carefully adjust the sensitivity of the pit detector to a setting which will cause the machine to be shut down at the desired degree of pitting.

8.11. Adjust the cooling water flow-rate to maintain a test fluid temperature of $35 \pm 5^\circ\text{C}$. Adjustment of the needle valve controlling the fluid flow rate may also be necessary.

8.12. The machine may now be left running unattended until a ball 'pits'. On automatic shut down of the machine the time recorder will indicate the total running time.

8.13. Turn off the reservoir valve and pump.

8.14. Remove the return pipe to the reservoir and place in a suitable container. Open the reservoir valve, turn on the pump, catch the used fluid and discard it.

8.15. Remove the ball housing and the upper ball chuck from the machine.

8.16. Wash the balls in the solvent and inspect them for pitting. A run in which either the top ball or a bottom ball has pitted will be valid. In the event of a machine shut-down occurring without a 'pit' on any of the balls, this should be reported.

8.17. Store the four used balls in a suitable container.

8.18. Clean the equipment as described in Section 5 "Preparation of Apparatus".

8.19. Clean, dry and examine the bottom cup for pitting. If pitted, discard and fit a new one.

8.20. Repeat the above sequence of operations using four new balls and a fresh sample of test fluid for each run until 24 runs have been completed, each terminating in pitting of one of the balls.

9. CALCULATION

9.1. List the 24 run duration times. Process these

values using the computer program WEIPROC³ in the following way. Enter the run duration times and select menu option ML (maximum likelihood calculation). The computer will produce values of the approximate median unbiased estimates of 10% life L_{10} and Weibull slope α . It will also produce values of the approximate lower 90% limit and upper 90% limit on each of the estimates. Select menu option FR (fractile calculation) and request an estimate of 50% life L_{50} .

9.2. If access to WEIPROC is not available proceed in the following way. List the 24 run duration times in rank order in the appropriate column of the second sample test result sheet shown in Annex X2. Calculate the plotting position $i/(n+1)$, where i is the number of the result in the sequence and n the total number of results. Multiply by 100 to give the estimated cumulative percentage failed. (With 24 runs the cumulative percentage failed figure commences at 4% for the shortest duration time and increases in increments of 4% up to 96% for the longest time.) Plot the estimated cumulative percentage failed against the failure time on Weibull co-ordinates and fit a straight line to the points by eye. From the line read off the 10% life L_{10} and the 50% life L_{50} . Calculate the Weibull slope α from $\alpha = 0.8181/\log_{10}(L_{50}/L_{10})$.

10. REPORT

10.1. Report the values of L_{10} , L_{50} and α (Note 5) stating whether WEIPROC or the graphical method has been used in their derivation. If WEIPROC has been used, report the lower and upper 90% confidence limits on L_{10} and α . State whether Procedure A, B or C has been used and if E then report the temperature of the test. Report the number of test runs which were terminated by a bottom ball failure (Note 6).

NOTE 5: The value of L_{10} represents the life at which 10% of a large number of test balls, lubricated with the test fluid, would be expected to have failed. The value of L_{50} relates in a corresponding manner to failure of 50% of test balls. Fluids may be compared on the basis of L_{10} or L_{50} values. The advantage of using L_{10} is its definition is similar to the definition of nominal bearing life used by bearing manufacturers for specifying bearing performance with mineral oil lubrication. On the other hand the confidence band on L_{10} is wider than on L_{50} .

The value of α is determined by the ratio of L_{50} to L_{10} . It is inversely related to the spread of fatigue lives, and for a given number of tests it determines the confidence limits on L_{10} and L_{50} .

NOTE 6: The physical and chemical properties of some types of fluids may affect the proportion of bottom ball failures occurring in a series of 24 runs. If there are large variations in the number of bottom ball pits between test runs with different fluids comparisons of L_{10} and L_{50} lives should be treated with caution.

11. PRECISION

The precision of this method has not been established.

³WEIPROC is available on cassette or disc from Serious Statistical Software, Lynwood, Benty Heath Lane, Hooton, South Wirral, L66 6AG, and runs on the BBC Model B and B+ microcomputer.

ROLLING CONTACT FATIGUE TESTS, IP 300

ANNEX X1

SAMPLE TEST RESULT SHEET

Rolling four-ball pitting test

[illegible]

ANNEX X2

SAMPLE TEST RESULT SHEET - RANK ORDER

Rolling four-ball pitting test

Lubricant or fluid			Applied load kg
			Temperature °C
			Type of balls
			Date
Test No.	Rank order	Per cent failed	Remarks

50% life mins

APPENDIX A

NOTES ON THE USE OF ROLLING FATIGUE TEST METHODS

The fatigue lives of nominally identical rolling contact bearings tested under identical conditions can be widely different. The principal reason for this is that bearing steel is not homogeneous.

The production of a fatigue pit in a bearing race or rolling element is dependent upon the action of cyclic

stresses, produced by the motions of the rolling elements over the races, on randomly sited stress raisers in the steel.

Scatter obtained in bearing lives is not necessarily therefore a result of poor experimental technique, and cannot be avoided by refinements in testing machines. To accommodate the scatter the lives obtained from replicate bearing tests are processed statistically to provide parameters which characterize the distribution of the results. Investigations of lives

ROLLING CONTACT FATIGUE TESTS. IP 300

of rolling element bearings⁴ have shown that the results can be represented by a positively skewed distribution of the Weibull type. If the probability of survival of a bearing up to a life x is

$$P = \exp(-\{\lambda x\}^\alpha)$$

then the probability of failure is

$$F = 1 - \exp(-\{\lambda x\}^\alpha)$$

where λ is a scale parameter and α is a shape parameter.

The equation for F can be rearranged to give

$$\ln \ln \frac{1}{1-F} = \alpha \ln x + \alpha \ln \lambda$$

so that a plot of $\ln \ln 1/(1-F)$ against $\ln x$ will produce a straight line of slope α . For this reason α is called the Weibull slope. Weibull probability paper, on which the scales have been determined from the above equation, can be used to produce a straight line from a direct plot of F against x . The 10% failure life L_{10} (which is the life before which 10% of bearings might be expected to fail), the 50% failure life L_{50} (which is correspondingly defined) and the Weibull slope α may be obtained from the Weibull plot and used to characterize a set of results.

Where a relatively small number of tests are performed and comprise a sample which is taken to be representative of the population from which it is drawn, the standard deviation of the sample will usually underestimate the standard deviation of the population. Since the standard deviation is a measure of the spread of the distribution, it is clear that though the sample distribution may be known, the population distribution is uncertain. This being so, the true position of any life value on the cumulative percentage failure axis of the Weibull paper is not known. Using the position i in the hierarchy of n tests, expressed as a percentage $(i/n) \times 100$, for the position of life x_i on the cumulative percentage failure axis will give a poor estimate of the population distribution. To improve this estimate it is necessary to use a quantity known as the plotting position instead of i/n . The plotting position attempts to correct for the discrepancy between the sample distribution and the population distribution. The plotting position used in the test method is $i/(n+1)$. The test results may also be fitted to a Weibull distribution by a mathematical procedure and estimates of L_{10} , L_{50} and α derived directly. The accuracy of the estimation of L_{10} or L_{50} is strongly dependent upon the number of bearings tested. A method is available for the construction of confidence limits to indicate the reliability of the L_{10} and L_{50} estimates and thus the likelihood of two determinations being different. The width of the confidence band at any given cumulative percentage failure is dependent upon the number of results and the value of the Weibull slope α . The WEIPROC computer program³ provides these facilities.

⁴Lieblein, J. and Zelen, M., Statistical Investigations of the Fatigue Life of Deep-groove Ball-Bearings. *Bureau Stand. J. Res.* 57(5), 273-316 (1956).

The number of bearings that it is necessary to test is clearly dependent upon the required confidence of L_{10} or L_{50} estimates but is rarely less than 10, and frequently 20, 30 or more. Thus, testing bearings under service conditions of load and speed, where lives can be expected to be hundreds or thousands of hours, can be an expensive and time-consuming process. Ways in which testing time can be reduced are therefore particularly attractive in rolling fatigue testing.

The L_{10} of a bearing is inversely related to the bearing load raised to some power. For design purposes the power is accepted as being 3 for ball bearings and 10/3 for roller bearings with mineral oil lubrication. The power might not take these values for lubricants other than mineral oil. The existence of the power relationship, however, means that small changes in load result in relatively large changes in life, and thus offers a ready means for reducing testing times. Reducing testing times by increasing the cyclic stresses on rolling elements or races, either by changing contact geometries or simply by increasing the bearing load, can result in changes in the mechanism of lubrication. This mechanism is complex and is dependent upon a number of factors. Basically if the rolling elements and races are fully separated by a fluid, film life will be much longer than if metal-to-metal contact occurs. The production of the separating fluid film is dependent upon relative velocities of motion of the metal counterfaces, and their surface roughnesses, the physical properties of the lubricant, and the applied load.

Chemical effects can also influence bearings lives. Where these effects are time-dependent, shortening test times may affect their relative importance.

Accelerating bearings tests must, therefore, be approached with caution, and consideration must be given to the fact that the means of acceleration may change the relative performances of lubricants by amounts that are difficult to quantify.

The choice of test method naturally depends upon the requirements of the user, but there are a number of points that should be considered at the outset.

1. Consideration must be given to the conditions under which the lubricants to be tested will operate in service. Such factors as the type of bearing, the lubricant film thickness, chemical effects and the load on the bearing relative to its capacity must be taken into account when selecting a test method.

2. With regard to the choice of test method from those available, it is not known fully what the range of applicability of each method is. For example, in the Rolling Four-ball test with 600 kg load, film thicknesses may be much smaller than in a proposed service condition. The effect on the relative performance of lubricants may of may not be considerable depending upon the lubricants and the service conditions. The interpretation of the results and their application must be made with proper consideration of the differences between the tests and service.

The following list contains some of the relevant

differences that might be found between the laboratory tests and service operation:

(a) Bearing types, i.e. ball or rollers (load-life relationship and lubricant film thickness may be affected).

(b) Relative velocities of rolling elements and races (film thickness may be affected).

(c) Surface finishes of bearing components (film thickness may be affected).

(d) Levels of loading relative to bearing capacities (film thicknesses may be affected and possibly lubricant rankings via differences in exponents in load-life relationship).

(e) Ambient temperatures (film thickness may be affected).

(f) Lubricant supply rates (lubricant degradation rates may be affected).

(g) Bearing steels type and quality (fatigue strengths of steels may be affected).

(h) Lubricant viscosities in the bearing contacts (these are affected by (d) and (e) via the pressure and temperature viscosity relationships and in turn may affect the film thicknesses).

(i) Types of lubricants (mechanism of fatigue failure may be affected).

(j) Numbers of bearing that determine the system life (because fluid effects can be load-dependent, the relationships between system life and single bearing life can be complex).

3. It is essential that the statistical nature of rolling fatigue testing is appreciated in the treatment and interpretation of test results. Spurious conclusions can be drawn if the existence of differences between lubricants is not determined using statistical methods.

4. The application of test results has been touched upon in 2 above. Where testing is carried out simply to rank lubricants in an order of merit, the remarks in 2 apply. However, if it is required to predict the 10% life that will be obtained from bearings lubricated by a particular fluid, it is necessary to know the relationship between L_{10} and load. When the exponents in the load-life equation differ for different fluids, relative performance will change with changes in load level. Extrapolation of results must therefore be made with caution. It may be appropriate to undertake tests at non-standard loads to examine the load-life equation with a particular fluid.

APPENDIX B

ALTERNATIVE LUBRICATION SYSTEMS

Measurements have shown that the temperature of the fluid in the ball pot during a run rises and approaches asymptotically some value that is dependent upon the test machine and its environment. Certain fluids, such as those containing

ROLLING CONTACT FATIGUE TESTS, IP 300

volatile phases, may be substantially changed during a run by being subjected to the temperatures in the ball pot. Invert emulsions, for example, containing approximately 40% of water, tend to suffer significant loss of water at temperatures above 50°C. In addition there is a risk that degradation of the test fluid might take place to such an extent that its lubricating properties in rolling contact fatigue would be changed.⁵

In service systems that do not have plentiful re-charging or frequent lubrication changes, lubricant degradation can take place. It can therefore be argued that the decomposition of the lubricant under the accelerated test conditions has some merit in determining if this breakdown is seriously detrimental to rolling fatigue life. However, a situation in which the composition of the test fluid is changing substantially during a test run is not conducive to the making of a realistic assessment of the tendency of the fluid to produce fatigue pitting in service systems where lubricant degradation is not a major factor.

When assessing lubricants for such applications, consideration should be given to the provision of lubrication via a system that will tend to lessen the worst effects of the temperature rise if significant changes to the test fluid during the course of a run are found from appropriate measurements (e.g. acidity, viscosity or perhaps water content).

Two lubrication systems that have been used are the total-loss and recirculation systems. Modifications are necessary to the ball pot to provide an inlet and an outlet for the test fluid for both systems. It is considered advisable to arrange the inlet and outlet such that the test cup is always full of fluid.

With the total-loss system, fluid is supplied usually by a gravity drip-feed from a reservoir and taken to waste after passing through the ball pot. With the recirculatory system the fluid is returned to the reservoir instead of being taken to waste.

The choice of system to be used will depend upon individual circumstances, and some experimentation may be necessary to determine feed rates and the quantities of fluid that are required for recirculation to avoid significant fluid changes. Supply rates of about 5 ml/s with a reservoir capacity of one litre have been found adequate for recirculation for some fluids. It has additionally been found acceptable to recirculate the same initial charge of fluid for the 24 runs comprising a test on these fluids.

Supply rates for total-loss systems are usually rather lower than for recirculatory systems.

A method with recirculation of the fluid to control the test temperature is described in Para 8, Procedure C.

⁵Mould, R. W. and Silver, H. B. The Effects of Oil Deterioration on the Fatigue Life of En 31 Steel Using the Rolling Four-ball Machine. *Wear* 31, 295-306 (1975).



Designation: D 2596 - 87

An American National Standard

Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Grease (Four-Ball Method)¹

This standard is issued under the fixed designation D 2596; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ε) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense. Consult the DoD Index of Specifications and Standards for the specific year of issue which has been adopted by the Department of Defense.

1. Scope

1.1 This test method covers the determination of the load-carrying properties of lubricating greases. Two determinations are made:

1.1.1 Load-Wear Index (formerly called Mean-Hertz Load), and

1.1.2 Weld Point, by means of the Four-Ball Extreme-Pressure (EP) Tester.

1.2 This standard may involve hazardous materials, operations, and equipment. This standard does not purport to address all of the safety problems associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations prior to use.

1.3 The values stated in accepted metric units are to be regarded as the standard. The values in parentheses are for information only.

2. Referenced Documents

- 2.1 *ASTM Standards*:
D 235 Specification for Mineral Spirits (Petroleum Spirits) (Hydrocarbon Detergent Cleaning Agent)²
2.2 *American National Standards*:
B3.12 Metal Balls³

3. Summary of Test Method

3.1 The tester is operated with one steel ball under load rotating against three steel balls held stationary in the form of a cradle. The rotating speed is 1770 ± 60 rpm. Lubricating greases are brought to $27 \pm 8^\circ\text{C}$ ($80 \pm 15^\circ\text{F}$) and then subjected to a series of tests of 10-s duration at increasing loads until welding occurs.

4. Definitions

4.1 *load-wear index* (or the load-carrying property of a lubricating grease)—an index of the ability of a lubricant to prevent wear at applied loads. Under the conditions of this test, specific loadings in kilograms-force (or newtons) having intervals of approximately 0.1 logarithmic units, are applied

to the three stationary balls for ten runs prior to welding. The Load Wear Index is the average of the corrected loads determined for the ten applied loads immediately preceding the weld point.

4.2 *weld point*—under the conditions of this test, the lowest applied load in kilograms-force (or newtons) at which the rotating ball seizes and then welds to the three stationary balls, indicating the extreme-pressure level of the lubricating grease has been exceeded.

NOTE 1—Some lubricating greases do not allow true welding, and extreme scoring of the three stationary balls results. In such cases, the applied load which produces a maximum scar diameter of 4 mm is reported as the weld point.

4.3 *corrected load*—the load in kilograms-force (or newtons) for each run obtained by multiplying the applied load by the ratio of the Hertz scar diameter to the measured scar diameter at that load.

4.4 *Hertz scar diameter*—the average diameter, in millimetres, of an indentation caused by deformation of the balls under static load (prior to test). It may be calculated from the equation:

$$D_h = 8.73 \times 10^{-2} (P)^{1/3}$$

where D_h is the Hertz diameter of the contact area and P is the static applied load.

4.5 *compensation scar diameter*—the average diameter, in millimetres, of the wear scar on the stationary balls caused by the rotating ball under an applied load in the presence of a lubricant, but without causing either seizure or welding.

4.6 *Hertz line*—a line of plot on logarithmic paper, as shown in Fig. 1, where the coordinates are scar diameter in millimetres and applied load in kilograms-force (or newtons) obtained under static conditions.

4.7 *compensation line*—a line of plot on logarithmic paper, as shown in Fig. 1, where the coordinates are scar diameter in millimetres and applied load in kilograms-force (or newtons) obtained under dynamic conditions.

4.8 *last nonseizure load*—the last load at which the measured scar diameter is not more than 5% above the compensation line at that load (Fig. 1).

4.9 *incipient seizure or initial seizure region*—that region at which, with an applied load, there is a momentary breakdown of the lubricating film. This breakdown is noted by a sudden increase in the measured scar diameter and a momentary deflection of the indicating pen of the optional friction-measuring device (Fig. 1).

4.10 *immediate seizure region*—that portion of the scar-load curve characterized by seizure or welding at the startup

¹ This method is under the jurisdiction of ASTM Committee D-2 on Petroleum Products and Lubricants and is the direct responsibility of Subcommittee D02.G on Lubricating Grease.

Current edition approved Oct. 30, 1987. Published December 1987. Originally published as D 2596 - 67 T. Last previous edition D 2596 - 82¹.

² Annual Book of ASTM Standards, Vol. 01 and 06.04.

³ Available from American National Standards Institute, 11 W. 42nd St., 13th Floor, New York, NY 10036.

D 2596

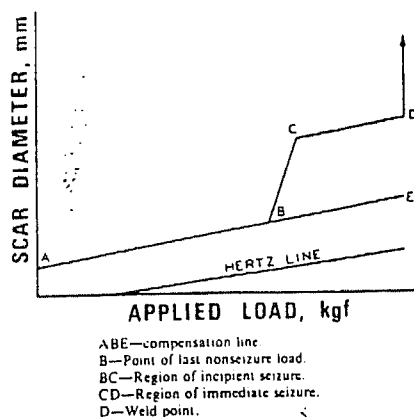


FIG. 1 Schematic Plot of Scar Diameter Versus Applied Load

or by large wear scars. Initial deflection of indicating pen on the optional friction-measuring device is larger than with nonseizure loads (Fig. 1).

5. Significance and Use

5.1 This test method, used for specification purposes, differentiates between lubricating greases having low, medium, and high level of extreme-pressure properties. The results do not necessarily correlate with results from service.⁴

5.2 It is noted that lubricating greases that have as their fluid component a silicone, halogenated silicone, or a mixture comprising silicone fluid and petroleum oil, are not applicable to this method of test.

6. Apparatus

6.1 *Four-Ball Extreme-Pressure Lubricant Tester*,⁵ illustrated in Fig. 2.

NOTE 2—It is important to distinguish between the Four-Ball EP Tester and the Four-Ball Wear Tester. The Four-Ball Wear Tester can be used under a variety of test conditions at loads up to 490 N (50 kgf). The Four-Ball EP Tester is designed for testing under more severe conditions and lacks the sensitivity necessary for the Four-Ball Wear Test.

6.2 *Microscope*,⁶ equipped with calibrated measuring scales and readable to an accuracy of 0.01 mm.

6.3 *Timer*, graduated in tenths of a second.

NOTE 3—Optional equipment with Four-Ball apparatus consists of a friction-measuring device electrically driven and conveniently graduated in 10-s markings.

7. Materials

7.1 *Stoddard Solvent Specifications D 235*.

NOTE 4: Warning—Combustible. Vapor harmful.

⁴ Further details on this method may be found in: Sayles, F. S., et al, *National Lubricating Grease Institute Spokesman*, NLGIA, Vol 32, No. 5, August 1968, pp. 162-167.

⁵ Available from Falex Corp., 2055 Comprehensive Drive, Aurora, IL 60505 or Stanhope-Seta Ltd, Park Close, Englefield Green, Egham, Surrey, England TW20 OXD.

⁶ Falex Corp. Microscopes 103.10 A and 103.10 B have been found satisfactory for this purpose.

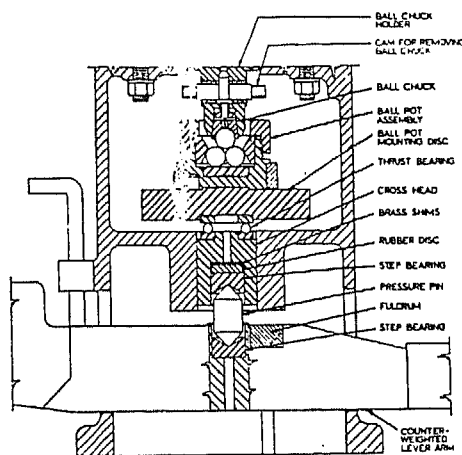


FIG. 2 Sectional View of Four-Ball EP Tester

7.2 ASTM n-Heptane⁷

NOTE 5—Warning—Flammable. Harmful if inhaled.

7.3 *Test Balls*⁸—Test balls shall be chrome alloy steel, made from AISI standard steel No. E-52100, with diameter of 12.7 mm (0.5 in.), Grade 25 EP (Extra Polish). Such balls are described in ANSI specifications B3.12, for Metal Balls. The Extra Polish finish, not described in that specification. The Rockwell C hardness shall be 64 to 66, a closer limit than is found in the ANSI requirement.

8. Preparation of Apparatus

8.1 Thoroughly clean four new test balls, ball pot, and chuck assemblies by first washing with Stoddard solvent (Warning—See Note 5) and then ASTM n-heptane (Warning—See Note 5, and allow to air dry).

NOTE 6—Do not use solvents such as carbon tetrachloride or other solvents that may inherently possess extreme pressure properties which may affect the results.

8.2 Lower the crosshead by raising the lever arm. Lock the lever arm in the raised position by means of a locking arrangement for that purpose.

9. Procedure

9.1 Bring lubricant to be tested to $27 \pm 8^\circ\text{C}$ ($80 \pm 15^\circ\text{F}$).

9.2 Completely fill the ball pot with the lubricating grease to be tested, avoiding the inclusion of air pockets. Imbed the three steel test balls in the grease. Place the lock ring carefully over the three balls and screw down the lock nut securely (Note 5). Scrape off the excess grease pushed onto the lock nut.

⁷ Described in the *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 05.04, Motor Fuels, Section 1, Annex 2, Section A2.7, Reference Materials.

⁸ Steel balls meeting this description were used in developing the precision of the test. They are available from ball bearing or laboratory equipment manufacturers and distributors. All balls used in one test should be taken from one carton (of 500 balls) as received from the supplier.

D 2596

NOTE 5—Subsequent independent investigations reported in 1971 by several laboratories indicate that optimum test repeatability is obtained when the force on the lock-down nut is maintained within the range 50 ± 5 lbf (68 ± 7 N·m), applied and measured by means of a torque wrench. Significantly lower weld points were obtained when the force applied was approximately 100 ft·lbf (136 N·m).

9. Press one ball into the ball chuck (Note 6) and mount the chuck into chuckholder.

NOTE 6—Examine the ball chuck carefully before each run. The chuck is continually subjected to wear and seizure and should be replaced when it will not fit into the ball chuck-holder tight enough to support its own weight, or if the ball seat shows signs of seizure.

9.4 Install the ball pot assembly on the test apparatus in contact with the fourth ball. Place the mounting disk between ball pot and thrust bearing.

9.5 Place the weight tray and weights on the horizontal arm in the correct notch for a base test load of 784 N (80 kgf). Release the lever arm and gently apply (Note 7) the test load to the balls, making certain the ball pot assembly and mounting disk are centered. If the optional friction-measuring device is used, connect the calibrated arm on the ball pot to the indicator spring by means of the clip and wire, placing clip and indicator support over the numbers which correspond to the applied load.

NOTE 7—Shock-loading should be avoided as it may deform the balls permanently.

9.6 Start the motor and run for 10 ± 0.2 s.

NOTE 8—The time for the apparatus to "coast" to a stop is not considered.

9.7 Remove the load from the balls by raising the lever arm and locking it in raised position. If the friction-measuring device is used, remove clip and wire. Remove the ball pot assembly; remove the chuck and discard the ball.

9.8 Measure the scar diameter of test balls as follows:

9.8.1 *Option A*—Remove the lock nut and release the test balls. Clean the balls with Stoddard solvent and then *n*-heptane, and wipe dry with soft cloth. Place the individual balls on a suitable holder and by means of a microscope, measure to the nearest 0.01 mm the scar diameters both parallel (horizontal) and normal (vertical) to the striations in the scar surface of one of the three test balls.

9.8.2 *Option B*—Retain the balls in the ball pot. Wipe excess grease from the balls and ball pot. Wash the ball surfaces with Stoddard solvent and then *n*-heptane. Using a microscope, measure to the nearest 0.01 mm the scar diameters both parallel (horizontal) and normal (vertical) to the striations in the scar surface of one of the three test balls. Measurement by microscope of the scar diameters on all three balls rather than one ball as outlined in Options A or B may be made if the operator so desires.

9.9 Record (Table 1, Column 2) for the 784 N (80 kgf) load the average scar diameter by any one of the three techniques described in 9.8. Compare this average scar diameter (Table 1, Column 3). Discard the balls. If the average scar diameter is not more than 5 % from the compensation scar diameter, repeat the test at the next higher load (Table 1, Column 1), and again compare scar diameters. Continue this procedure until the last nonseizure load is determined.

9.10 If the measured scar diameter for the 784 N (80 kgf)

TABLE 1 Suggested Form for Recording Test Results

Column 1 Applied Load, kgf ^A (L)	Column 2 Average Scar Diameter, mm (X)	Column 3 Compensation Scar Diameter, mm	Column 4 LD_n Factor	Column 5 Corrected Load, kgf LD_n/X
6			0.95	
8			1.40	
10		0.21	1.88	
13		0.23	2.67	
16		0.25	3.52	
20		0.27	4.74	
24		0.28	6.05	
32		0.31	8.87	
40		0.33	11.96	
50		0.36	16.10	
63		0.39	21.86	
80		0.42	30.08	
100		0.46	40.5	
126		0.50	55.2	
160		0.54	75.8	
200		0.59	102.2	
250			137.5	
315			187.1	
400			258	
500			347	
620			462	
800			649	

^A To convert from kilograms-force to newtons, multiply by 9.806.

load is more than 5 % from the compensation scar diameter, the next run is made at the next lower load (Table 1, Column 1). Continue this procedure until the last nonseizure load is determined.

NOTE 9—When the optional friction-measuring device is used, the last nonseizure load is detected by a gradual transverse movement of the indicating pen.

9.11 Make additional runs at consecutively higher test loads (Table 1, Column 1), recording the measured scar diameter and discarding test balls, until welding occurs (Note 10). Make a check run at this point. If welding does not occur on the check run, then repeat the test at the next higher load until welding is verified.

NOTE 10—Shut off the motor immediately to prevent damage to the tester. Excessive wear or seizure of the ball and ball chuck may result if caution is not observed. Welding may be detected by any or all of the following:

- (1) If friction-measuring device is used, a sharp transverse movement of the indicating pen.
- (2) Increased noise level of motor.
- (3) Smoking from the ball pot.
- (4) A sudden drop in the lever arm.

10. Calculations and Reports

10.1 *Corrected Load*—Calculate and record (Table 1, Column 5) for each applied load between the last nonseizure load and weld point using the equation:

$$\text{Corrected load, kgf} = LD_n/X$$

where:

- L = applied load, kgf, that is, total weight applied (tray and weights) multiplied by lever arm ratio,
 LD_n = Hertz scar diameter, mm, and
 X = average scar diameter, mm.

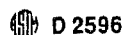


TABLE 2 Total of Compensation Line Corrected Loads

Last Non-seizure Load, kgf ^A	Weld Load kgf \										
	800	620	500	400	315	250	200	160	126	100	80
200	583	639	684	720	749	770					
160	410	466	511	547	576	597	615				
126	269.8	325.8	370.5	407	435	457	474	489			
100	159.7	215.8	260.5	296.7	325.3	346.9	364.4	378	390		
80	71.6	127.7	172.4	208.6	237.2	258.2	276.3	290	302	311.0	
63		56.1	100.8	137.0	165.6	187.1	204.7	218.8	230.4	239.3	246.7
50			44.7	80.9	109.5	131.0	148.6	162.7	174.3	183.2	190.6
40				36.2	64.8	86.4	103.9	118.0	129.6	138.6	145.9
32					28.6	50.2	67.7	81.8	93.4	102.4	109.7
24						21.6	39.1	53.2	64.8	73.8	81.1
20							17.6	31.6	43.2	52.2	59.5
16								14.1	25.7	34.6	42.0
13									11.6	20.6	27.9
10										9.0	16.3
8											7.4

^A To convert from kilograms-force to newtons, multiply by 9.806.

10.2 *Load-Wear Index*⁹—Calculate and report the Load-Wear Index (formerly Mean-Hertz Load) in kilograms-force using the equation:

$$\text{Load-Wear Index, kgf} = A/10$$

where:

A = sum of the corrected loads determined for the ten applied loads immediately preceding the weld point (Note 11).

NOTE 11—If tests applied to the lubricant indicate it follows the compensation line, then A may be defined as:

A = sum of corrected loads plus compensation line corrected loads for the ten applied loads immediately preceding the weld point.

For convenience, Table 2 has been constructed to give the compensation line corrected load for any portion of the compensation line. This value is obtained by noting the intersection of the last nonseizure load and weld load values. For example: the last nonseizure load of a lubricant was found to be 490 N (50 kgf). Subsequent runs in the wear portion of the curve were made at 618, 784, 981, 1236, and 1569 N (63, 80, 100, 126, and 160-kgf) loads with weld-point found to be 196 N (200 kgf). Table 2 notes the value at intersection of 490 and 196 N (50 and 200 kgf) to be 1456 N (148.6 kgf). This value, the compensation line corrected load, was obtained by correcting loads of 490, 392, 314, 235, and 196 N (50, 40, 32, 24, and 20 kgf) using compensation line wear diameters. This fulfills the definition of Load-Wear Index, that a total of twelfth runs be made, the eleventh run using welding of the test balls and the twelfth to verify the weld point. If the tests applied to the lubricant indicate the wear scars do not follow the compensation line, then Table 2 cannot be applied and actual determinations must be made for all ten applied loads preceding the weld point.

10.3 *Weld Point*—Report the verified weld point as found in 8.11.

11. Precision and Bias¹⁰

11.1 The precision of this test method is not known to have been obtained according to RR: D02-1007 "Manual on

⁹ The method of calculation was amended in 1982. For a lubricant with a weld point of 400 kg or less the Load Wear Index is the same with the old and the present method of calculation.

¹⁰ Supporting data are available on loan from ASTM Headquarters. Request RR.D02-1182.

Determining Precision Data for ASTM Methods on Petroleum Products and Lubricants.¹¹

11.2 The precision of this test method as determined by statistical examination of interlaboratory results is as follows:

11.2.1 Load Wear Index (Formerly Mean-Hertz Load):

11.2.1.1 *Repeatability*—The difference between two test results, obtained by the same operator with the same apparatus under constant operating conditions on identical test material, would in the long run, in the normal and correct operation of the test method, exceed the following values only in one case in twenty:

127 N (13 kgf)

11.2.1.2 *Reproducibility*—The difference between two single and independent results obtained by different operators working in different laboratories on identical test material would, in the long run, in the normal and correct operation of the test method, exceed the following values only in one case in twenty:

157 N (16 kgf)

11.2.2 Weld Point:¹²

11.2.2.1 *Repeatability*—The difference between two test results, obtained by the same operator with the same apparatus under constant operating conditions on identical test material, would in the long run, in the normal and correct operation of the test method, exceed one increment loading only in one case in twenty.

11.2.2.2 *Reproducibility*—The difference between two single and independent results obtained by different operators working in different laboratories on identical test material would, in the long run, in the normal and correct operation of the test method, exceed one increment loading only in one case in twenty.

11.3 *Bias*—The procedure in this test method has no bias because the value of extreme-pressure can be defined only in terms of a test method.

¹¹ Annual Book of ASTM Standards, Vol 05.03.

¹² Precision data were determined on samples with weld points through 315 kg. No precision data are currently available for higher weld point lubricants.

