

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO
Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial

ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS DE RESISTÊNCIA À FADIGA DE ÓLEOS LUBRIFICANTES ADITIVADOS, ENSAIADOS NA MÁQUINA DE QUATRO ESFERAS

LUÍS FILIPE MARTINS MOREIRA

Licenciado em Engenharia Mecânica
pela Faculdade de Engenharia da Universidade de Luanda

Dissertação para obter o grau de mestre
em

Engenharia Mecânica
na opção de
Materiais e Processos de Fabrico

Dissertação realizada sob a supervisão de
Professor Doutor Luís Andrade Ferreira,
do Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Porto, Novembro de 1996

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO
Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial

ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS DE RESISTÊNCIA À FADIGA DE ÓLEOS LUBRIFICANTES ADITIVADOS, ENSAIADOS NA MÁQUINA DE QUATRO ESFERAS

LUÍS FILIPE MARTINS MOREIRA

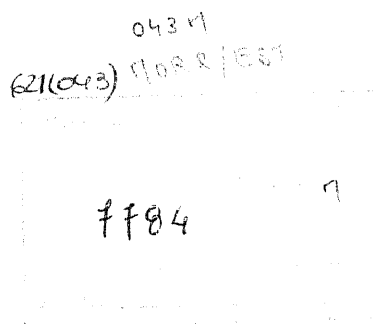
Licenciado em Engenharia Mecânica
pela Faculdade de Engenharia da Universidade de Luanda

Dissertação para obter o grau de mestre
em

Engenharia Mecânica
na opção de
Materiais e Processos de Fabrico

Dissertação realizada sob a supervisão de
Professor Doutor Luís Andrade Ferreira,
do Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Porto, Novembro de 1996



Resumo

Os estudos realizados no domínio da fadiga de rolamento em contactos pontuais lubrificados têm posto em relevo a influência dos fluidos lubrificantes na vida à fadiga dos corpos em contacto.

Determinar as características desses lubrificantes passou assim a constituir um dos temas de investigação de grande interesse na actualidade, tendo a Máquina de Quatro-Esferas sido concebida para testar as capacidades de resistência à fadiga de óleos lubrificantes em contactos pontuais de rolamento.

Nesta dissertação são apresentados os resultados de um conjunto de ensaios realizados na Máquina de Quatro-Esferas com o objectivo de analisar a influência da viscosidade e da percentagem de aditivação na vida à fadiga em contactos dessa natureza, lubrificados com óleos minerais.

Abstract

Rolling contact fatigue and performance testing of the effects of lubricants on fatigue is a subject of great topical interest. Since the lubricating qualities of fluids vary, it is important to be able to establish performance characteristics for all types.

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.

Using a Four-Ball lubricant testing machine, the autor has studied the influence of viscosity and additives on rolling bearing fatigue life with mineral oils, whose results are described in this dissertation.

Prefácio

Este documento constitui uma dissertação apresentada para efeitos de obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na opção de Materiais e Processos de Fabrico, edição de 1994/95 da FEUP.

O assunto de dissertação é o estudo do comportamento à fadiga de óleos lubrificantes (aditivados e não-aditivados), em contactos de rolamento, recorrendo à Máquina de Quatro-Esferas. Concretamente, pretendeu-se avaliar e seriar as capacidades lubrificantes desses fluidos, quando se reproduzem condições de funcionamento que levam ao colapso por fadiga do contacto de rolamento, por ocorrência do fenómeno de pitting.

O texto inicia-se por algumas considerações em torno do mecanismo de falha por fadiga, incluindo as indispensáveis referências a alguns trabalhos realizados neste domínio e respectivas conclusões. Segue-se a caracterização do equipamento laboratorial e materiais utilizados e a descrição sumária dos procedimentos adoptados. No capítulo III faz-se a apresentação dos resultados dos ensaios e procede-se à sua análise. Finalmente, estabelecem-se conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

Os ensaios decorreram no Laboratório da Unidade de Tribologia e Manutenção Industrial (CETRIB) do Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial (INEGI) da FEUP.

O tempo disponível para realizar a parte experimental do mestrado não foi tão alargado quanto seria desejável. De facto, uma vez esgotado o período de licença sabática que foi utilizado para concluir a parte escolar do mesmo, tive de retomar a actividade profissional como professor do ensino secundário em Castelo Branco, circunstância que, por razões óbvias, veio trazer dificuldades ao decurso da parte experimental. Esta é a principal limitação à realização de um trabalho de maior envergadura.

Foram várias as pessoas que, ao longo do trabalho desenvolvido, me ajudaram de uma forma ou outra a ultrapassar os obstáculos e dificuldades que se depararam. Seria extenso o rol de agradecimentos se os citasse um por um, pelo que a todos sem distinção quero aqui deixar expresso o meu profundo reconhecimento e gratidão.

Não posso todavia deixar de destacar os seguintes agradecimentos:

- Ao Prof. Luís Andrade Ferreira, supervisor desta tese, pelas orientações, crítica construtiva e disponibilidade que sempre manifestou, e em particular pelo apoio na obtenção de valiosa informação bibliográfica, sem a qual teriam existido dificuldades acrescidas para o trabalho;*

- Ao Prof. Jorge Seabra, director do CETRIB, pelas facilidades concedidas e também por algumas ideias e opiniões bastante proveitosas que proferiu;*

- de um modo geral, a todos quantos trabalham no CETRIB mas, particularmente, ao Eng.º MSc Alexandre Sottomayor, que me ajudou a dar os primeiros passos na actividade laboratorial com a máquina de quatro-esferas e, sobretudo, à Eng.ª MSc Beatriz Graça, a quem agradeço penhoradamente toda a colaboração incansável e desinteressada que prestou;*

- à minha esposa e filhos que, em virtude da realização desta tese, se viram muitas vezes privados da minha presença e convívio;*

- e, por último, aos meus pais que muitas noites estiveram acordados à minha espera das longas viagens de Castelo Branco até ao Porto.*

ÍNDICE

	Pág.
RESUMO	2
PREFÁCIO	3
ÍNDICE	5
LISTA DE FIGURAS E TABELAS	7
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	11
<u>Capítulo I</u>	13
INTRODUÇÃO E OBJECTIVO	
<u>Capítulo II</u>	16
CONSIDERAÇÕES PRÉVIAS	
2.1 Introdução	16
2.2 Mecanismos de falha por fadiga	17
2.3 Influência do lubrificante no processo de fadiga	26
2.3.1 Influência do tipo de lubrificante	26
2.3.2 Influência da viscosidade	27
2.3.3 Influência dos aditivos	28
2.3.4 Influência do ambiente	29
2.3.5 Influência da temperatura	30

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 - Picada de fadiga - Corrida nº. 5 do ensaio com o óleo base ISO VG 220	18
2 - Picada de fadiga - Corrida nº. 12 do ensaio com o óleo base ISO VG 220	19
3 - Picada de fadiga - Corrida nº. 9 do ensaio com o óleo base ISO VG 220 aditivado a 100%	20
4 - Picada de fadiga - Corrida nº. 3 do ensaio com o óleo base ISO VG 680	20
5 - Picada de fadiga - Corrida nº. 3 do ensaio com o óleo base ISO VG 68	21
6 - Picada de fadiga - Corrida nº. 7 do ensaio com o óleo base ISO VG 220	22
7 - Picada de fadiga - Corrida nº. 6 do ensaio com o óleo base ISO VG 68	22
8 - Picada de fadiga - Corrida nº. 10 do ensaio com o óleo base ISO VG 68	23
9 - Picada de fadiga - Corrida nº. 3 do ensaio com o óleo ISO VG 220 aditivado a 50%	24
10 - Picada de fadiga - Corrida nº. 10 do ensaio com o óleo base ISO VG 680	24
11 - Picada de fadiga - Corrida nº. 2 do ensaio com o óleo base ISO VG 220	25
12 - Picada de fadiga - Corrida nº. 7 do ensaio com o óleo base ISO VG 68	25
13 - Máquina de Quatro-Esferas do CETRIB	35

	Pág.
14 - Unidade de Controlo da Máquina de Quatro-Esferas	35
15 - Vista do conjunto esferas-pista de rolamento	37
16 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 68	46
17 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 220	47
18 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 680	48
19 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 68, após linearização da curva representativa dos pontos	53
20 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 220, após linearização da curva representativa dos pontos	54
21 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 680, após linearização da curva representativa dos pontos	55
22 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 25%, após linearização da curva representativa dos pontos	58
23 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 50%, após linearização da curva representativa dos pontos	59
24 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 75%, após linearização da curva representativa dos pontos	60
25 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 100%, após linearização da curva representativa dos pontos	61
B-1 - Gráfico de WEIBULL a dois parâmetros, relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 25%	88
B-2 - Gráfico de WEIBULL a dois parâmetros, relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 50%	89
B-3 - Gráfico de WEIBULL a dois parâmetros, relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 75%	90
B-4 - Gráfico de WEIBULL a dois parâmetros, relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 100%	91
C-1 - Direcção das forças T e W	94
E-1 - Gráfico de WEIBULL	105
E-2 - Translação dos pontos quando $\gamma > 0$	108
E-3 - Translação dos pontos quando $\gamma < 0$	108
E-4 - Processo para obtenção dos valores t_1, t_2 e t_3	109
E-5 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo ISO VG 220	111
F-1 - Ajustamento por meio de uma recta de regressão	113

LISTA DE TABELAS

	Pág.
1 - Propriedades de referência dos óleos base utilizados nos ensaios	33
2 - Aditivos de extrema-pressão e anti-desgaste utilizados na produção de lubrificantes	34
3 - Pressões máximas de Hertz em função da carga aplicada	41
4 - Parâmetros relativos aos ensaios com os óleos base	49
5 - Equações das curvas de aproximação aos resultados dos ensaios	52
6 - Valores do parâmetro γ para os três óleos base ensaiados	52
7 - Parâmetros relativos aos óleos base ensaiados	56
8 - Valores do parâmetro γ para os óleos aditivados ensaiados	57
9 - Parâmetros relativos aos ensaios de óleos aditivados e não-aditivados, de grau de viscosidade ISO VG 220	62
A-1 - Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, com óleo base ISO VG 68	73
A-2 - Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, com óleo base ISO VG 220	74
A-3 - Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, com óleo base ISO VG 680	75
A-4 - Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, de mistura de óleo base ISO VG 220 (75%) com óleo aditivado ISO VG 220 (25%)	76
A-5 - Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, de mistura de óleo base ISO VG 220 (50%) com óleo aditivado ISO VG 220 (50%)	77
A-6 - Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, de mistura de óleo base ISO VG 220 (25%) com óleo aditivado ISO VG 220 (75%)	78
A-7 - Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, com óleo aditivado ISO VG 220 (100%)	79
A-8 - Tabela de contagem relativa ao ensaio com o óleo base ISO VG 68	80

	Pág.
A-9 - Tabela de contagem relativa ao ensaio com o óleo base ISO VG 220	81
A-10 - Tabela de contagem relativa ao ensaio com o óleo base ISO VG 680	82
A-11 - Tabela de contagem relativa ao ensaio com mistura de óleo base ISO VG 220 (75%) com óleo aditivado ISO VG 220 (25%)	83
A-12 - Tabela de contagem relativa ao ensaio com mistura de óleo base ISO VG 220 (50%) com óleo comercial aditivado ISO VG 220 (50%)	84
A-13 - Tabela de contagem relativa ao ensaio com mistura de óleo base ISO VG 220 (25%) com óleo comercial aditivado ISO VG 220 (75%)	85
A-14 - Tabela de contagem relativa ao ensaio com óleo aditivado ISO VG 220 (100%)	86
C-1 - Pressões máximas de Hertz em função da carga aplicada	94
F-1 - Expressão matemática das curvas de ajustamento aos dados experimentais	115

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

- α, β *parâmetro de forma* da distribuição de WEIBULL
- η *vida característica* ou *parâmetro de escala*; é o segundo parâmetro da distribuição de WEIBULL e representa o tempo ao fim do qual 63,2% dos elementos de uma amostra terão sofrido uma avaria
- γ, t_0 *parâmetro de mudança* ou *de localização*; é o terceiro parâmetro da distribuição de WEIBULL
- ν Coeficiente de Poisson
- ϕ diâmetro
- cSt centistoke (unidade de viscosidade)
- e constante e, base dos logaritmos naturais ou neperianos
- E' Módulo de Young equivalente
- E_1, E_2 Módulo de Young das esferas em contactos hertzianos
- EHL* Lubrificação elasto-hidrodinâmica
- $F(i)$ Frequência acumulada de avarias ou falhas (aproximação à função contínua $F(t)$, que representa a *densidade de probabilidade* na distribuição de WEIBULL)
- $F(t)$ Função *densidade de probabilidade* da distribuição de WEIBULL (probabilidade de um dispositivo se encontrar em avaria no instante t)

- i número de ordem das corridas de ensaio, por ordem crescente dos valores de t
- ISO VG* Sistema de classificação de viscosidade da *International Standards Organization*, onde cada classe é indicada por um número inteiro que corresponde sensivelmente à viscosidade cinemática, em centistokes, à temperatura de 40°C
- kg quilograma (unidade de massa)
- kg/dm^3 quilograma por decímetro cúbico (unidade de massa volúmica)
- L_{10} vida a 10%; representa o tempo (médio) ao fim do qual dez por cento dos elementos de uma amostra terão sofrido uma avaria e corresponde a uma *confiabilidade* de 90%
- L_{50} vida a 50%; representa o tempo (médio) ao fim do qual metade dos elementos de uma população terão sofrido uma avaria
- N tamanho da amostra de uma população; neste caso, número de corridas realizadas em cada ensaio
- $^{\circ}C$ grau centígrado ou Celsius (unidade de temperatura)
- Pa Pascal (unidade de pressão ou de tensão)
- p_{maxH} pressão máxima de Hertz
- R raio médio das esferas
- Ra rugosidade superficial das esferas
- $R(t)$ Função *confiabilidade* (probabilidade de um dispositivo se encontrar em funcionamento no instante t)
- R_1, R_2 raio das esferas em contactos hertzianos
- r^2 forma quadrática da **correlação**; representa a relação entre duas propriedades ou conjuntos de valores
- rpm rotações ou voltas por minuto
- s segundo (unidade de tempo)
- t tempo
- T carga vertical exercida na esfera superior na Máquina de Quatro Esferas
- T_f temperatura final do óleo
- T_i temperatura inicial do óleo
- W carga normal à superfície de um contacto hertziano

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO E OBJECTIVOS

A vida útil de corpos rolantes sujeitos a contactos pontuais em regime de lubrificação elasto-hidrodinâmica (EHL) é limitada pela desintegração de material à superfície que finalmente conduz ao colapso do respectivo sistema mecânico.

Este fenómeno particular de fadiga caracteriza-se pela súbita remoção de material sob a forma de “escamas” que ocorre nas zonas de contacto ao fim de um certo número de ciclos de funcionamento.

Nos sistemas mecânicos é frequente a ocorrência de contactos de natureza hertziana em regime EHL. Esta circunstância, aliada a uma exigência cada vez maior de fiabilidade dos sistemas, justifica a atenção que tem sido dada a este fenómeno de fadiga nomeadamente no sentido de investigar e identificar os

parâmetros que apresentem alguma correlação com a vida à fadiga dos elementos rolantes em contacto.

Embora a fadiga superficial que ocorre neste tipo de contactos possa ser atribuída às tensões que ciclicamente se desenvolvem à superfície do material ou em zonas adjacentes imediatamente abaixo desta e, consequentemente, dependa em grande medida da carga aplicada e das propriedades do material, é todavia reconhecida a importância da natureza do lubrificante na incidência do fenómeno.

O incremento a partir dos anos 50 da utilização de fluidos hidráulicos incombustíveis e, mais recentemente, o recurso cada vez mais significativo a óleos lubrificantes de base não mineral tornaram relevante a necessidade de encontrar meios adequados capazes de determinar os efeitos do fluido lubrificante na vida à fadiga dos contactos EHL.

As máquinas de ensaio que procuram reproduzir condições de serviço reais, além de construção dispendiosa, exigem ensaios bastante demorados, com a agravante destes poderem terminar devido a falhas não propriamente localizadas ou devidas à fadiga nos contactos. Verificou-se ser preferível optar por meios mais rápidos e menos dispendiosos de obter informação útil e adequada ao estudo e conhecimento do fenómeno.

A **Máquina de Quatro-Esferas *modificada*** foi concebida dentro dos princípios atrás enunciados, sendo uma das máquinas utilizadas para avaliar a influência do fluido lubrificante no processo de falha por fadiga em contactos de rolamento. Tem esta designação porque resulta de uma modificação introduzida na Máquina de Quatro-Esferas *convencional* utilizada para ensaios de resistência à gripagem e ao desgaste.

Quer num quer noutro caso procura-se reproduzir contactos de natureza hertziana, isto é, contactos em que se verifica o aparecimento de altas pressões resultantes da aplicação de cargas relativamente importantes numa área de contacto extremamente reduzida, conduzindo portanto a situações de lubrificação elasto-hidrodinâmica. Na Máquina de Quatro-Esferas convencional, todavia, esses contactos apresentam deslizamento puro (não há rolamento entre as esferas) enquanto que na Máquina de Quatro-Esferas modificada se procura atingir uma situação de rolamento puro.

Para os ensaios de gripagem e desgaste realizados na máquina de 4 esferas foi definida a norma **IP 239**, enquanto os ensaios de fadiga, realizados na máquina de Quatro-Esferas (modificada), se regem pela norma **IP 300**.

A máquina de quatro-esferas existente no *CETRIB* está capacitada para realizar, mediante as modificações apropriadas, ensaios de um e outro tipo. Na sequência da sua utilização num programa de ensaios de desgaste segundo IP 239, coube-nos como trabalho de dissertação do mestrado, aferir o seu comportamento em ensaios segundo IP 300, através do estudo comparativo do comportamento à fadiga de diversos tipos de lubrificantes.

O objectivo desta tese consiste portanto na **análise do comportamento à fadiga de óleos base e óleos aditivados, nas condições de experimentação definidas pela norma IP 300.**

Para atingir esse objectivo foram definidas duas etapas. Na primeira, pretendeu-se analisar e comparar as características de resistência a fadiga de óleos base da mesma família (de natureza parafínica) mas com diferentes viscosidades, procedimento esse que serviu também, em certa medida, para validar o processo de experimentação e tratamento dos dados obtidos nos ensaios. Na segunda etapa, implementou-se idêntico procedimento de experimentação e análise com um programa de ensaios destinado a estudar a influência da percentagem de aditivação no comportamento à fadiga de lubrificantes com a mesma viscosidade, utilizando para esse efeito um aditivo à base de enxofre e fósforo, já anteriormente testado como possuindo boas propriedades de extrema-pressão e anti-desgaste.

CAPÍTULO II

CONSIDERAÇÕES PRÉVIAS

2.1 INTRODUÇÃO

Nos anos 50, o incremento da utilização de fluidos resistentes à combustão em sistemas de accionamento hidráulico trouxe o aparecimento de casos de fadiga prematura em rolamentos lubrificados por esses mesmos fluidos. Tal circunstância fez sentir aos laboratórios a necessidade de se encontrar um meio rápido e eficaz de testar as características lubrificantes desses novos fluidos em desenvolvimento.

A Máquina de Quatro-Esferas modificada tem sido uma das máquinas utilizadas para avaliar o comportamento à fadiga de fluidos lubrificantes em contactos de rolamento. Nesta máquina, são simuladas condições de funcionamento semelhantes às que se encontram nos rolamentos de esferas de contacto angular. Uma esfera (a esfera *superior*) é posta a rodar contra três esferas (as esferas *inferiores*) que rolam livremente numa pista apropriada. O tempo que leva ao aparecimento de uma “picada” de fadiga na esfera superior é a grandeza a partir da qual se analisam as características do binómio material-fluido lubrificante.

2.2 MECANISMOS DE FALHA POR FADIGA

A fadiga nos contactos de rolamento é caracterizada pela súbita remoção de partículas sob a forma de escamas, ficando a superfície com “picadas” (*pits*) que podem conduzir à fractura completa do material. Esse fenómeno verifica-se após um certo número de ciclos de funcionamento.

Segundo Moura Branco [1], o processo de fadiga pode dividir-se em quatro fases: nucleação da fenda de fadiga, crescimento microscópico da fenda, propagação da fenda e rotura final, constituindo as duas primeiras a fase de iniciação da fenda.

Segundo Scott [2], o processo tem três fases (sem contar a rotura final): pré-condicionamento do material antes da iniciação da fenda, iniciação da fenda e propagação da fenda.

Têm sido propostas e discutidas várias teorias para a fadiga por *pitting*; Bartz e Kruger [3] referem as seguintes:

- I. Fadiga superficial causada por tensões pulsantes ou alternadas
- II. Sobrecargas na superfície por efeitos de cavitação
- III. Soldaduras locais dos contactos superficiais
- IV. Sobrecargas na superfície causadas pelas tensões
- V. Efeitos de oxidação interna provocada por zonas deformadas plasticamente
- VI. Efeitos de corrosão por fretado (*fretting*)

Acrescentam, no entanto, que a causa mais geralmente aceite como conduzindo à fadiga por *pitting* é a existência de um ciclo de tensões pulsantes ou alternadas

Scott [2] refere a existência de controvérsia sobre se a fenda de fadiga no contacto de rolamento se inicia à superfície e se propaga para o interior do material ou o contrário, referindo depois que trabalhos de investigação de natureza metalúrgica têm revelado que ambos os mecanismos estão activos, predominando um ou outro consoante as circunstâncias.

Bartz e Kruger [4] refere que cortes realizados no local das picadas permitiram verificar que as fendas de fadiga progridem no interior do material segundo direcções aproximadamente paralelas à superfície, acabando a escama

por ser arrancada após fractura da última porção de material que a mantém presa ao corpo.

Embora se não tivesse feito uma análise por microscopia electrónica às esferas ensaiadas, procedeu-se à observação e fotografia no microscópio existente no CETRIB (dispondo de um poder de ampliação de 200 vezes), de algumas picadas de fadiga.

Assim, foi possível verificar em alguns casos (embora pouco frequentemente) a escama produzida, por ter a mesma ficado no próprio local da pica, presa por uma réstea de material e por esmagamento plástico (Figs. 1 e 2).

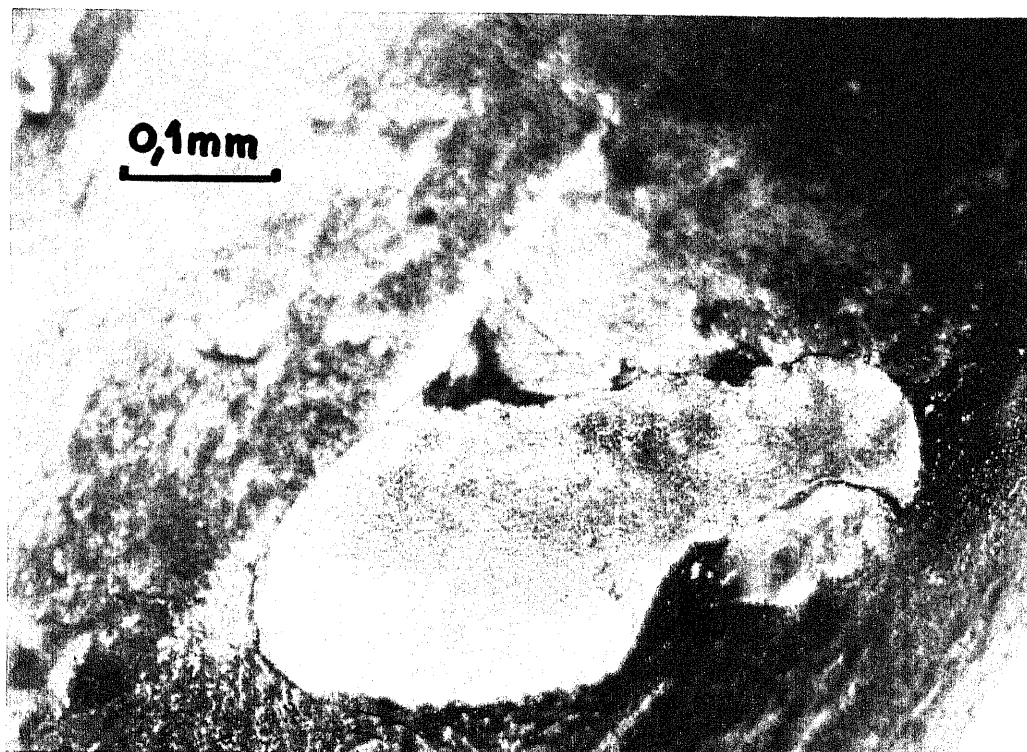


FIGURA 1 - Picada de fadiga - Corrida nº. 5
do ensaio com o óleo base ISO VG 220

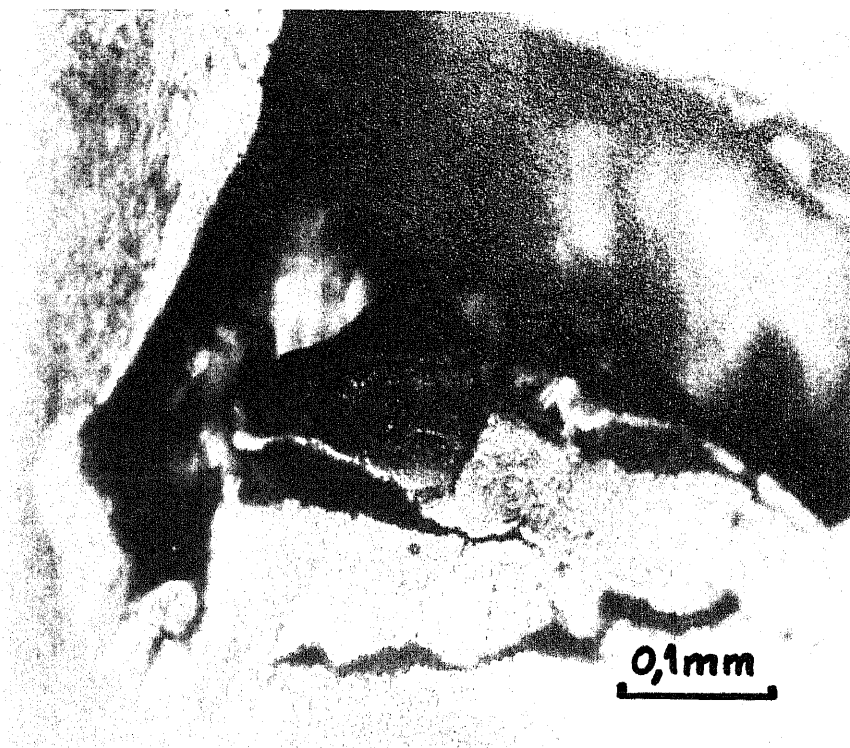


**FIGURA 2 - Picada de fadiga - Corrida nº. 12
do ensaio com o óleo base ISO VG 220**

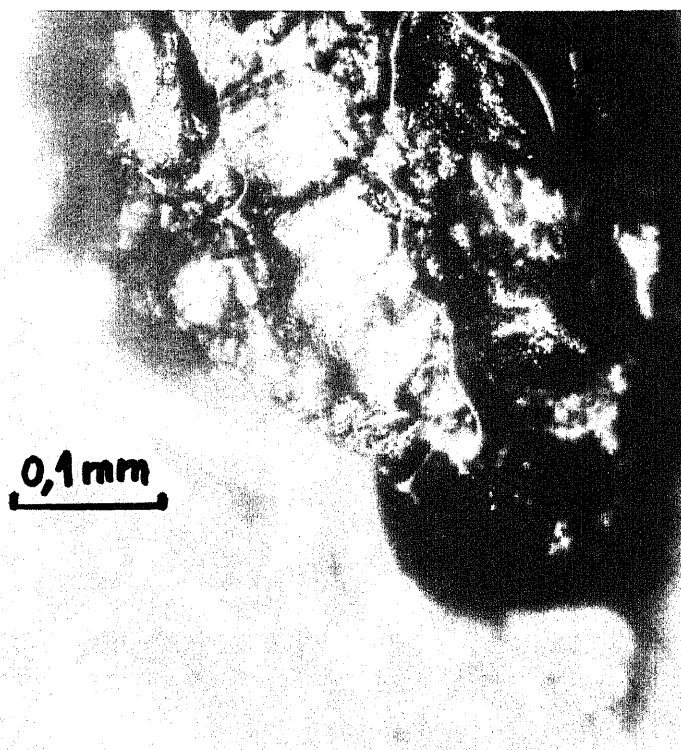
É de supor que, por baixo da escama, haverá já separação de material devido à progressão da fenda de fadiga, segundo direcções mais ou menos paralelas à superfície.

Na Fig. 3 pode deduzir-se que a fenda progrediu internamente nessas condições; parte do material da superfície ficou sem suporte por debaixo, devido à formação do oco na sequência do arrancamento da escama.

Uma fotografia tirada de maneira a focar o fundo da depressão que se formou numa das esferas (Fig. 4) permite verificar claramente as estrias devido ao corte provocado pela progressão da fenda de fadiga. Estas estrias sugerem que os planos de corte formam um certo ângulo com a superfície; a literatura consultada [4] refere que as fendas de fadiga, nestes casos, propagam-se segundo ângulos de 45° com a superfície do material.



**FIGURA 3 - Picada de fadiga - Corrida nº. 9 do ensaio
com o óleo ISO VG 220 aditivado a 100%**



**FIGURA 4 - Picada de fadiga - Corrida nº. 3
do ensaio com o óleo base ISO VG 680**

Na Fig. 5 é possível ver um caso interessante (e que não foi único): a propagação da fenda de fadiga fez-se de tal modo que, após a separação da respectiva escama, apareceu um pequeno “pico” elevando-se do fundo do oco formado, resultante da confluência de planos de corte inclinados em relação à superfície da esfera.

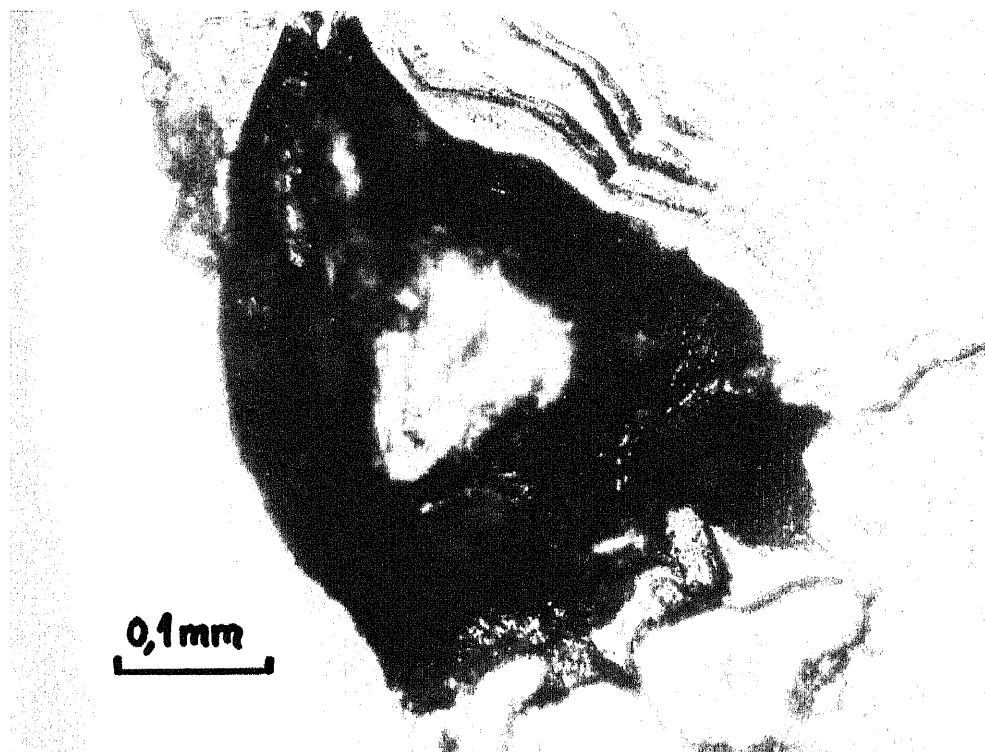


FIGURA 5 - Picada de fadiga - Corrida nº. 3
do ensaio com o óleo base ISO VG 68

Foi possível constatar que grande parte das fendas de fadiga se originam junto ao limite ou borda interior (polar) do rasto que se forma na esfera superior, por acomodação plástica do material. Este facto aparece referido, em artigos sobre o assunto [5], como sendo frequente. As Figuras 6, 7 e 8 são exemplos ilustrativos.

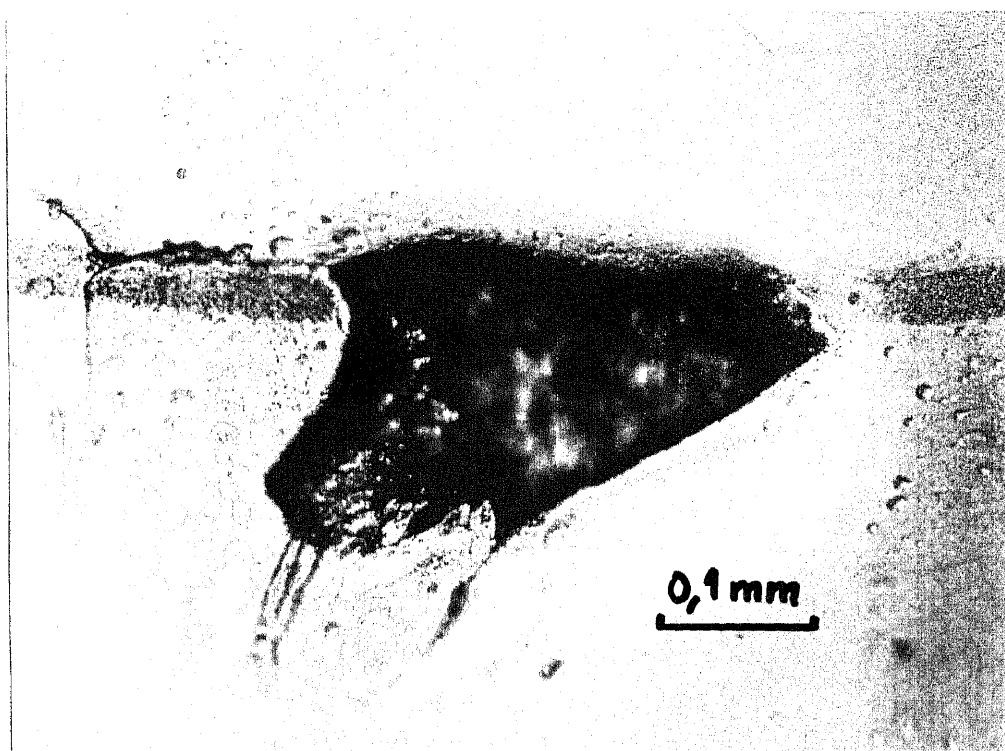


FIGURA 6 - Picada de fadiga - Corrida nº. 7
do ensaio com o óleo base ISO VG 220

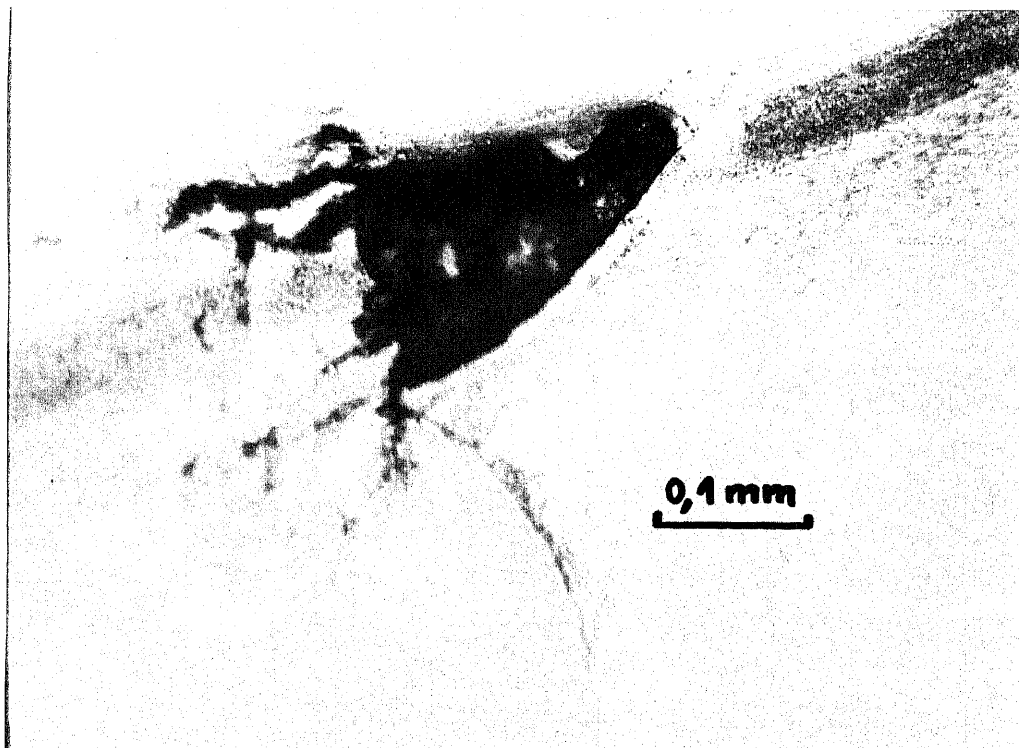


FIGURA 7 - Picada de fadiga - Corrida nº. 6
do ensaio com o óleo base ISO VG 68

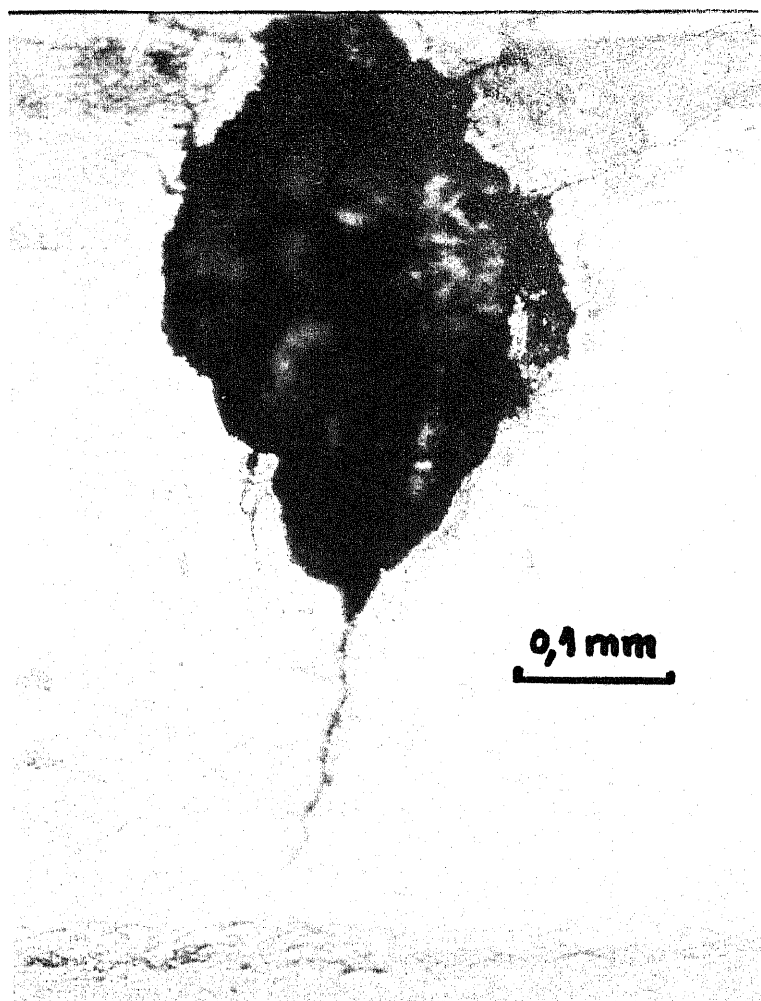
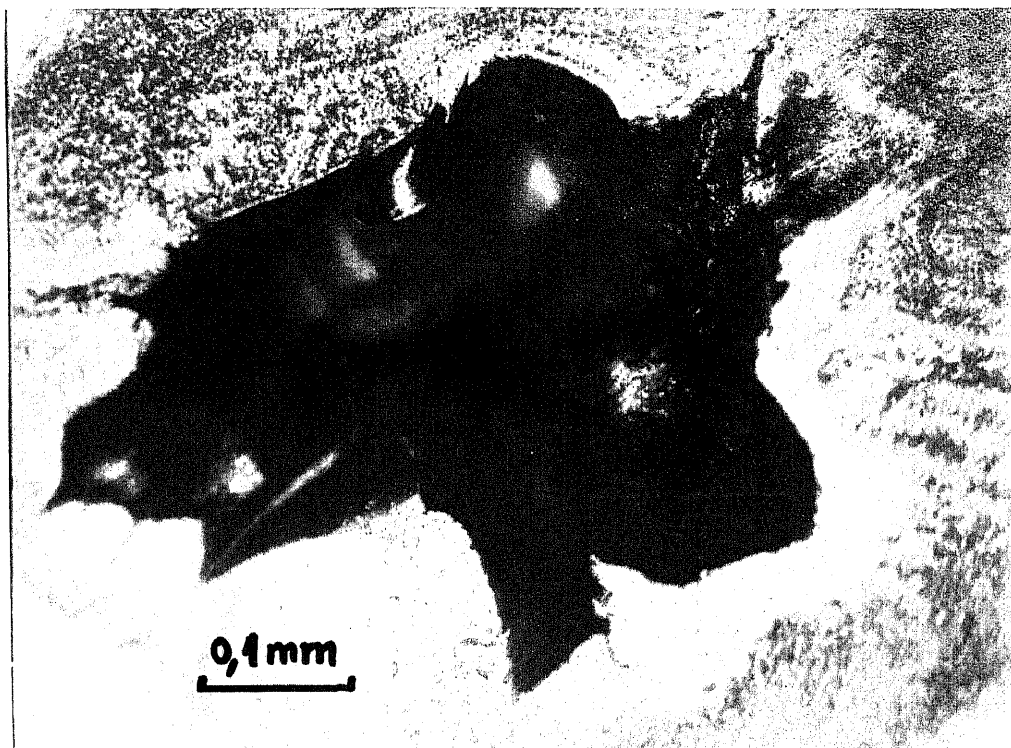


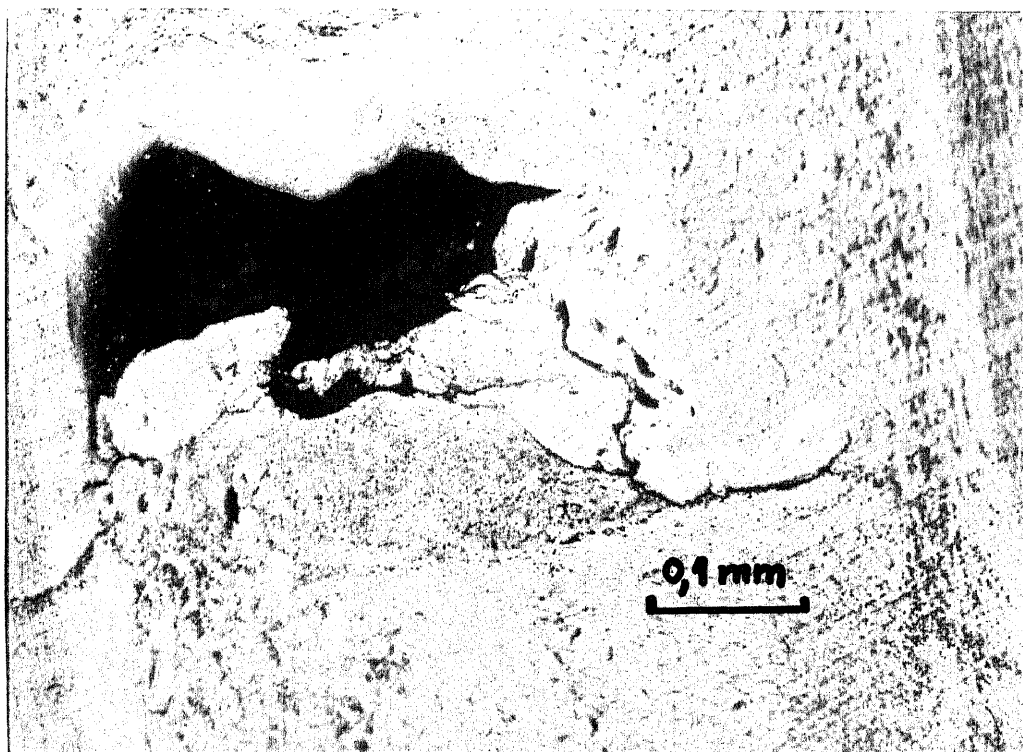
FIGURA 8 - Picada de fadiga - Corrida n°. 10
do ensaio com o óleo base ISO VG 68

No entanto, é também frequente o aparecimento de picadas de fadiga localizadas no meio do rasto ou caminho de rolamento (Fig. 9, 10 e 11).

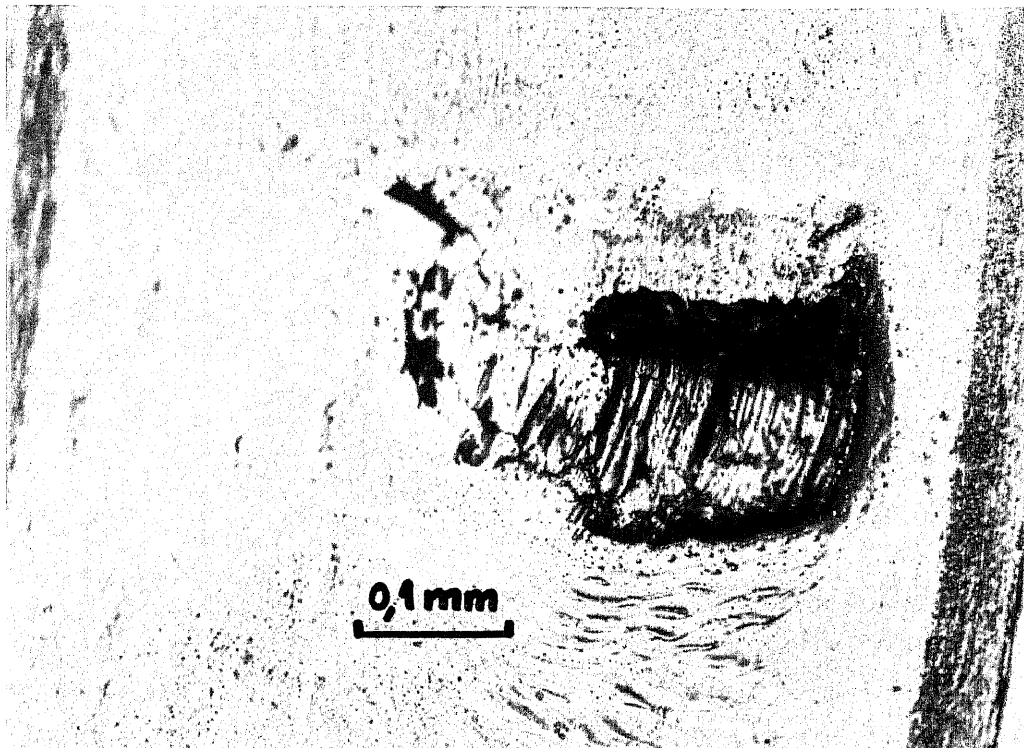
Circunstância muito menos frequente é a picada de fadiga aparecer localizada no limite ou borda exterior do rasto (Fig. 12).



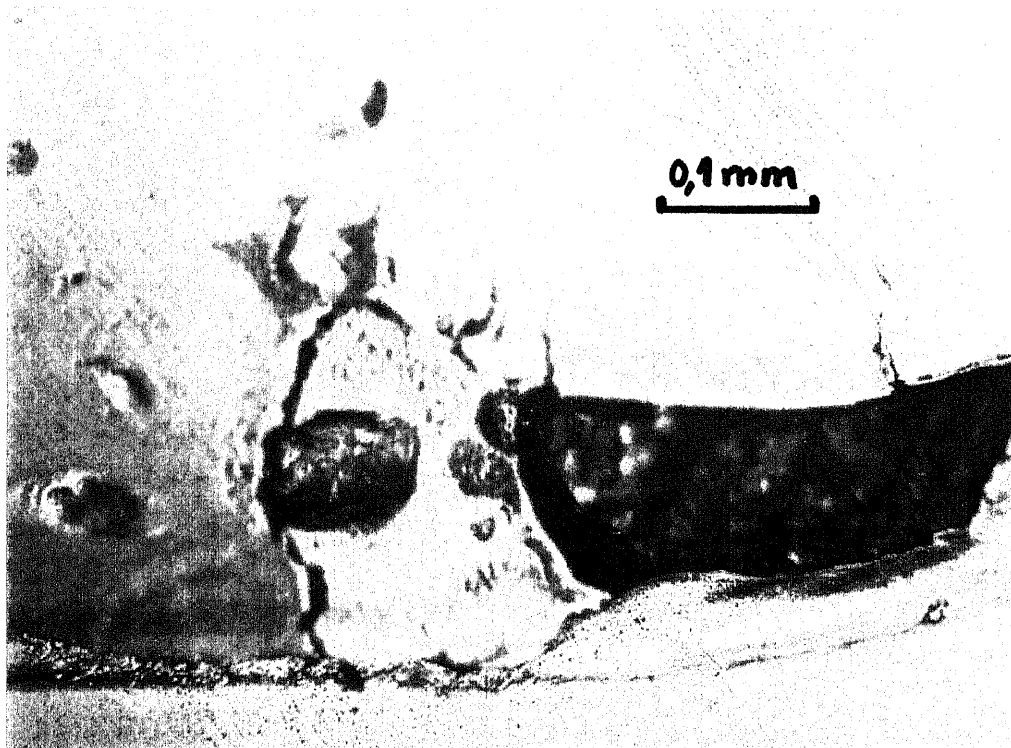
**FIGURA 9 - Picada de fadiga - Corrida nº. 3 do ensaio
com o óleo ISO VG 220 aditivado a 50%**



**FIGURA 10 - Picada de fadiga - Corrida nº. 10
do ensaio com o óleo base ISO VG 680**



**FIGURA 11 - Picada de fadiga - Corrida nº. 2
do ensaio com o óleo base ISO VG 220**



**FIGURA 12 - Picada de fadiga - Corrida nº. 7
do ensaio com o óleo base ISO VG 68**

2.3 INFLUÊNCIA DO LUBRIFICANTE NO PROCESSO DE FADIGA

Os efeitos do fluido lubrificante na fadiga de contacto de rolamento têm sido objecto de experimentação, nomeadamente através da utilização da máquina de quatro-esferas. Referiremos a seguir alguns dos resultados obtidos.

2.3.1 INFLUÊNCIA DO TIPO DE LUBRIFICANTE

Barwell e Scott [6], utilizando uma máquina de quatro-esferas modificada, concluíram que a natureza do lubrificante tem um efeito primordial na incidência do fenómeno de *pitting* em rolamentos de contacto, tendo encontrado na altura, em alguns fluidos lubrificantes não-inflamáveis, uma redução para cerca de 1/5 da vida à fadiga apresentada por um óleo mineral convencional.

Apesar das cargas usadas nos ensaios com a máquina de quatro-esferas excederem largamente as que são usadas em serviço (afim de encurtar o tempo de ensaio a uma escala razoável), Scott [7] concluiu que ensaios realizados em condições reais de serviço confirmaram os resultados obtidos com os ensaios acelerados.

Testes realizados com fluidos sintéticos levaram Parker [8] a concluir que os fluidos ensaiados tinham menor resistência à fadiga de contacto que óleos minerais de natureza parafínica.

Tokuda [9] concluiu que, além da viscosidade, também a natureza intrínseca do lubrificante tem importância significativa no aparecimento de *pitting* em ensaios acelerados de fadiga.

Ensaio de rolamento com óleos minerais de base revelaram que, com óleos minerais parafínicos se obtêm tempos de vida à fadiga mais longos que com óleos minerais nafténicos [10].

Cuervo [11], ensaiando óleos minerais e sintéticos na máquina de quatro-esferas, concluiu que o comportamento à fadiga dos óleos sintéticos pode ser melhor ou pior que os de origem mineral, consoante a natureza da família a que pertence o fluido sintético. Em relação aos óleos ensaiados, o aumento da resistência à fadiga em contactos de rolamento deu-se pela seguinte ordem: poliéster (menor vida à fadiga), poliglicol, mineral e polibuteno (maior vida à fadiga).

2.3.2 INFLUÊNCIA DA VISCOSIDADE

A viscosidade é uma das mais importantes propriedades de um lubrificante.

Barwell e Scott [6] afirmaram que, à temperatura ambiente, a viscosidade não é um factor dominante na fadiga de contacto, já que alguns lubrificantes de menor viscosidade apresentaram uma resistência à fadiga da mesma ordem de grandeza que outros fluidos de maior viscosidade. Todavia, com certos óleos minerais provenientes do mesmo *crude*, Scott [12] descobriu que existe uma tendência contínua no sentido do aumento da vida à fadiga com o aumento da viscosidade; os resultados sugeriram proporcionalidade com (**viscosidade**)^{0,3}. Apesar dos óleos procederem do mesmo *crude*, o índice de viscosidade decrescia com o aumento da viscosidade. Assim, o lubrificante com menor *índice de viscosidade* apresentava maior vida à fadiga, o que está de acordo com trabalhos de investigação mais recentes. Dado que um baixo índice de viscosidade é equivalente a um elevado coeficiente de piezo-viscosidade, a viscosidade em condições de pressão elevada pode ser mais importante no fenómeno de fadiga do que a viscosidade medida à temperatura ambiente. Poliglicóis também evidenciam um aumento da vida à fadiga com o aumento da viscosidade, enquanto que no caso de fluidos à base de silicones a vida à fadiga parece ser independente da viscosidade.

Scott [12] postulou que, quanto mais viscosos fossem os óleos de baixo índice de viscosidade, menos tendência teriam a se introduzir na fenda de fadiga no sentido de aumentar a sua propagação.

Baughman [13] considerou que a vida à fadiga parece estar relacionada com a viscosidade real verificada na região de altas pressões do contacto. Experiências desenvolvidas por Carter [14] e Anderson [15] com diversos óleos base levaram-nos a afirmar que a vida à fadiga cresce com valores crescentes do coeficiente de piezo-viscosidade. Determinaram também que a vida à fadiga com óleos minerais parafínicos cresce proporcionalmente à viscosidade elevada a uma potência de **0,2**, resultado similar ao que Scott encontrou e que atrás referimos.

Das experiências levadas a cabo com óleos minerais, concluiu Rounds[16] que óleos nafténicos de baixo índice de viscosidade mostram de maneira consistente uma melhor vida à fadiga que óleos parafínicos de alto índice de viscosidade, corroborando portanto os resultados de Barwell e Scott atrás referidos e os resultados posteriormente obtidos por estes autores, com éteres polifenílicos.

Cuervo [11] concluiu que o aumento de viscosidade conduz a um aumento da vida à fadiga entre óleos da mesma família. Acrescenta que encontrou correlação positiva entre a vida à fadiga e o coeficiente de piezo-viscosidade e, consequentemente, com a espessura de película de óleo.

2.3.3 INFLUÊNCIA DOS ADITIVOS

Os aditivos são substâncias que se adicionam aos lubrificantes com a finalidade de proporcionar ou reforçar uma propriedade desejada. Nomeadamente os aditivos EP (*Extrema Pressão*) são utilizados para impedir o contacto destrutivo entre superfícies metálicas com movimento relativo e submetidas a cargas elevadas.

Um estudo extensivo de aditivos [7] mostrou que a adição de quantidades convencionais de 1% de aditivos EP tais como fosfito dibutílico ou fosfato tricresílico não provocaram alterações significativas no tempo de vida à fadiga em ensaios de curta duração na máquina de quatro-esferas. Enxofre elementar e naftanato de chumbo pareceram aumentar a vida à fadiga. O aumento da concentração de aditivos EP altamente reactivos resulta num decréscimo da vida à fadiga mas aditivos menos reactivos, mesmo em elevadas concentrações, parecem ter pouco efeito.

Rounds [16] concluiu que a adição de compostos reactivos de cloro aos óleos minerais reduzem a vida à fadiga mas a adição de éteres polifenílicos clorados e silicone metilfenílico aumentam-na.

A produção de substâncias ácidas no seio de um óleo pode conduzir a uma redução na vida à fadiga. Fazendo uso da máquina de quatro-esferas, Mould e Silver [17] concluíram que, mesmo em pequenas concentrações, ácidos fortes tais como fosfato dibutílico e ácido dicloroacético produzem uma grande redução na vida à fadiga em contactos de rolamento. Todavia, só em grandes concentrações os ácidos fracos, tal como o ácido mirístico, provocam um efeito significativo de redução na vida à fadiga.

Cuervo [11] concluiu que o aditivo anti-desgaste dialquil-ditiofosfato de zinco (ZnDDP) aumenta notavelmente a vida à fadiga, principalmente quando a carga é elevada.

2.3.4 INFLUÊNCIA DO AMBIENTE

O ambiente desempenha um papel importante no fenómeno da fadiga [18]. Com efeito, a fadiga é um fenómeno de superfície e como a relação superfície/volume é elevada nos contactos de rolamento (dado que as zonas sob tensão circunscrevem-se praticamente às camadas superficiais ou muito próximas da superfície), é de esperar que o factor ambiente seja mais relevante no processo de *pitting* que nos processos de fadiga de origem não tribológica.

Um ambiente corrosivo pode afectar o comportamento à fadiga. Grunberg e Scott [19], numa máquina de quatro-esferas, mostraram que a presença de água em lubrificantes de óleos minerais pode acelerar o colapso por fadiga em contactos de rolamento, utilizando esferas de aço não inoxidável. Mesmo as pequenas quantidades de água que os óleos lubrificantes podem dissolver são prejudiciais.

Em muitas aplicações industriais não é possível impedir a contaminação com água mas os efeitos danosos da sua presença na fadiga de contacto podem ser combatidos com aditivos apropriados (álcoois, derivados de imidazolina).

Tem-se proposto a hipótese que a presença da água induz a difusão de hidrogénio nas superfícies sob tensões elevadas provocando fragilização pelo hidrogénio e acelerando a propagação da fenda de fadiga [19]. Circena e Szielet [20] sugeriram que a oxidação ácida durante o rolamento de contacto pode libertar hidrogénio devido a reacção electroquímica com o aço, assumindo a água o papel de meio condutor.

A degradação do óleo lubrificante causada pelas altas temperaturas verificadas nas zonas do contacto sujeitas a tensões elevadas leva ao aparecimento de substâncias ácidas que por sua vez provocam uma redução na vida à fadiga [17]. Rounds [21] demonstrou que a adição de ácido nafténico a um óleo base reduz a vida à fadiga de uma forma similar à que resulta da formação de ácidos durante a oxidação do óleo.

Verificou-se que a adição de um inibidor de oxidação em óleo nafténico de base resulta numa melhoria de desempenho equivalente ao de um óleo parafínico [10].

2.3.5 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA

O conhecimento dos efeitos da temperatura no fenómeno de fadiga é do maior interesse. O aumento de temperatura provoca redução na viscosidade do lubrificante e, em muitos casos, na vida à fadiga.

MacPherson [22] verificou que a temperatura superficial no contacto exerce uma poderosa influência no fenómeno de fadiga, pelo que estabeleceu a necessidade de realização de ensaios a diferentes temperaturas com o objectivo de avaliar as características resultantes da associação óleo/materiais dos corpos em contacto.

Otterbein [23] referiu que a vida à fadiga nos contactos de rolamento decresce uniformemente com o aumento de temperatura no intervalo 50-150 °C, utilizando um lubrificante do tipo diéster.

Silver [24] é de opinião que a temperatura global do óleo contido na pista de rolamento da máquina de quatro-esferas não é de importância crucial no fenómeno de *pitting* mas sim as temperaturas que efectivamente se verificam à superfície dos contactos. Tendo em conta a progressiva degradação do lubrificante durante o ensaio, este autor considera mais satisfatório o procedimento em que se recorre a um sistema de circulação do fluido.

Barwell [25] corrobora a opinião de que a temperatura global do óleo não representa a temperatura à superfície dos contactos, permanecendo a sua utilidade ao nível da determinação da espessura do filme lubrificante. Este autor utiliza a expressão “lubrificação limite” ao se referir ao regime de lubrificação que ocorre na máquina de quatro-esferas operando com uma carga de 600 kg e considera que, nessas condições, o estudo do comportamento químico do fluido junto às superfícies dos contactos é de interesse primordial, sendo em sua opinião um dos factores que afectam a vida à fadiga.

CAPÍTULO III

ANÁLISE EXPERIMENTAL

3.1 METODOLOGIA DE ENSAIO

3.1.1 MATERIAIS E EQUIPAMENTO UTILIZADOS

3.1.1.1 As Esferas

As esferas utilizadas nos ensaios foram fornecidas pela FAG e fabricadas de acordo com a norma DIN 5401 e ISO 3290, apresentando um grau de qualidade especificado pela norma ISO G28.

Em termos de composição são esferas de aço 100 Cr 6, com uma dureza Rockwell compreendida entre 58 e 66 HRC e rugosidade superficial $R_a = 0,05 \mu\text{m}$, segundo a norma DIN 4768.

No que respeita a dimensões, apresentam um diâmetro nominal de 12,7 mm (0,5 polegadas), com uma tolerância de medida e uma tolerância de forma iguais a 0,7 μm .

Além das características atrás enunciadas, apresentam ainda as seguintes propriedades de série:

- módulo de elasticidade $E = 207 \text{ GPa}$

- coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$

Estas esferas foram fornecidas em lotes de mil unidades, donde eram retiradas de forma aleatória.

3.1.1.2 Os óleos lubrificantes

Segundo Hamrock [26], os óleos lubrificantes podem ser divididos em óleos de origem mineral, ou **óleos minerais**, quando extraídos do petróleo, e óleos de origem animal ou vegetal, que designa por **óleos gordos**. Acrescenta que os óleos sintéticos são muitas vezes incluídos neste último grupo.

Por sua vez, Silva [27] considera nos óleos minerais, essencialmente constituídos por hidrocarbonetos, os seguintes grupos:

I - De base parafínica - contendo elevada quantidade de hidrocarbonetos parafínicos, que produzem ceras (parafínicas) e não contêm matéria asfáltica.

II - De base nafténica - contendo essencialmente substâncias nafténicas (de cadeia curta) e poucas ceras ou nenhuma, mas são ricos em matéria asfáltica.

No que respeita aos óleos sintéticos, Hamrock [26] refere como principais os seguintes: hidrocarbonetos sintéticos, ésteres orgânicos, poliglicóis, ésteres fosfatados, compostos de silicone, compostos de halogéneo.

No que respeita ao programa de ensaios e de acordo com os objectivos do trabalho definidos à partida, foram utilizados na primeira série três óleos base (não aditivados) de origem mineral e de base parafínica, com graus de viscosidade, respectivamente, ISO VG 68, ISO VG 220 e ISO VG 680, tendo na segunda série de ensaios sido utilizado um óleo aditivado, de grau de viscosidade ISO VG 220, o qual foi diluído com diversas percentagens de óleo base de idêntico grau de viscosidade.

As propriedades gerais dos óleos base usados nestes ensaios estão indicadas na Tabela 1.

TABELA 1

Propriedades de referência dos óleos base utilizados nos ensaios

Designação ISO	VG 68	VG 220	VG 680
Tipo	Parafínico		
Massa volúmica a 15°C (kg/dm ³)	0,888	0,900	0,921
Viscosidade a 40°C (cSt)	68	220	680
Viscosidade a 100°C (cSt)	8,9	23,3	36,0
Índice de viscosidade	100	90	86
Ponto de inflamação, (°C)	230	235	304

Quanto ao óleo comercial aditivado, contém um aditivo de *extrema pressão* (E.P.) à base de enxofre e fósforo, o qual demonstrou boas propriedades de extrema-pressão e anti-desgaste em ensaios anteriormente realizados [28].

Segundo Silva [29], os aditivos podem ser divididos em dois grupos:

- I - Os que modificam algumas características *físicas*, como a temperatura de escoamento (ponto de fluidez), a formação de espuma, o índice de viscosidade, etc.
- II - os que modificam características *químicas*, como os anti-oxidantes, anti-corrosivos e anti-ferrugem, aditivos EP, aditivos anti-desgaste, aditivos de reserva alcalina, etc.

Em particular, os aditivos E.P. e anti-desgaste foram desenvolvidos para aplicações mecânicas muito severas, destinando-se a evitar o contacto destrutivo entre superfícies metálicas em movimento relativo, quando submetidas a cargas elevadas. Para esse efeito, adicionam-se aos óleos compostos à base de enxofre, cloro e fósforo que, reagindo com o metal das superfícies, formam sulfuretos, cloretos ou fosfatos metálicos de baixa tensão de corte, exibindo um escoamento do tipo plástico.

Na Tabela 2 indicam-se alguns dos aditivos de extrema pressão e anti-desgaste habitualmente utilizados na produção de lubrificantes.

TABELA 2
Aditivos de extrema-pressão e anti-desgaste
utilizados na produção de lubrificantes

Nº.	ADITIVO	% EM PESO
1	Zinco-di-isopropilditiofosfato (i-C ₃ ZnDDP)	1,5
2	Zinco-di-n-octilditiofosfato (n-C ₈ ZnDDP)	1,0; 2,38
3	Chumbo-di-n-octilditiofosfato (n-C ₈ PbDDP)	1,0
4	Tricressilfosfato (TCP)	1,5
5	Hexacloretano	6,0; 4,0
6	Dibenzildissulfeto (DBDS)	2,0
7	Package nº. 7 de enxofre-fósforo	6,5; 0,3
8	Package nº. 8 de enxofre-fósforo	6,5; 0,3
9'	Package nº. 9 de enxofre-fósforo	3,0; 0,2; 3,9
10	Package nº. 10 de enxofre-fósforo	3,0
11	Package nº. 11 de enxofre-cloro-chumbo	6,0
12	Bissulfeto de molibdénio (MoS ₂)	0,5; 1,5
13	MoS ₂ + tricressilfosfato	0,5+1,0; 0,5+1,5

3.1.1.3 A Máquina de Quatro Esferas

A Máquina de Quatro Esferas que foi utilizada no programa de ensaios é designada por "Plint TE 82" e fabricada pela *Plint & Partners Lda.*

Trata-se de uma máquina que permite aferir, por comparação, determinadas capacidades tribológicas de lubrificantes da mesma espécie, através de métodos simples e relativamente breves.

A Fig. 14 mostra em primeiro plano uma vista da máquina de quatro-esferas utilizada no CETRIB e na Fig. 15 pode ver-se em primeiro plano a respectiva unidade de monitorização e controlo.

Entre as capacidades que nela podem ser testadas encontra-se a resistência às falhas por fadiga, resultantes da aplicação de cargas cíclicas normais aos pontos de contacto de superfícies em rolamento, cujos ensaios se efectuem em consonância com a norma IP 300/82 reproduzida no Anexo D.

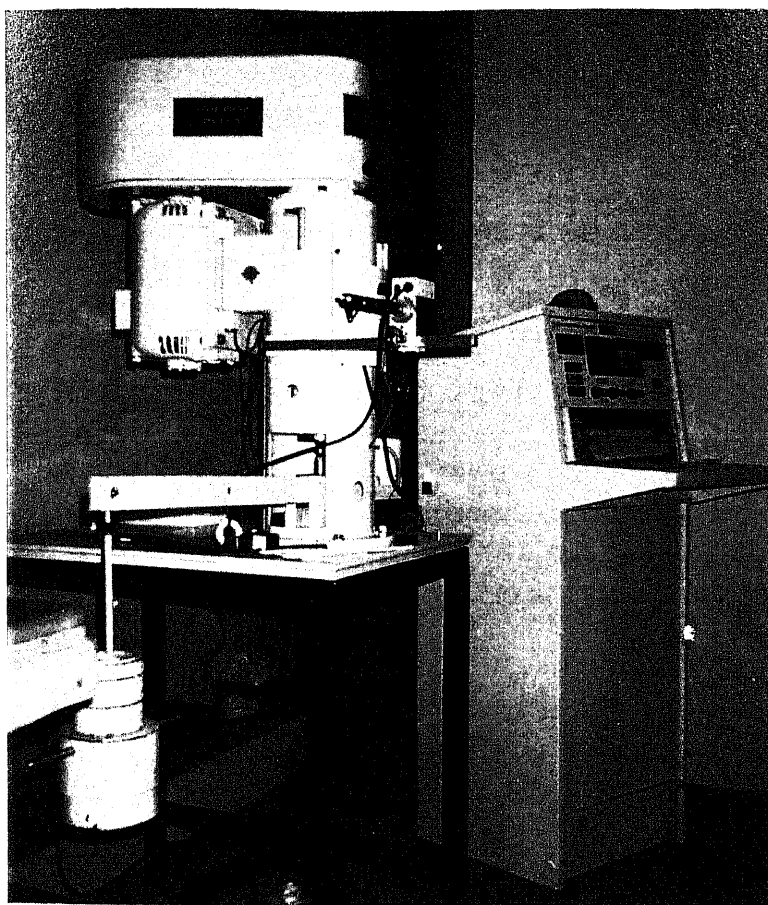


FIGURA 13 - (ao lado)
Máquina de Quatro-
-Esferas do CETRIB

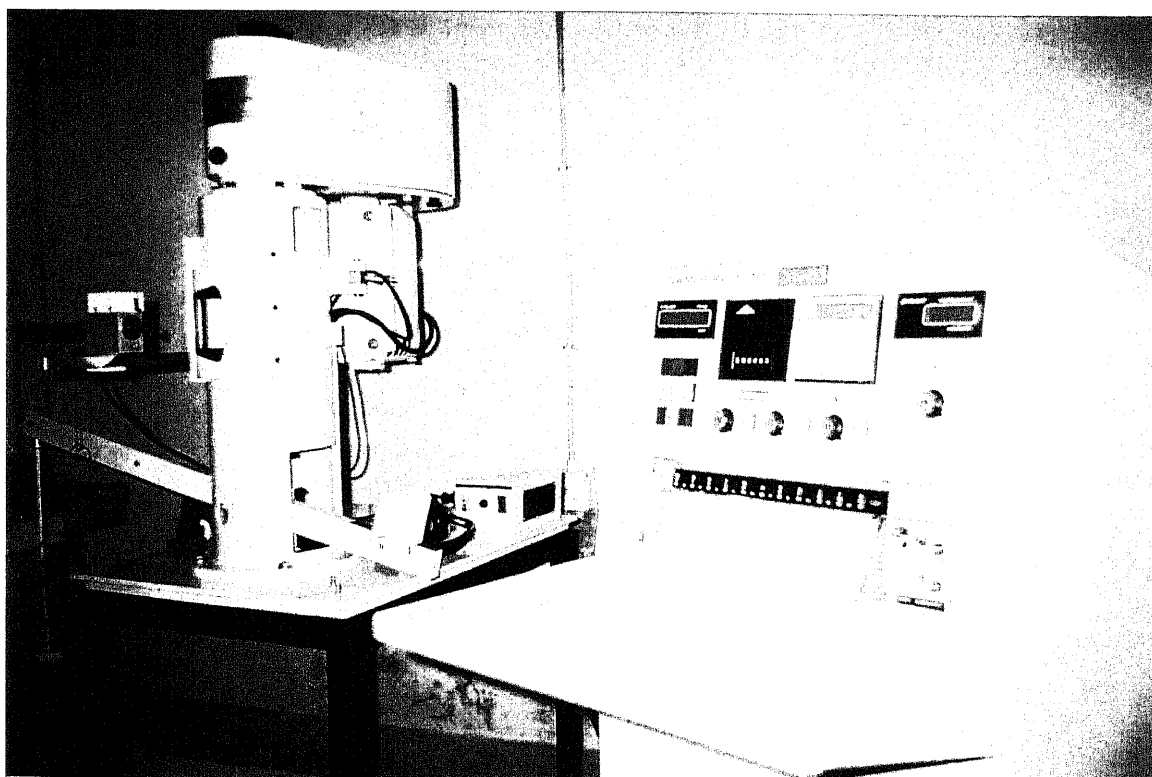


FIGURA 14 - (em baixo)
Unidade de Controlo
da Máquina de
Quatro-Esferas

Neste tipo de ensaios procura-se simular as condições de funcionamento que se verificam nos rolamentos de contacto angular. Para este efeito, a máquina dispõe de um veio motor vertical em cuja extremidade inferior é possível montar uma pinça que sujeita uma esfera de 12,7 mm de diâmetro, a *esfera superior*. Esta esfera superior é posta em contacto com três esferas similares que podem rodar livremente num recipiente em forma de taça e que será designado neste trabalho por *pista de rolamento* a qual, além destas três esferas, contém também o óleo lubrificante a ensaiar. Em cada ponto de contacto da esfera superior com as esferas inferiores exerce-se uma força normal que durante a rotação das esferas irá dar origem ao fenómeno de fadiga, pelas tensões cíclicas daí resultantes.

Quando a esfera superior completa uma rotação cada ponto da estreita faixa de contacto que se forma nesta esfera terá contactado três vezes com as esferas inferiores (uma vez em cada uma) o que conduz a uma maior fadiga e portanto maior probabilidade de *pitting* na esfera superior que numa qualquer das esferas inferiores. Aliás, embora o aparecimento de uma escama de fadiga em qualquer das esferas determine o final da corrida de ensaio, esta só será considerada válida se tal ocorrer na esfera superior.

Na Figura 8 está representado graficamente o conjunto das quatro esferas e pista de rolamento, de acordo com a norma IP 300, para a realização de ensaios de fadiga em contactos de rolamento.

A norma IP 300 institui uma velocidade de 1450 rot/min para a esfera superior e uma carga aplicada de 600 kg. Todavia, têm sido construídas máquinas de quatro esferas possibilitando velocidades de rotação superiores àquele valor, como aliás é o caso da máquina *Plint TE 82* utilizada, a qual pode atingir 20 000 rot/min no veio porta-esfera.

Este aumento de rotação permite adoptar menores cargas originando assim menores tensões de Hertz e maiores espessuras de filme lubrificante o que torna o fenómeno de fadiga reproduzido na máquina mais próximo e representativo das condições reais de funcionamento dos contactos de rolamento em regime EHL.

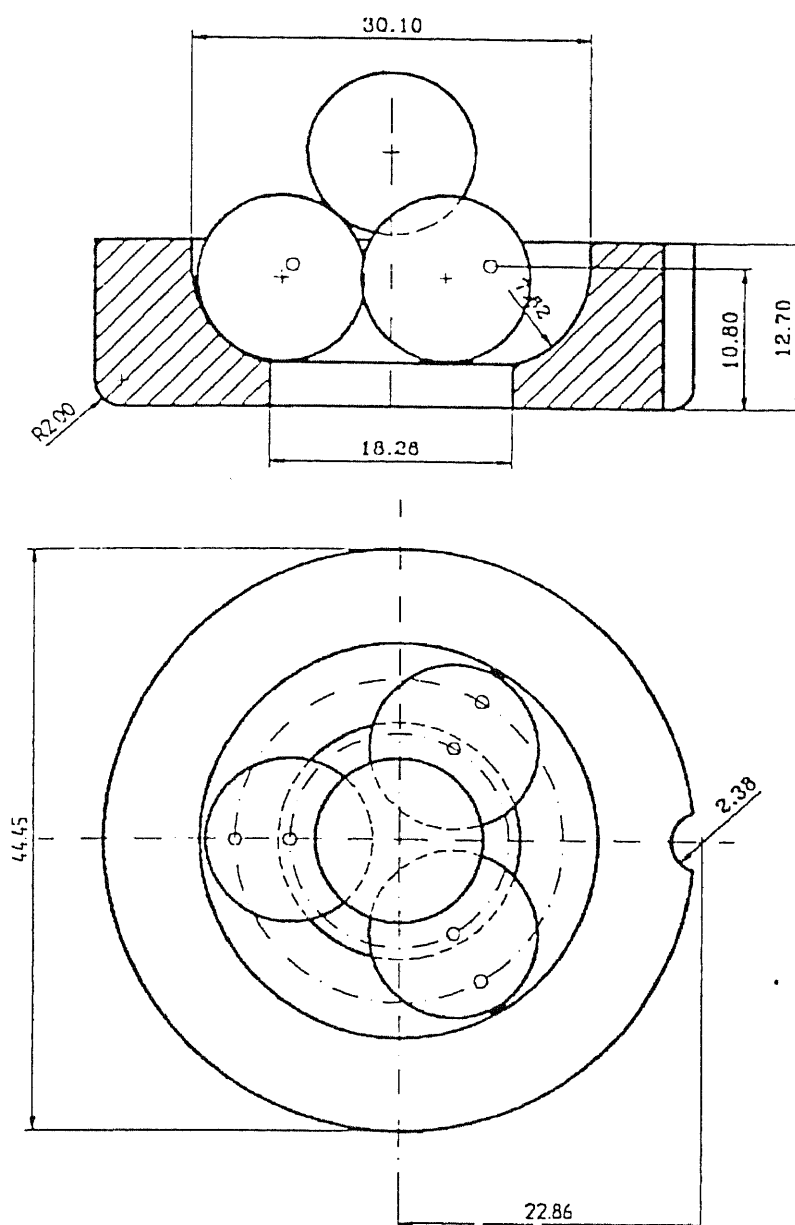


FIGURA 15 - Vista do conjunto esferas-pista de rolamento [30]

O ajustamento da rotação do motor é conseguido manualmente, através de um potenciômetro de controlo da velocidade do motor. A unidade de controlo está equipada com um conta-rotações que permite conhecer em cada instante o número de rotações do veio principal durante o ensaio.

Para aplicação da carga a máquina dispõe de um braço de alavanca no qual são colocados os pesos correspondentes à carga pretendida que, nesta máquina, pode atingir os 800 kg.

A temperatura do óleo pode ser medida em qualquer momento do ensaio mediante um termopar instalado no fundo do recipiente das esferas.

3.1.2 PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS

A norma IP 300 define três procedimentos possíveis relativamente ao ensaio de fadiga.

O procedimento A, que foi aquele que seguimos em todos os ensaios do programa, é designado por “ensaio à temperatura ambiente”. Todavia, o óleo atinge no final de cada corrida de ensaio uma temperatura relativamente elevada (o valor médio atingido no conjunto dos ensaios foi de 113 °C), originando o aquecimento da pista de rolamento. Embora se verifique o seu arrefecimento no intervalo de tempo que medeia entre o final de uma corrida e o início da seguinte (sobretudo por efeito da lavagem a que a pista é submetida com o dissolvente adequado), não é possível atingir por completo a temperatura ambiente excepto quando se dá início a uma série de corridas. Em consequência a primeira destas corridas acaba sempre por apresentar uma duração à fadiga bastante maior que as seguintes, o que nos levou a rejeitá-la sistematicamente. De resto, procurou-se que a temperatura inicial do óleo não diferisse muito de umas corridas para as outras (a média conseguida foi de 41 °C).

O procedimento B destina-se a ensaios a temperaturas elevadas, nos quais se realiza o aquecimento do óleo a uma temperatura determinada mediante uma resistência eléctrica.

Quanto ao procedimento C, que foi especialmente concebido para testar lubrificantes contendo água, é essencialmente caracterizado por permitir a circulação do fluido lubrificante a uma temperatura de 35 ± 5 °C. Para tal, a máquina deverá dispor de um sistema de circulação do fluido.

Foram seguidos todos os passos relativos ao procedimento adoptado (procedimento A), tal como constam da norma IP 300, bem como as instruções respeitantes à utilização da máquina.

Referimos agora os passos mais importantes desse procedimento:

1 - Antes do início de um ensaio mantém-se a máquina a funcionar sem carga durante pelo menos 15 minutos por forma a conseguir a sua estabilidade funcional.

2 - Lavam-se previamente quatro esferas, a pista de rolamento e a pinça que fixa a esfera superior, em benzina (hexano), deixando-se secar muito bem.

3 - Coloca-se a esfera superior na pinça de suporte e esta na extremidade inferior do veio motor.

4 - Introduz-se as esferas inferiores na pista de rolamento e enche-se o respectivo recipiente com cerca de 12 ml de óleo.

5 - Após a montagem na máquina dos dispositivos que contêm as esferas e feita a constatação do seu correcto acondicionamento, coloca-se no braço de alavanca uma carga inicial correspondente a 100 kg e aplica-se esta lentamente de forma a levar a esfera superior ao contacto com as esferas inferiores sem que se produzam deformações permanentes provocadas pelo choque da carga.

6 - Regista-se a temperatura inicial do óleo.

7 - Através da unidade de controlo faz-se o arranque do motor e eleva-se a rotação deste ao valor pretendido (10 000 rot/min).

8 - Colocam-se no braço de carga os pesos restantes até perfazer a carga total de 400 kg e activa-se desde logo o botão que dá início à contagem do tempo e das rotações realizadas pelo veio de suporte da esfera superior.

9 - Ajusta-se o sensor de vibração da máquina de maneira a que este efectue a paragem automática da máquina quando se produza um aumento da vibração devido ao aparecimento de uma “picada” provocada por fadiga. Essa paragem desliga também o cronómetro e o contador de rotações.

10 - Faz-se o registo da temperatura do óleo no momento em que se dá a paragem do motor, do tempo (duração à fadiga) e do número total de rotações.

11 - Remove-se a carga e desmontam-se os dispositivos que acondicionam as esferas.

12 - Após lavagem das esferas, inspecciona-se cuidadosamente a sua superfície, começando pela esfera superior, de forma a confirmar a existência de *pitting*.

13 - Embora a norma IP 300 dê como válida uma corrida em que se verifique *pitting* quer na esfera superior quer nalguma das esferas inferiores, considerámos apenas a primeira hipótese como susceptível de validar uma corrida de ensaio (aliás, não ocorreu o aparecimento de *pitting* em esferas inferiores durante o programa de ensaios). Se não se encontrar uma picada de fadiga em nenhuma das esferas este facto deve ser registado.

14 - Armazenam-se as esferas ensaiadas, incluindo as esferas inferiores as quais de modo algum devem ser reutilizadas, mesmo no caso de ter havido interrupção da corrida de ensaio por outras razões.

15 - Verifica-se o estado da superfície da pista de rolamento com uma lupa e, no caso de se encontrar indícios de picadas, procede-se à sua substituição.

16 - Repete-se a sequência de operações para uma nova corrida de ensaio.

3.2. PLANIFICAÇÃO DOS ENSAIOS

O programa de ensaio foi precedido por um período de realização de corridas para adaptação à máquina, ao mesmo tempo que se experimentaram algumas combinações **carga-velocidade de rotação**.

Assim, foram experimentadas as seguintes combinações:

I - carga de 600 kg a 1450 rot/min

II - carga de 500 kg a 10 000 rot/min

III - carga de 400 kg a 10 000 rot/min

IV - carga de 300 kg a 20 000 rot/min

Entretanto, procedeu-se ao cálculo da pressão máxima de Hertz, em função da carga aplicada, de acordo com o procedimento indicado no Anexo C.

Os resultados obtidos estão indicados na Tabela 3 da página seguinte.

TABELA 3

Pressões máximas de Hertz em função da carga aplicada

CARGA (kg)	300	400	500	600
PRESSÃO MÁXIMA (GPa)	6,91	7,61	8,20	8,71

As cargas de 600 kg e 500 kg conduzem de facto a tensões de Hertz elevadas, o que aumenta o risco de poderem verificar-se deformações plásticas na zona de pressão máxima.

Por outro lado, o ensaio com a carga de 300 kg e velocidade 20 000 rot/min, embora com menor tensão de Hertz, induz maiores vibrações na máquina, dada a velocidade de rotação extrema utilizada, o que fez com que uma boa parte das corridas preparatórias terminassem (por acção do sensor de vibração) sem que se tivesse produzido *pitting*.

Assim, optou-se pela combinação **400 kg / 10 000 rot/min**, por nos parecer adequada para os objectivos do trabalho, o que não invalida que se possam e devam experimentar outras combinações.

Por outro lado, constatou-se que o tempo de duração à fadiga é influenciado pela temperatura do óleo no momento em que se dá início à corrida, a qual por sua vez vai depender da temperatura a que se encontra a massa metálica constituída pela pista de rolamento e recipiente em que esta está contida. A capacidade calorífica desta massa metálica é relevante face à da pequena quantidade de óleo ensaiado (cerca de 12 ml).

Dado que não havia tempo nem condições para baixar a temperatura desta massa metálica, após cada corrida, de maneira a iniciar a corrida seguinte com o óleo à temperatura ambiente, optámos por não considerar, para efeitos de análise, o tempo obtido com o óleo à temperatura ambiente, realizando um arrefecimento tal (através da necessária lavagem em acetona e posterior secagem ao ar) que a temperatura do óleo se situasse no intervalo 40 ~ 45 °C.

Outro facto constatado durante a experimentação foi a pequena dispersão dos resultados de vida à fadiga.

A norma IP 300 refere que se devem fazer 24 corridas para completar um ensaio; todavia, alguns autores [30] apontam que, se não houver demasiada

dispersão nos valores obtidos, este número pode ser reduzido até 12 corridas, em ordem a poupar as pistas de rolamento, cuja degradação pode afectar os resultados.

Tendo-se tomado estas decisões e adquirido experiência no manejo da máquina de quatro esferas, demos então início ao programa de ensaio, que foi dividido em 2 partes:

- na primeira, foram ensaiados três óleos minerais da mesma família (base parafínica), de viscosidades ISO respectivamente iguais a VG 68, VG 220 e VG 680, por forma a verificar a influência da viscosidade no comportamento à fadiga e também para verificar a validade do processo de experimentação e respectivo tratamento de dados;

- na segunda, foi ensaiado um óleo base (ISO VG 220) misturado com percentagens crescentes de óleo de idêntica viscosidade mas contendo um aditivo à base de enxofre e fósforo, possuindo boas características de extrema-pressão e de anti-desgaste já comprovadas anteriormente, com o objectivo de verificar a influência desta aditivação na vida à fadiga em contactos de rolamento.

3.3 RESULTADOS DOS ENSAIOS

Os resultados obtidos nos ensaios estão reunidos em tabelas no Anexo A.

A variável que irá ser utilizada como base para análise e tratamento de dados é o tempo de vida à fadiga, L , registado pela unidade de controlo da máquina desde o momento em que se dá início à corrida de ensaio até ao aparecimento de uma “picada” de fadiga na esfera superior, circunstância que provoca o termo da corrida.

Também se registaram as temperaturas do óleo contido na pista de rolamento nos instantes inicial e final da corrida, no caso da temperatura inicial sobretudo com a finalidade de a manter dentro de estreitos limites e isolar assim os possíveis efeitos da sua variação.

3.4 ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS

3.4.1 INTRODUÇÃO

A leitura das tabelas de resultados permite-nos observar que, em cada ensaio, os tempos de duração à fadiga apresentam uma certa dispersão, cujo tratamento estatístico se fará de acordo com a *distribuição de Weibull*.

A distribuição de Weibull (ver Anexo E) é definida matematicamente pela expressão:

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t - \gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (1)$$

na qual $F(t)$ é uma função que representa a *probabilidade de o dispositivo ter uma paragem por avaria no instante t* , sendo função complementar da chamada

confiabilidade (probabilidade de o dispositivo continuar funcionando no instante t), que costuma ser indicada por $R(t)$.

Nesta forma mais geral a distribuição de Weibull é conhecida por *Lei dos três parâmetros*, que são precisamente β (*parâmetro de forma*, por vezes representado na expressão da lei por α), η (*vida característica*, parâmetro que é igual ao tempo necessário para que 63,2% duma população atinja o colapso) e finalmente γ (ou t_0), o qual é designado por *parâmetro de posição* e representa o ponto origem da distribuição.

Fazendo $\gamma = 0$ obtém-se a *Lei de Weibull a dois parâmetros*:

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta} \quad (2)$$

Vamos começar por fazer uma *análise de Weibull a dois parâmetros*, ou seja, consideraremos que $\gamma = 0$ prosseguindo, caso seja necessário, com uma *análise de Weibull a três parâmetros*.

3.4.2 ANÁLISE DE WEIBULL A DOIS PARÂMETROS

A determinação dos parâmetros de Weibull tem por objectivo ajustar a lei probabilística à distribuição estatística representada pelos resultados dos ensaios.

Para tal, começamos por organizar, para cada ensaio, os pares de pontos $M(F(i); t_i)$, em que $F(i)$ são as frequências acumuladas de falhas (aproximação à função contínua $F(t)$ a que atrás fizemos referência) e t_i são os tempos de falha do componente estudado, ou seja, os tempos de vida à fadiga obtidos nas corridas que compõem cada ensaio. Estes tempos são registados por ordem crescente, sendo i o número de ordem de cada registo.

Os sucessivos valores das frequências acumuladas $F(i)$ são calculados (ver Anexo) através de expressões que têm em conta o tamanho da amostra N

(número de componentes ensaiados). No presente caso, dado que cada amostra é constituída por 12 registos, será:

$$F(i) = \frac{i - 0,3}{N + 0,4} \quad (3)$$

Tendo-se determinado os valores de $F(i)$, é possível então construir, para cada ensaio, a respectiva tabela de contagem. Estas encontram-se coligidas no Anexo A.

Com base nos valores apresentados na tabela de contagem, pode então proceder-se à determinação dos parâmetros de Weibull, a qual pode ser realizada graficamente, utilizando para o efeito um gráfico funcional especial ou *Gráfico de Weibull*.

No caso de se adoptar este processo, começa-se por traçar os pontos $M [F(i); t_i]$ e procede-se depois ao traçado da respectiva recta de regressão, a denominada *recta de Weibull*, através da qual, seguindo o procedimento descrito em Anexo, se podem determinar os parâmetros de Weibull.

Outra forma de obter os referidos parâmetros é recorrer a programas de *software* especialmente concebido para análise e tratamento estatístico de dados segundo a lei de Weibull. Para o efeito servimo-nos do programa **WeibullSMITH** [31], com o qual podemos não só obter a representação gráfica dos pontos e da respectiva recta de regressão (recta de Weibull), como também os limites do intervalo de confiança adoptado (que foi de 95%), bem como os parâmetros β , η e r^2 , este último um parâmetro que é a forma quadrática da chamada **correlação**, o qual nos dá uma medida da boa ou má aproximação que a recta faz aos pontos marcados. Neste gráfico, n representa o número de *dispositivos* ensaiados (ou seja, é o número de *corridas* efectuadas) e s o número de dispositivos que apresentaram vida infinita.

Os gráficos revertidos pelo programa, a partir dos dados relativos aos ensaios com os óleos base, são apresentados nas Fig. 16, 17 e 18 das páginas seguintes.

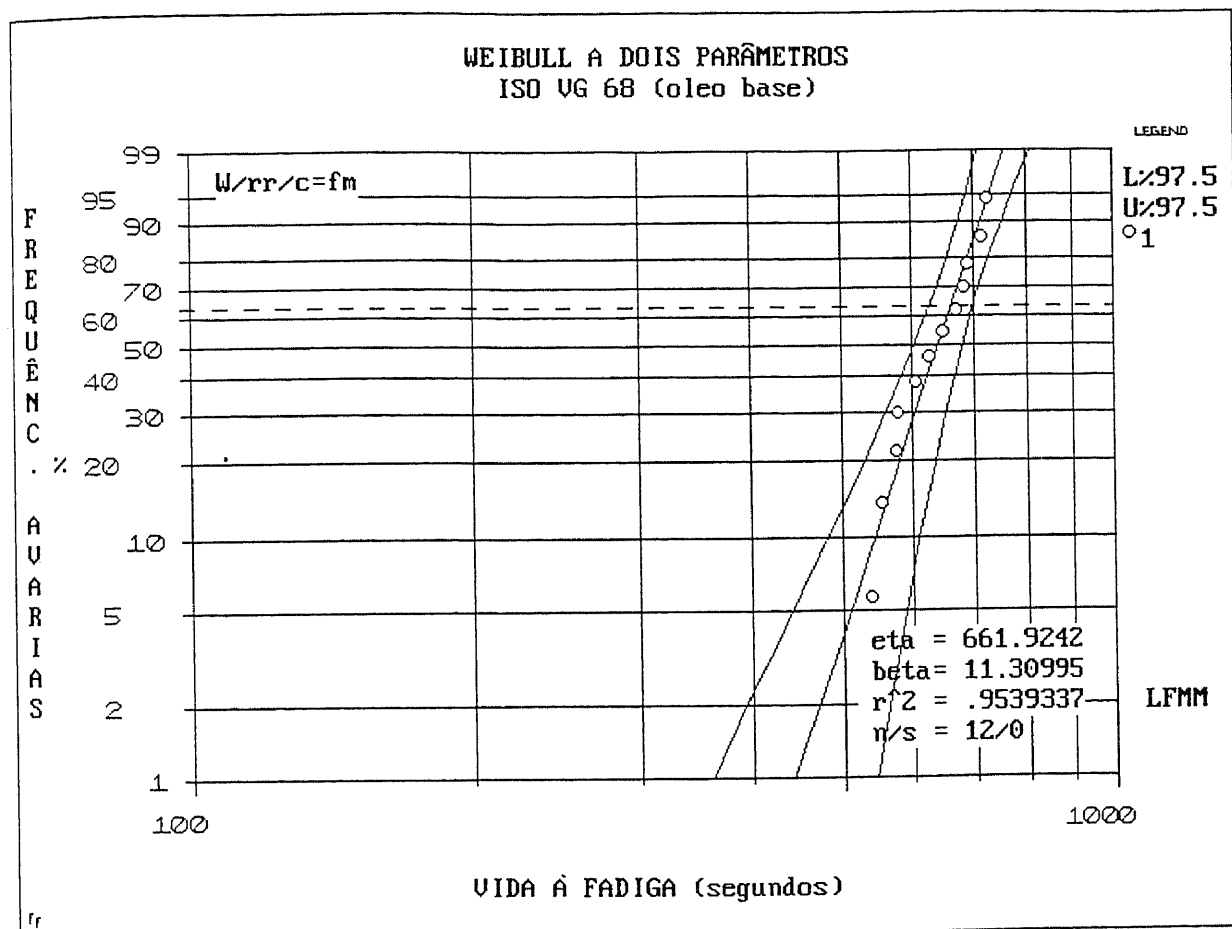


FIGURA 16 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 68

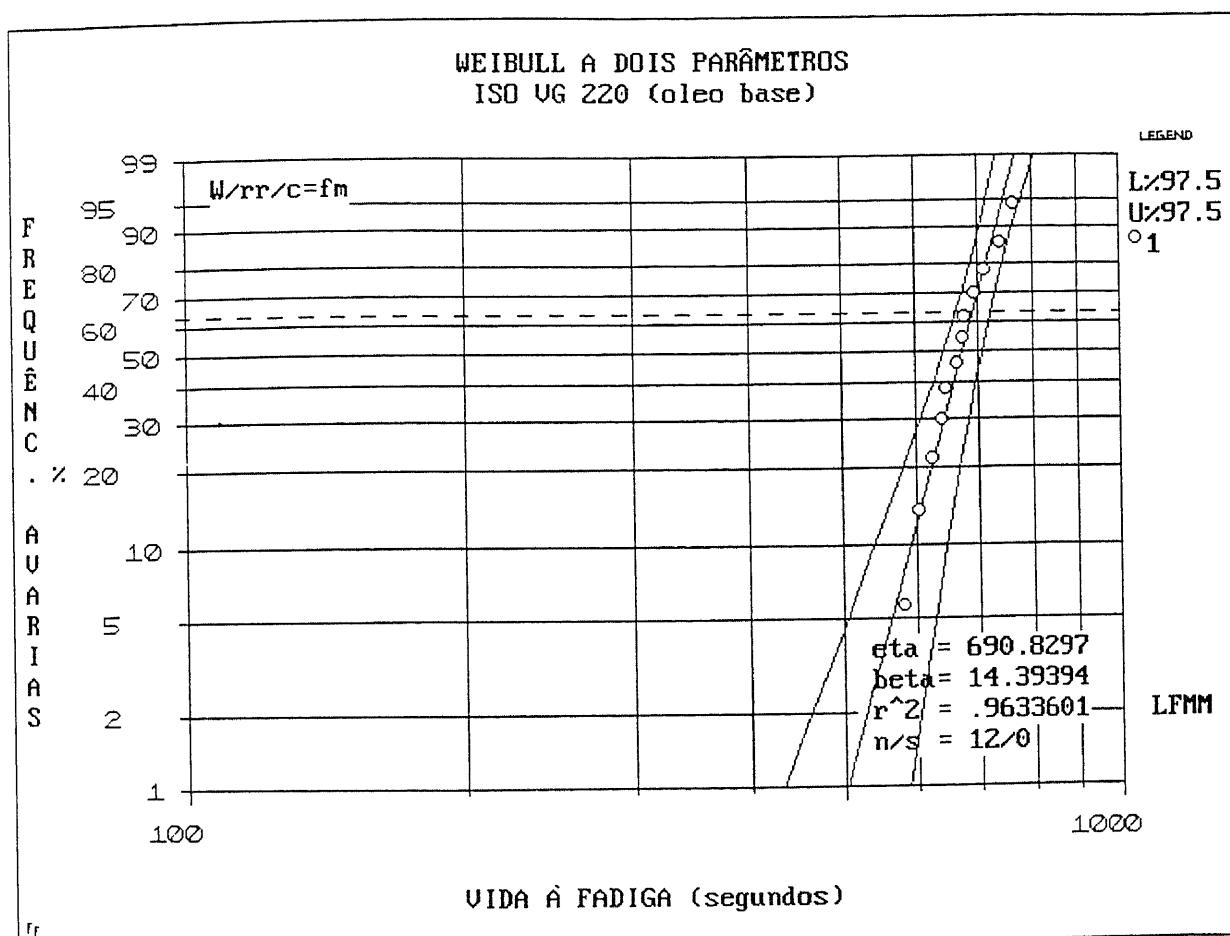


FIGURA 17 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 220

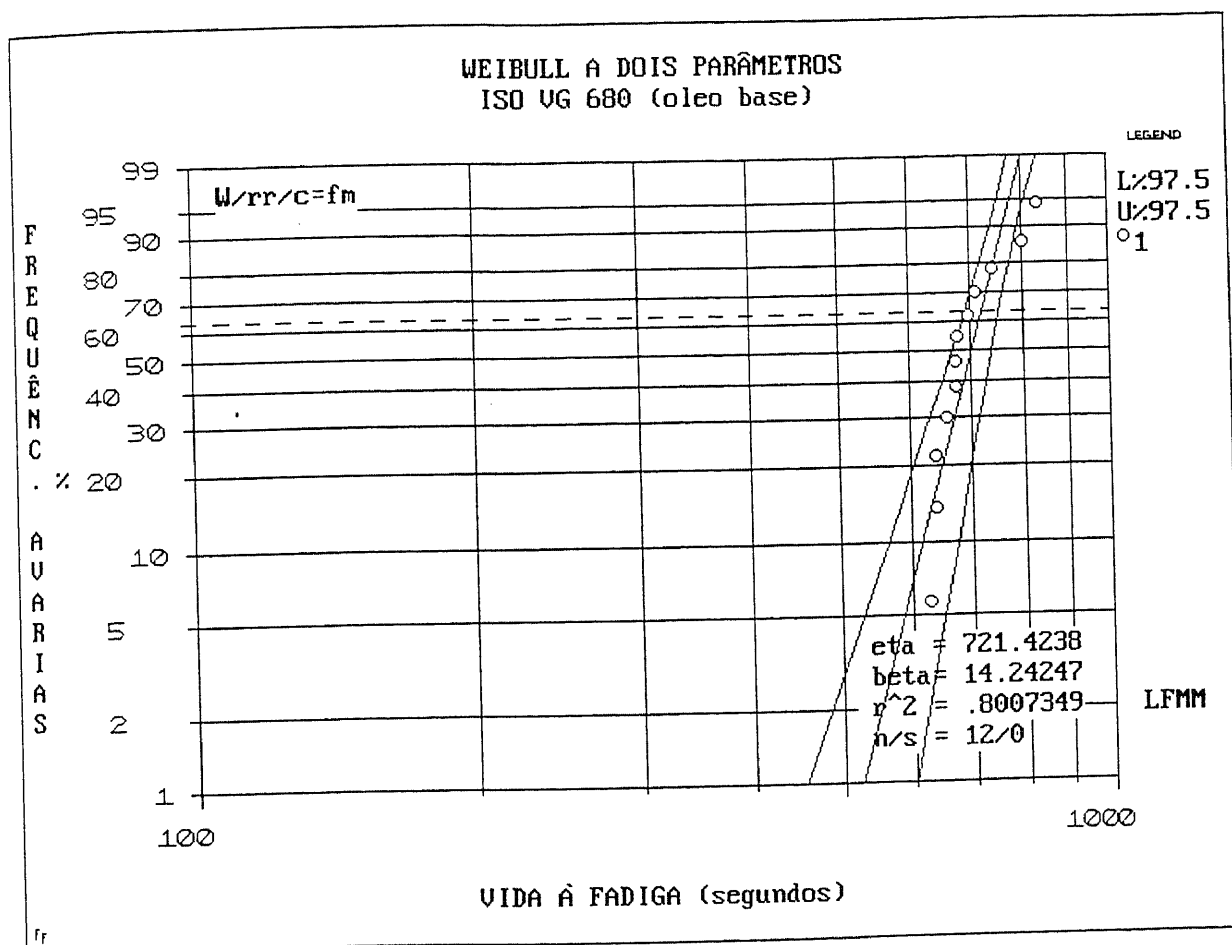


FIGURA 18 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 680

Também nos interessa obter L_{10} e L_{50} , que representam os valores de t correspondentes aos valores da função $F(t) = 10\%$ e $F(t) = 50\%$ (ou seja, representam a probabilidade de vida correspondente a uma sobrevivência de, respectivamente, 90% e 50% da população). Esses valores podem ser extraídos directamente do gráfico funcional de Weibull ou fornecidos pelo programa. Podem ainda ser determinados por via matemática, após serem conhecidos os parâmetros β e η , pois são os valores de t que correspondem respectivamente a uma *confiabilidade* $R(t) = 90\%$ e $R(t) = 50\%$. Ora, o nível de confiabilidade $R(t)$ no instante t é dado pela expressão:

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (4)$$

donde:

$$t = \gamma + \eta \left(\ln \frac{1}{R(t)} \right)^{1/\beta} \quad (5)$$

As expressões para o cálculo de L_{10} e L_{50} serão, neste caso (dado que $\gamma = 0$):

$$\text{Para } L_{10}: \quad t = \eta \left(\ln \frac{1}{0,9} \right)^{1/\beta} \quad (6)$$

$$\text{Para } L_{50}: \quad t = \eta \left(\ln \frac{1}{0,5} \right)^{1/\beta} \quad (7)$$

Os dados relativos aos ensaios com os óleos base podem finalmente ser apreciados na Tabela 4.

TABELA 4
Parâmetros relativos aos ensaios com os óleos base

TIPO DE ÓLEO	β	η	L_{10}	L_{50}	r^2
ISO VG 68	11,3	661,9	542,4	640,8	0,95
ISO VG 220	14,4	690,8	590,9	673,4	0,96
ISO VG 680	14,2	721,4	615,7	703,0	0,80

A análise e interpretação destes resultados permite concluir que a aproximação da recta de regressão (obtida segundo o método dos mínimos quadrados) aos pontos traçados no gráfico de Weibull é razoavelmente satisfatória no caso dos óleos base ISO VG 68 e ISO VG 220, mas já algo insuficiente no caso do óleo base ISO VG 680, atendendo ao valor $r^2 = 0,8$ o qual deveria estar mais próximo da unidade.

Nestas circunstâncias, é conveniente refinar a análise adoptando um procedimento que conduza à “linearização” da curva que liga os pontos por outro processo que não o dos mínimos quadrados. Isto implica fazer uma *análise de Weibull a três parâmetros*, ou seja, é necessário considerar que $\gamma \neq 0$ e, portanto, há que o determinar.

3.4.3 ANÁLISE DE WEIBULL A TRÊS PARÂMETROS

O parâmetro de posição γ (em unidades de tempo) é também chamado *parâmetro de mudança* ou *de localização*, pois representa um valor que, acrescentado ou retirado à abcissa de cada um dos pontos da amostra, translada-os de tal modo que a curva que os une se transforma numa linha recta (v. Anexo E).

Esta linearização pode ser feita através de tentativas (através de translação dos pontos por valores γ sucessivamente crescentes, até à linearização desejada) mas pode sê-lo também a partir da fórmula E-9 referida no Anexo E.

A questão reside portanto em traçar uma curva que se aproxime o mais fielmente possível da evolução dos pontos marcados no gráfico.

Também aqui poderíamos enveredar por um traçado da curva feito à mão livre (“a sentimento”) no próprio gráfico de Weibull e prosseguir com a determinação de γ através da fórmula E-9.

Dada a subjectividade deste método optámos por um processo de cálculo que consiste em aproximar ou adequar aos pontos uma curva definida por um polinómio o qual, após observarmos a forma como os pontos se distribuem no gráfico, decidimos ser do 2º. grau, por nos parecer que a aproximação alcançada será satisfatória e suficiente.

A curva será então da forma:

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 \quad (8)$$

Na aplicação deste processo considera-se que o erro reside na coordenada y , mantendo-se a coordenada x (v. Anexo F). Ora, como pretendemos manter os $F(i)$, vamos realizar uma mudança de eixos, de forma a que os erros ou desvios sejam atribuídos à coordenada t .

Será, portanto:

$x \equiv F_i$ (*Frequência acumulada*)

$y \equiv t_i$ (*tempo de falha ou seja, vida à fadiga da esfera ensaiada*)

Os coeficientes a_0 , a_1 e a_2 serão obtidos a partir do seguinte sistema de equações []:

$$\begin{cases} a_0 + a_1 \sum_{r=1}^m x_r + a_2 \sum_{r=1}^m x_r^2 = \sum_{r=1}^m y_r \\ a_0 \sum_{r=1}^m x_r + a_1 \sum_{r=1}^m x_r^2 + a_2 \sum_{r=1}^m x_r^3 = \sum_{r=1}^m x_r y_r \\ a_0 \sum_{r=1}^m x_r^2 + a_1 \sum_{r=1}^m x_r^3 + a_2 \sum_{r=1}^m x_r^4 = \sum_{r=1}^m x_r^2 y_r \end{cases} \quad (9)$$

no qual m é o número de pontos dados (igual ao número de corridas válidas) e x_r e y_r são as coordenadas efectivas dos pontos considerados.

A resolução do sistema de equações (9) é, sem dificuldades de maior, susceptível de ser realizada num programa tipo *folha de cálculo*, como por exemplo o *Excel*.

As equações obtidas para cada um dos ensaios com os óleos base estão contidas na Tabela 5 da página seguinte.

TABELA 5

Equações das curvas de aproximação aos resultados dos ensaios

TIPO DE ÓLEO	EQUAÇÃO
ISO VG 68	$t_i = 5,25 \cdot 10^2 + 2,19 F_i - 9,17 \cdot 10^{-5} \cdot F_i^2$
ISO VG 220	$t_i = 5,76 \cdot 10^2 + 1,83 F_i + 1,10 \cdot 10^{-4} \cdot F_i^2$
ISO VG 680	$t_i = 5,88 \cdot 10^2 + 2,14 F_i + 8,07 \cdot 10^{-4} \cdot F_i^2$

Com estas equações podemos obter os novos valores t_i , correspondentes às frequências acumuladas resultantes do número de corridas adoptado, marcar depois os pontos respectivos na gráfico de Weibull, desenhar (à mão) a curva que liga esses pontos e, finalmente, marcar os pontos A_1 , A_2 e A_3 para obtenção dos valores t_1 , t_2 e t_3 . Isso está exemplificado na Fig. E-4 do Anexo E.

Todavia, havendo conseguido a expressão matemática das curvas de aproximação aos resultados obtidos nos ensaios, basta entrar nessas expressões com as ordenadas dos pontos A_1 , A_2 e A_3 que, como atrás se viu, devem estar equidistantes (sob o ponto de vista gráfico) numa direcção paralela ao eixo das ordenadas.

Obtidos os valores t_1 , t_2 e t_3 ficamos em condições de *linearizar* as três curvas, subtraindo às abcissas dos pontos obtidos em cada ensaio, o respectivo valor de γ (já que existe convexidade e não concavidade).

A utilização do processo descrito em anexo conduz aos valores de γ que constam da Tabela 6.

TABELA 6

Valores do parâmetro γ para os três óleos base ensaiados

	ISO VG 68	ISO VG 220	ISO VG 680
γ	461,5	523,9	530,4

Por outro lado, com a introdução das novas coordenadas dos pontos no programa *WeibullSMITH*, obtemos novos gráficos e valores dos parâmetros que temos vindo a considerar, tal como mostram as Fig. 19, 20 e 21.

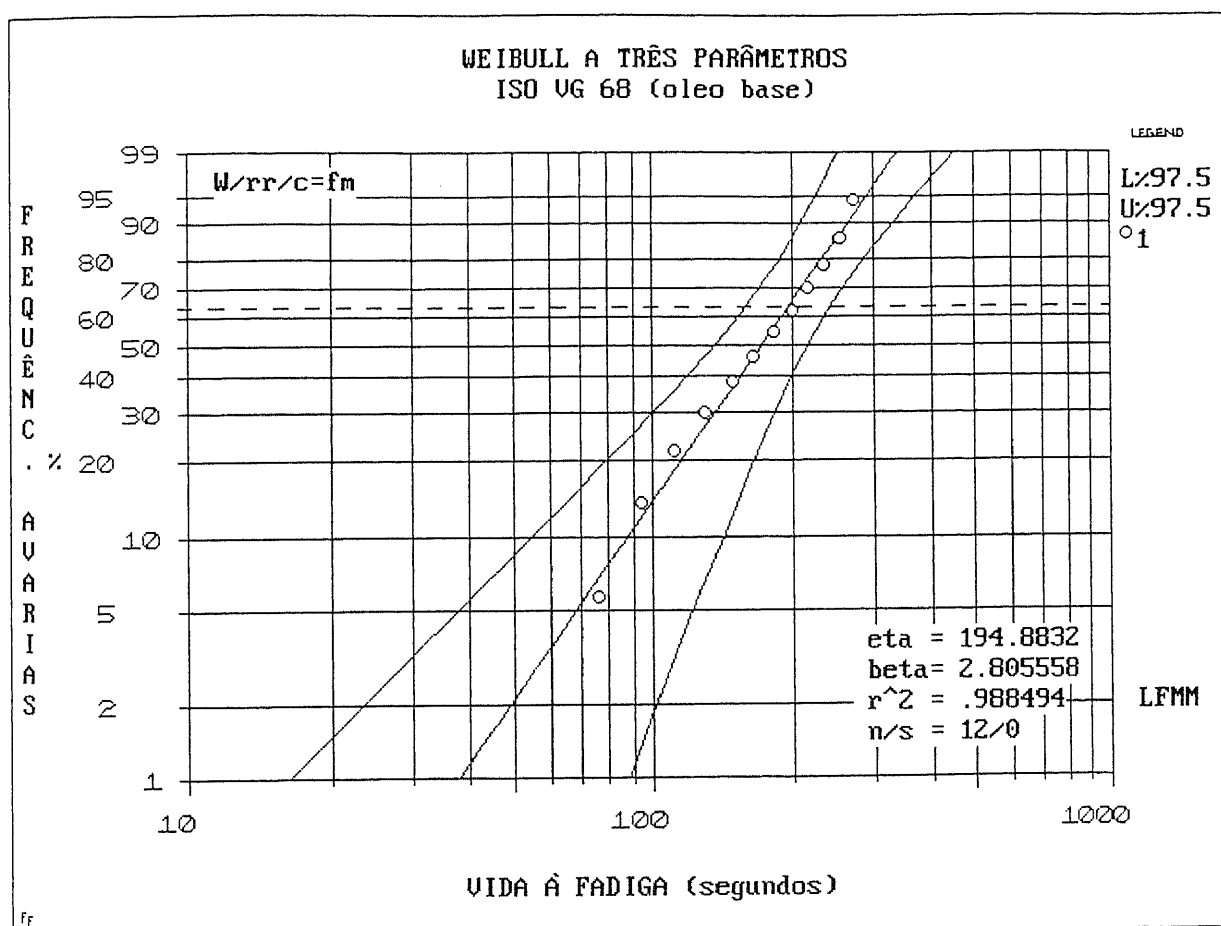


FIGURA 19 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 68, após linearização da curva representativa dos pontos

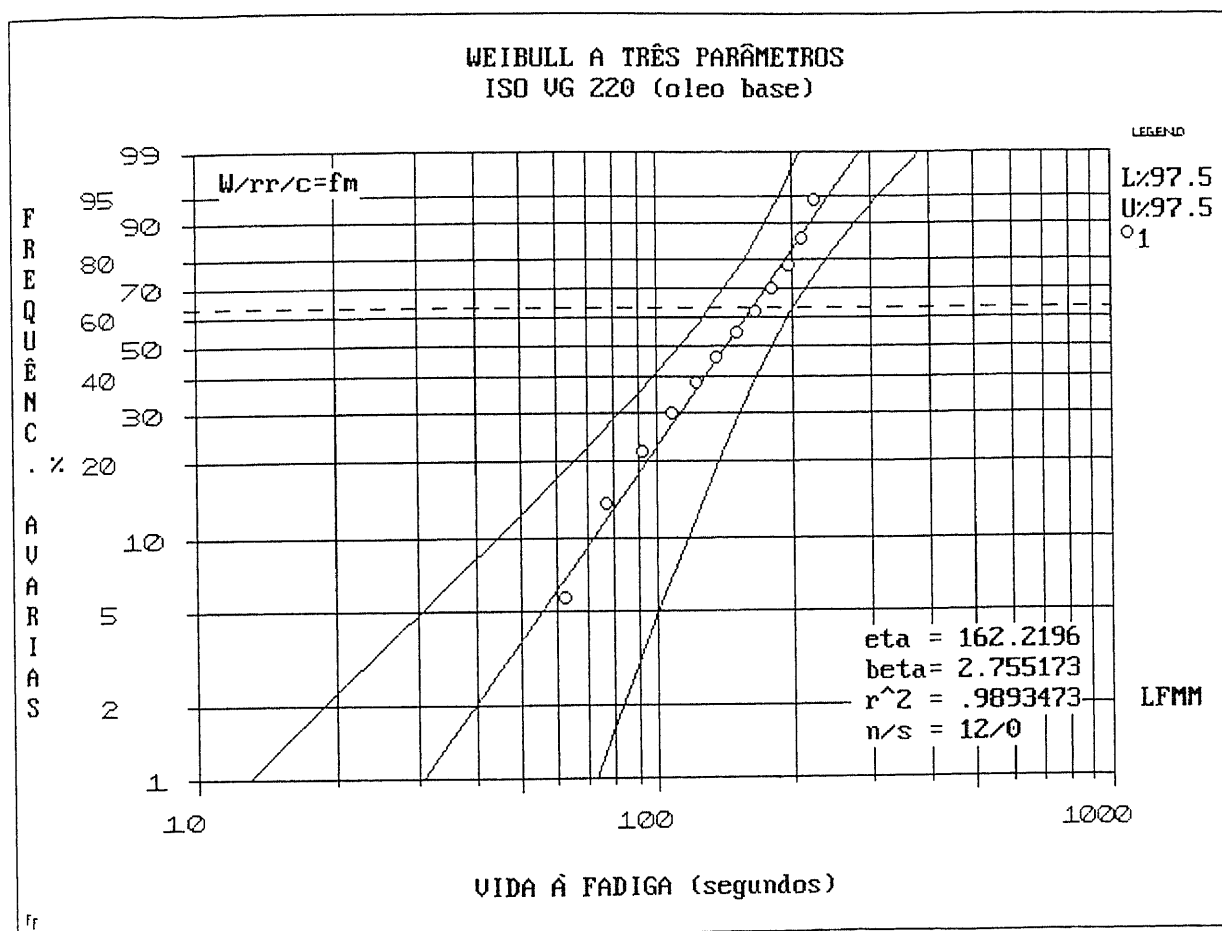


FIGURA 20 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 220, após linearização da curva representativa dos pontos

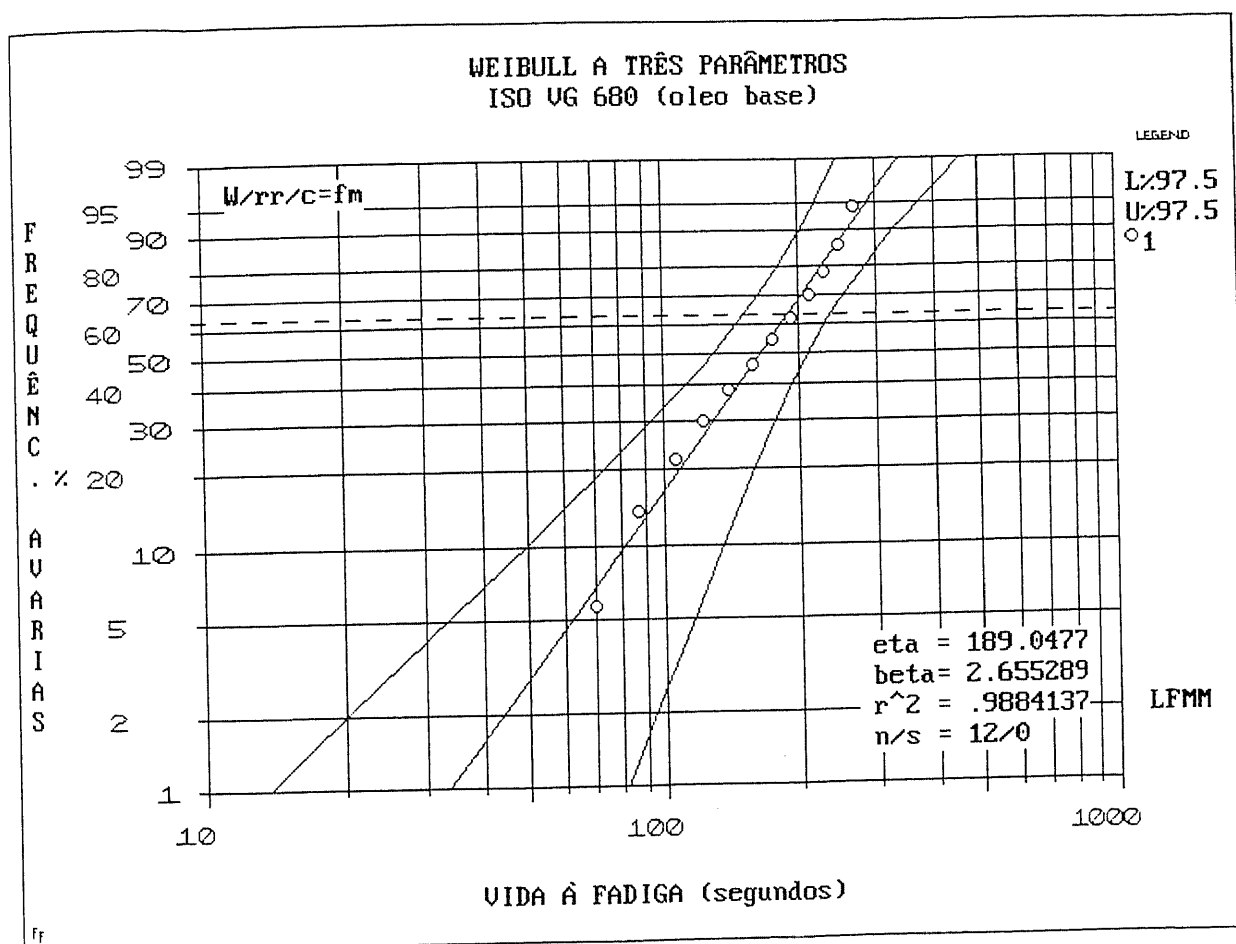


FIGURA 21 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo base ISO VG 680, após linearização da curva representativa dos pontos

Determinação de L_{10} e L_{50}

Para calcular L_{10} e L_{50} devemos utilizar as expressões (6) e (7) da página 49.

Os valores destes parâmetros, juntamente com os de β , η , γ e r^2 , estão finalmente reunidos na Tabela 7.

TABELA 7
Parâmetros relativos aos óleos base ensaiados

TIPO DE ÓLEO	β	η	γ	L_{10}	L_{50}	r^2
ISO VG 68	2,8	194,9	461,0	548,8	632,5	0,99
ISO VG 220	2,8	162,2	523,9	596,5	666,2	0,99
ISO VG 680	2,7	189,0	530,0	612,5	695,4	0,99

Podemos constatar que, com este processo de linearização, o índice de correlação r^2 se tornou quase igual à unidade, o que vem comprovar uma melhor aproximação da curva polinomial aos resultados obtidos nos ensaios.

Quanto aos valores de β , situam-se agora mais perto dos valores representativos de fenómenos de fadiga já que, segundo Monchy [32] estes fenómenos caracterizam-se tipicamente por valores de β tais que

$$1,5 < \beta < 2,5 \quad (10)$$

Entretanto, os valores que mais nos interessava analisar e interpretar eram os dos parâmetros L_{10} e L_{50} . Tal como já anteriormente tinha sucedido (ver Tabela 4 da Pág. 49), também os valores desses parâmetros estão consonantes com as conclusões da investigação teórica e experimental, segundo as quais o aumento da viscosidade, para fluidos lubrificantes da mesma família (como é o

caso dos três óleos base ensaiados) determina um aumento do tempo de vida à fadiga.

Concluída esta análise, iremos proceder de forma semelhante com os resultados obtidos nos ensaios com o óleo aditivado ISO VG 220.

Os ensaios com este óleo foram também realizados à temperatura ambiente, segundo o Procedimento A descrito na norma IP 300/82. As aditivações foram as seguintes:

- I - 25 % de óleo aditivado e 75 % de óleo base
- II - 50 % de óleo aditivado e 50 % de óleo base
- III - 75 % de óleo aditivado e 25 % de óleo base
- IV - 100 % de óleo aditivado

Os resultados dos 4 ensaios realizados e as respectivas tabelas de contagem estão indicados no Anexo A.

Os valores de γ , obtidos com o procedimento de linearização atrás referido (e descrito no Anexo E), são os seguintes:

TABELA 8
Valores do parâmetro γ para os óleos aditivados ensaiados

PERCENTAGEM DE ADITIVAÇÃO				
	25 % aditiv.	50 % aditiv.	75 % aditiv.	100 % aditiv.
γ	514,8	556,1	550,3	461,8

Os gráficos de Weibull, construídos com os valores de t já resultantes do processo de cálculo com vista à linearização da recta de regressão, estão representados nas Fig. 22, 23, 24 e 25.

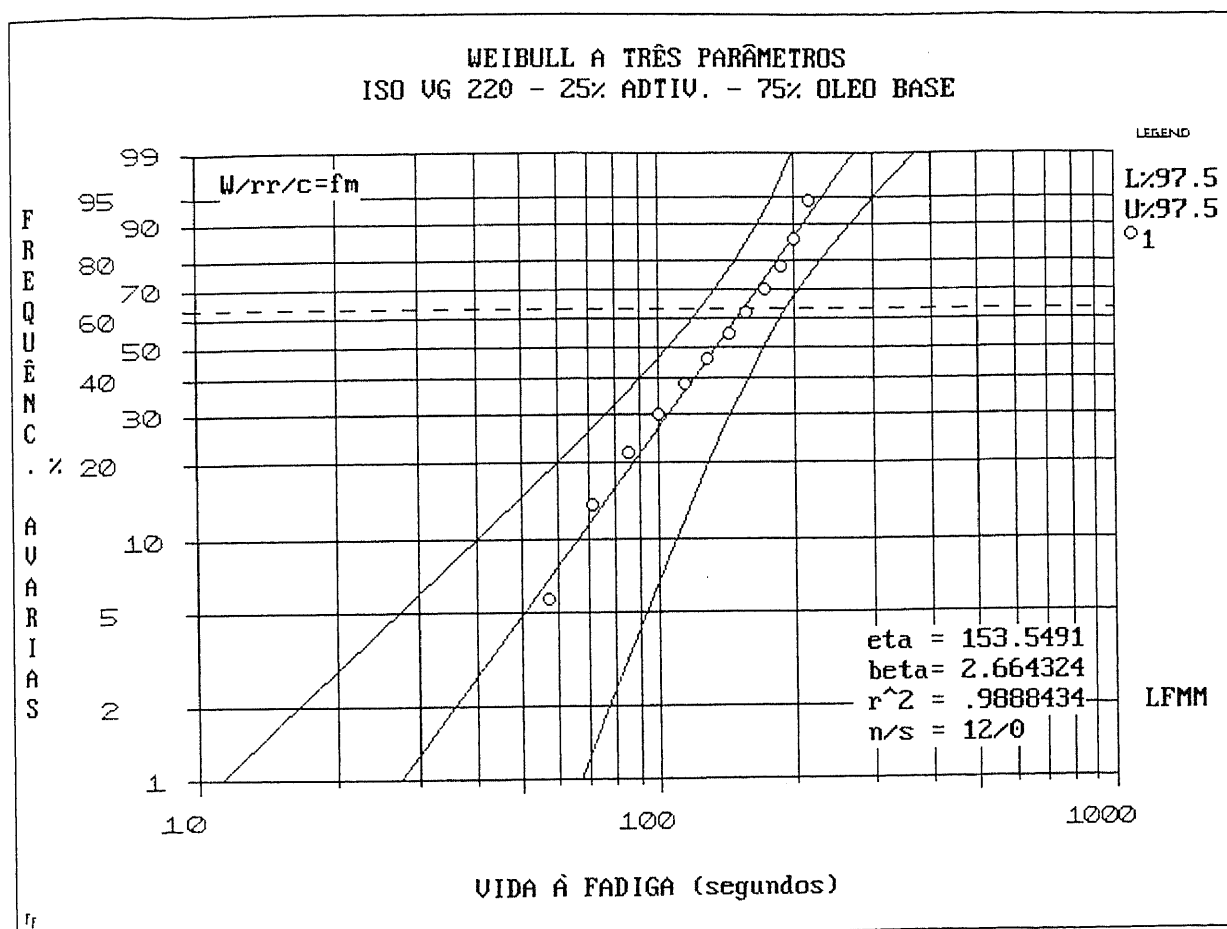


FIGURA 22 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 25%, após linearização da curva representativa dos pontos

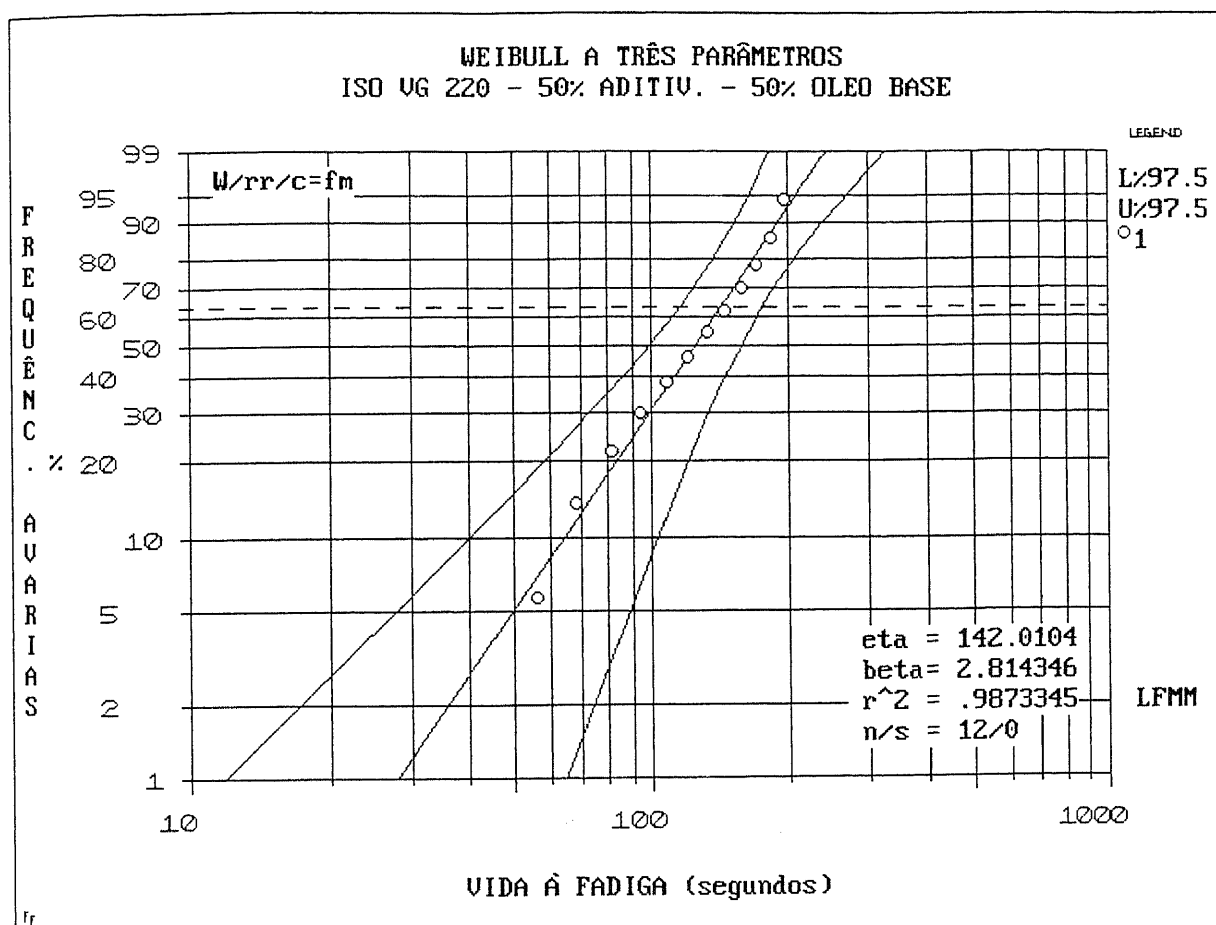


FIGURA 23 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 50%, após linearização da curva representativa dos pontos

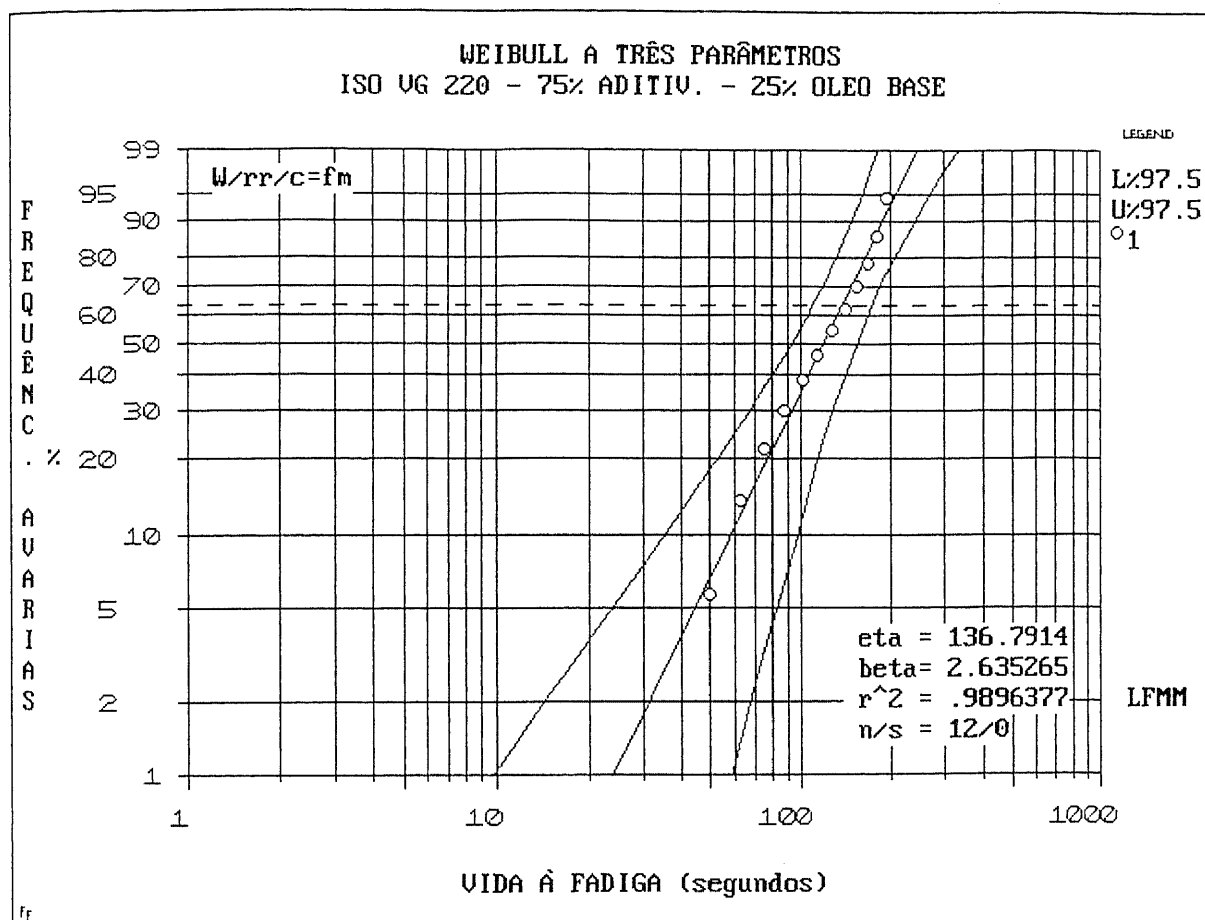


FIGURA 24 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 75%, após linearização da curva representativa dos pontos

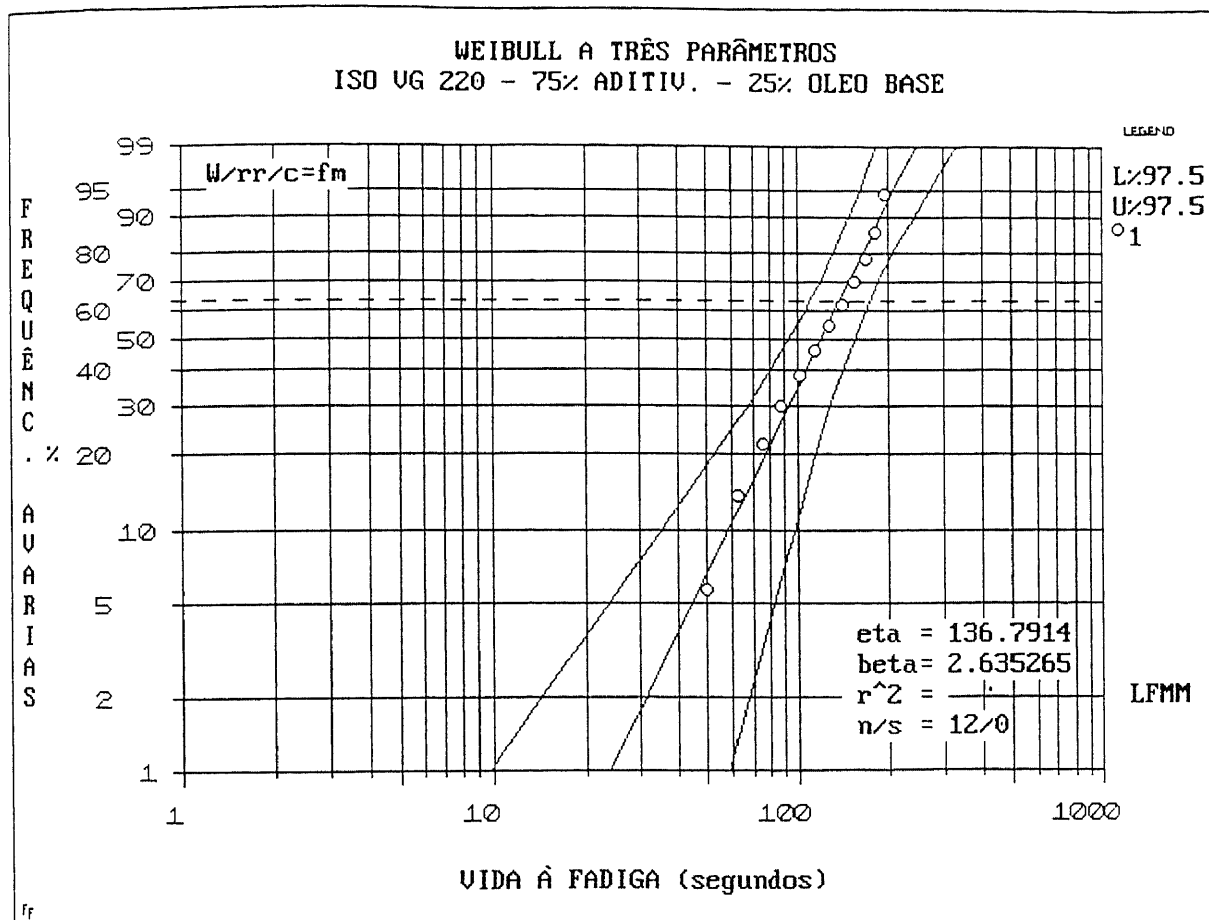


FIGURA 24 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 75%, após linearização da curva representativa dos pontos

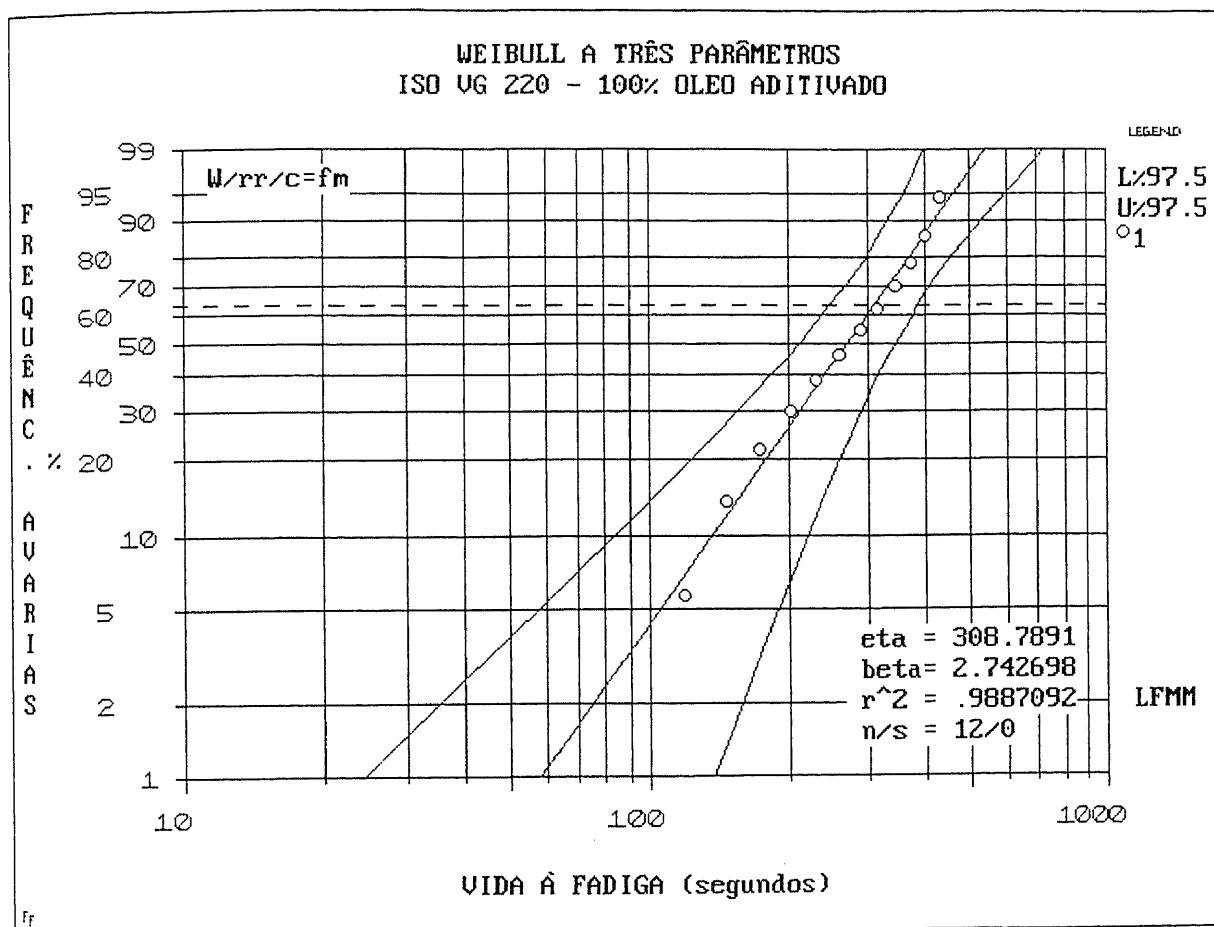


FIGURA 25 - Gráfico de WEIBULL relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 100%, após linearização da curva representativa dos pontos

Os resultados respeitantes aos ensaios com óleos aditivados estão reunidos na Tabela 9, na qual se incluíram também os que resultaram do ensaio com o óleo base de idêntico grau de viscosidade (ISO VG 220).

TABELA 9

Parâmetros relativos aos ensaios de óleos aditivados e não-aditivados, de grau de viscosidade ISO VG 220

	100% Óleo base	75% Óleo base, 25% Óleo aditivado	50% Óleo base, 50% Óleo aditivado	25% Óleo base, 75% Óleo aditivado	100% Óleo aditivado
L_{10}	596,5	581,5	619,7	607,9	596,0
L_{50}	666,2	648,8	680,7	669,1	731,4
β	2,8	2,7	2,8	2,6	2,7
η	162,2	153,5	142,0	136,8	308,8
γ	523,9	514,8	556,1	550,3	461,8
r^2	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99

3.5 CRÍTICAS AOS RESULTADOS

A principal crítica a fazer aos resultados obtidos reside na fraca dispersão dos valores da vida à fadiga, que poderá ser consequência de uma associação *carga-velocidade de rotação* pouco favorável. Oportunamente referiremos este aspecto, nas conclusões e propostas de trabalhos futuros.

CONCLUSÕES

1. CONCLUSÕES

As conclusões que o programa de experimentação nos permite estabelecer parecem então assumir duas linhas de orientação distinta.

No que respeita aos ensaios com os óleos base, os resultados inscrevem-se na tendência geral que vem sendo observada nos trabalhos de investigação no domínio da fadiga em contactos de rolamento, ou seja, a de que, *para a mesma família de lubrificantes*, um aumento da viscosidade traduz-se num aumento da vida à fadiga. De facto, esta tendência é observada em ambos os parâmetros de vida à fadiga, L_{10} e L_{50} .

Relativamente aos ensaios com óleos diluídos a diferentes percentagens do mesmo aditivo, os resultados erráticos que se verificaram, ora variando num sentido ora noutro, não permitem, na falta de elementos mais concludentes, assegurar que o aditivo em questão concorra para um aumento da vida à fadiga em contactos pontuais de rolamento, embora o mesmo aditivo se tenha revelado, em investigação anteriormente realizada [28], eficaz no aumento da resistência ao desgaste em contactos pontuais com escorregamento.

Para a incerteza da conclusão contribui a circunstância dos valores de vida à fadiga obtidos se encontrarem numa faixa relativamente pouco alargada, limitação já referida oportunamente.

Finalmente, é de referir o indício (mais do que uma conclusão no sentido do termo) de que, pelo menos para os óleos ensaiados, a temperatura do óleo no início das corridas de ensaio (que é a temperatura global do óleo contido no recipiente indicada pelo termopar) parece ter influência significativa no tempo de vida à fadiga. Essa circunstância não será provavelmente devido à temperatura global do óleo em si mesma, mas porque uma temperatura inicial mais elevada concorrerá para mais rapidamente se atingir, na zona de contacto, temperaturas capazes de desencadear o processo de degradação química do óleo, com a consequente redução da vida à fadiga. Naturalmente, a maior ou menor influência dessa temperatura inicial vai depender da maior ou menor susceptibilidade do fluido face à variação de temperatura.

Em todo o caso e, obviamente, desde que não se pretenda testar a influência da temperatura no comportamento à fadiga, será sempre prudente iniciar as corridas dos ensaios a temperaturas tão próximas umas das outras quanto possível, afim de se isolar a sua possível repercussão nos resultados, já que o isolamento de variáveis estranhas é uma regra fundamental de qualquer investigação experimental, seja qual for a área do conhecimento em que se realize.

2. PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

O programa experimental permite apontar para algumas linhas de actuação futuras.

A máquina de quatro-esferas, apesar de ter limitações, pode ser um instrumento eficaz na investigação do comportamento à fadiga de fluidos lubrificantes. Para tal, é imprescindível tomar consciência de tais limitações e adoptar, desde logo, procedimentos conducentes à obtenção de resultados fiáveis.

A primeira questão a ter em conta será a escolha do binómio carga-velocidade de rotação mais adequado aos objectivos a alcançar.

A norma IP 300/82 postula uma carga de 600 kg a uma velocidade de 1450 rpm, para realização dos ensaios de fadiga em contactos pontuais de rolamento. No entanto, alguns investigadores têm vindo a pôr em causa um valor de carga tão elevado, antes de mais, porque as pressões e tensões daí resultantes se afastam já dos valores que imperam em condições reais de funcionamento; e, por outro lado, porque tais valores podem levar a uma redução substancial da espessura de película lubrificante, daí resultando uma alteração das condições próprias de um regime de lubrificação elasto-hidrodinâmica. Além disso, podem verificar-se importantes deformações plásticas dos materiais no contacto.

A este respeito, a carga de 400 kg que foi utilizada nos ensaios tem indubitavelmente menos riscos e, em princípio, poderia ser mantida. Todavia, a associação desta carga com a velocidade de 10 000 rpm conduziu a valores baixos do tempo de vida à fadiga e a uma pequena dispersão desses valores, o que pode ser insuficiente para pôr em evidência as diferenças existentes entre as propriedades dos fluidos lubrificantes. Pensamos assim que haverá um caminho a percorrer no sentido de se encontrar valores de velocidade (ou de carga) susceptíveis de contornar esta limitação.

Por outro lado, um programa de experimentação com a máquina de quatro-esferas não deverá prescindir, sempre que possível, da complementaridade de ensaios com outro tipo de equipamento, nomeadamente a máquina de discos, reconhecida como sendo mais precisa na análise das características dos fluidos lubrificantes.

No que respeita à influência dos aditivos no comportamento à fadiga em contactos pontuais de rolamento, haverá naturalmente que continuar em busca de outros tipos de aditivos que concorram para um aumento efectivo da espessura de filme lubrificante nessas condições de funcionamento, tanto mais que, como é sabido (e pôde aliás constatar-se através das referências feitas a trabalhos de experimentação neste domínio), o processo de influência dos aditivos no comportamento à fadiga de óleos lubrificantes não está ainda suficientemente determinado sob um ponto de vista científico, apesar de haver já conhecimentos de base experimental que permitem apontar para possíveis linhas de investigação.

Por último, pensamos que seria importante fazer uma análise dos efeitos da temperatura na vida à fadiga, mediante a realização de ensaios, com o mesmo lubrificante e material das esferas, a diferentes temperaturas, por forma a se determinar também, com rigor, a dimensão real dessa influência, embora seja de encarar os resultados com alguma precaução, já que a máquina de quatro-esferas utilizada não permite conhecer com exactidão a temperatura desenvolvida no contacto, a qual deveria ser a grandeza a controlar (e não a temperatura global do óleo indicada pelo termopar).

REFERÊNCIAS

- [1] Moura Branco, C.A.G. - *"Mecânica dos Materiais"*, Fundação Calouste Gulbenkian, 1985, **pág.905**.
- [2] Scott, D. - *"Lubricants Effects on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review"*, in *"Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants"*, ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 10**.
- [3] Bartz, W.J., Kruger, V. - *"Test Method for evaluating the Influence of Lubricants and Lubricant Additives on Fatigue Failure of Quenched and Tempered Case-Hardened Spur Gears"*, in *"Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants"*, ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 168**.
- [4] Bartz, W.J., Kruger, V. - *"Test Method for evaluating the Influence of Lubricants and Lubricant Additives on Fatigue Failure of Quenched and Tempered Case-Hardened Spur Gears"*, in *"Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants"*, ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 162-163**.
- [5] Roylance, B.J. - *"Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants"*, ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 75**.
- [6] Barwell, F.T. e Scott, D. - *"Engineering (London)"*, **182**, 9-12 (1956); **citado por** Scott, D. - *"Lubricant Effects on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review"*, in *"Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants"*, ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.

- [7] Scott, D. - "*Proc. Conf. on Lubrication and Wear*", **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effets on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", in "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [8] Parker, R.J. - "*Proc. Symp. on Rolling Contact Fatigue*", **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effets on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", in "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [9] Tokuda, M. - "*Proc. Symp. on Rolling Contact Fatigue*", **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effets on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", in "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [10] Koved, I. - "*Trans. ASLE*" 9, 222-228 (1966), **citado in** "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág.6**.
- [11] Cuervo, D.G. - "*Influencia de Lubrificantes Minerales en el Fallo de Fatiga de Elementos en Contacto de Rodadura*" - Universidade de Oviedo, 1995, **pág.185-186**.
- [12] Scott, D. - "*The Effect of Lubricant Viscosity on Ball Bearing Fatigue Life*", **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effets on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", in "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [13] Baughman, R.A. - ASME paper nº. 58-A-235, 1958, **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effets on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", in "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [14] Carter, T.L. - "*A Study of some Factors affecting Rolling Contact Fatigue Life*", **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effets on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", in "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [15] Anderson, W.J., Carter, T.L. - "*Trans. ASLE*" 1, 266-272 (1958), **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effets on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", in "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [16] Rounds, F.G. - "*Trans. ASLE*" 5, 172 (1962), **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effets on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", in "*Rolling*

- Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [17] Mould, R.W., Silver, H.B. - "*Wear*" **31**, 295 (1975), **citado in** "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 7**.
- [18] Likhtmann, V.I., Rebinder, P.A., Kapenko, G.V. - "*Effect of a Surface Active Medium on the Process of Deformation of Solids*", Akad Nauk SSSR, Moscow (1954), **citado in** "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 7**.
- [19] Grunberg, L, Scott, D. - "*J. Inst. Petrol.*" **44**, 406-410 (1960), **citado in** "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 7**.
- [20] Circena, J.R., Szielet, H.J. - "*Wear*" **24**, 107 (1973), **citado in** "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 7**.
- [21] Rounds, F.G. - "*Trans. ASLE*" **93**, 236-245 (1971), **citado in** "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 7**.
- [22] MacPherson, P.B. - "*Proc. Symp. on Rolling Contact Fatigue*", **citado por** Scott, D. - "*Lubricant Effects on Rolling Contact Fatigue - a Brief Review*", **in** "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977.
- [23] Otterbein, M.E. - "*Trans. ASLE*" **1**, 33-39 (1958), **citado in** "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 7**.
- [24] Silver, H.B. - "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testins of Materials*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 42**.
- [25] Barwell, F.T. - "*Rolling Contact Fatigue - Performance Testing of Lubricants*", ISBN 0 85501 301 X, Institute of Petroleum, London, 1977, **pág. 42**.
- [26] Hamrock, B.J. - "*Fundamentals of Fluid Film Lubrication*" - ISBN 0-07-025956-9, International Editions 1994, **pág. 45-83..**

- [27] Silva, F.A. P. - "*Tribologia*" - Fundação Calouste Gulbenkian, 1985, **pág. 11.**
- [28] Martins, I.S. - "*Estudo das Características de Extrema-Pressão e de Desgaste de Óleos Lubrificantes Aditivados, ensaiados na Máquina de Quatro-Esferas*", Tese de Mestrado, FEUP, 1995, **pág. 80.**
- [29] Silva, F.A. P. - "*Tribologia*" - Fundação Calouste Gulbenkian, 1985, **pág. 25-27.**
- [30] Cuervo, D.G. - "*Influencia de Lubrificantes Minerales en el Fallo de Fatiga de Elementos en Contacto de Rodadura*" - Universidade de Oviedo, 1995.
- [31] Programa *WeibullSMITH*, Fulton Findings Inc., 1992.
- [32] Monchy, F. - "*A Função Manutenção*", Editora Durban, 1989.
- [33] Watson et al. - "Numerical Analysis - The Mathematics of Computing", Vol. 2; SBN 7131 2239 0, Page Bros. Ltd., 1969, **pág.143.**

ANEXOS

ANEXO

A

TABELAS DE RESULTADOS DOS ENSAIOS

Este anexo contém os resultados em bruto dos ensaios realizados (Tabelas A-1 a A-7) e as tabelas de contagem, com os resultados ordenados segundo a densidade de probabilidade acumulada (Tabelas A-8 a A-14).

TABELA A-1**Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, com óleo base ISO VG 68***Carga: 400 kg**Velocidade do motor: 10 000 rpm**Ensaio realizado à temperatura ambiente*

Corrida n°.	L (s)	T _i (°C)	T _f (°C)
1	671	41	112
2	685	42	113
3	649	41	110
4	726	40	113
5	607	43	111
6	576	45	109
7	553	44	109
8	691	43	112
9	537	44	106
10	715	44	114
11	627	45	112
12	579	46	107

TABELA A-2**Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, com óleo base ISO VG 220***Carga: 400 kg**Velocidade do motor: 10 000 rpm**Ensaio realizado à temperatura ambiente*

Corrida n°.	L (s)	T_i (°C)	T_f (°C)
1	1474	24	120
2	666	41	115
3	763	40	115
4	709	41	115
5	695	40	114
6	676	41	114
7	638	42	114
8	644	40	113
9	581	40	112
10	739	40	114
11	604	42	114
12	625	40	114
13	674	40	115

TABELA A-3**Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, com óleo base ISO VG 680***Carga: 400 kg**Velocidade do motor: 10 000 rpm**Ensaio realizado à temperatura ambiente*

Corrida nº.	L (s)	T _i (°C)	T _f (°C)
1	1213	25	113
2	710	39	112
3	831	38	114
4	675	38	110
5	640	39	110
6	659	40	112
7	801	38	114
8	638	38	112
9	697	39	113
10	742	38	113
11	627	38	111
12	674	37	109
13	678	39	112

TABELA A-4

**Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, de mistura de óleo base
ISO VG 220 (75%) com óleo aditivado ISO VG 220 (25%)**

Carga: 400 kg

Velocidade do motor: 10 000 rpm

Ensaio realizado à temperatura ambiente

Corrida nº.	L (s)	T _i (°C)	T _f (°C)
1	767	44	112
2	662	42	115
3	635	41	113
4	723	42	113
5	644	45	114
6	630	43	113
7	627	44	116
8	588	45	112
9	591	42	111
10	610	43	112
11	677	44	115
12	656	42	115

TABELA A-5

**Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, de mistura de óleo base
ISO VG 220 (50%) com óleo aditivado ISO VG 220 (50%)**

Carga: 400 kg

Velocidade do motor: 10 000 rpm

Ensaio realizado à temperatura ambiente

Corrida n°.	L (s)	T _i (°C)	T _f (°C)
1	1330	27	115
2	696	45	115
3	781	39	115
4	714	40	115
5	618	41	112
6	696	40	114
7	630	41	112
8	711	38	114
9	698	39	115
10	707	39	115
11	688	40	116
12	639	40	111
13	608	43	112

TABELA A-6

**Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, de mistura de óleo base
ISO VG 220 (25%) com óleo aditivado ISO VG 220 (75%)**

Carga: 400 kg

Velocidade do motor: 10 000 rpm

Ensaio realizado à temperatura ambiente

Corrida nº.	L (s)	T_i (°C)	T_f (°C)
1	623	40	113
2	790	39	114
3	681	39	113
4	630	43	109
5	671	42	112
6	710	40	113
7	636	45	113
8	668	43	112
9	631	45	112
10	712	41	112
11	655	44	115
12	650	47	116

TABELA A-7

**Ensaio à fadiga segundo IP 300/82, com óleo aditivado
ISO VG 220 (100%)**

Carga: 400 kg

Velocidade do motor: 10 000 rpm

Ensaio realizado à temperatura ambiente

Corrida n°.	L (s)	T _i (°C)	T _f (°C)
1	913	43	114
2	723	41	113
3	659	42	112
4	880	39	117
5	658	39	106
6	818	38	111
7	566	38	102
8	757	42	116
9	652	44	113
10	787	40	115
11	755	43	115
12	661	43	112

TABELA A-8**Tabela de contagem relativa ao ensaio com o óleo base ISO VG 68***Nº. de corridas: 12*

i	F(i) (%)	L (s)	Corrida nº.
1	5,6	537	9
2	13,7	553	7
3	21,8	576	6
4	29,8	579	12
5	37,9	607	5
6	46,0	627	11
7	54,0	649	3
8	62,1	671	1
9	70,2	685	2
10	78,2	691	8
11	86,3	715	10
12	94,6	726	4

TABELA A-9**Tabela de contagem relativa ao ensaio com o óleo base ISO VG 220***Nº. de corridas: 12*

i	F(i) (%)	L (s)	Corrida nº.
1	5,6	581	9
2	13,7	604	11
3	21,8	625	12
4	29,8	638	7
5	37,9	644	8
6	46,0	666	2
7	54,0	674	13
8	62,1	676	6
9	70,2	695	5
10	78,2	709	4
11	86,3	739	10
12	94,6	763	3

TABELA A-10**Tabela de contagem relativa ao ensaio com o óleo base ISO VG 680***Nº. de corridas: 12*

i	F(i) (%)	L (s)	Corrida nº.
1	5,6	627	11
2	13,7	638	8
3	21,8	640	5
4	29,8	659	6
5	37,9	674	12
6	46,0	675	4
7	54,0	678	13
8	62,1	697	9
9	70,2	710	2
10	78,2	742	10
11	86,3	801	7
12	94,6	831	3

TABELA A-11

**Tabela de contagem relativa ao ensaio com a mistura de óleo base
ISO VG 220 (75%) óleo aditivado ISO VG 220 (25%)**

Nº. de corridas: 12

i	F(i) (%)	L (s)	Corrida nº.
1	5,6	588	8
2	13,7	591	9
3	21,8	610	10
4	29,8	627	7
5	37,9	630	6
6	46,0	635	3
7	54,0	644	5
8	62,1	656	12
9	70,2	662	2
10	78,2	677	11
11	86,3	723	4
12	94,6	767	1

TABELA A-12

**Tabela de contagem relativa ao ensaio com a mistura de óleo base
ISO VG 220 (50%) com óleo aditivado ISO VG 220 (50%)**

Nº. de corridas: 12

i	F(i) (%)	L (s)	Corrida nº.
1	5,6	608	13
2	13,7	618	5
3	21,8	630	7
4	29,8	639	12
5	37,9	688	11
6	46,0	696	2
7	54,0	696	6
8	62,1	698	9
9	70,2	707	10
10	78,2	711	8
11	86,3	714	4
12	94,6	781	3

TABELA A-13

Tabela de contagem relativa ao ensaio com a mistura de óleo base ISO VG 220 (25%) com óleo aditivado ISO VG 220 (75%)

Nº. de corridas: 12

i	F(i) (%)	L (s)	Corrida nº.
1	5,6	623	1
2	13,7	630	4
3	21,8	631	9
4	29,8	636	7
5	37,9	650	12
6	46,0	655	11
7	54,0	668	8
8	62,1	671	5
9	70,2	681	3
10	78,2	710	6
11	86,3	712	10
12	94,6	790	2

TABELA A-14

**Tabela de contagem relativa ao ensaio com
óleo aditivado ISO VG 220 (100%)**

Nº. de corridas: 12

i	F(i) (%)	L (s)	Corrida nº.
1	5,6	566	7
2	13,7	652	9
3	21,8	658	5
4	29,8	659	3
5	37,9	661	12
6	46,0	723	2
7	54,0	755	11
8	62,1	757	8
9	70,2	787	10
10	78,2	818	6
11	86,3	880	4
12	94,6	913	1

ANEXO

B

GRÁFICOS DE WEIBULL A DOIS PARÂMETROS RELATIVOS AOS ÓLEOS ADITIVADOS

Neste Anexo estão incluídos os gráficos de Weibull a dois parâmetros, construídos com os valores obtidos nos ensaios com os óleos aditivados.

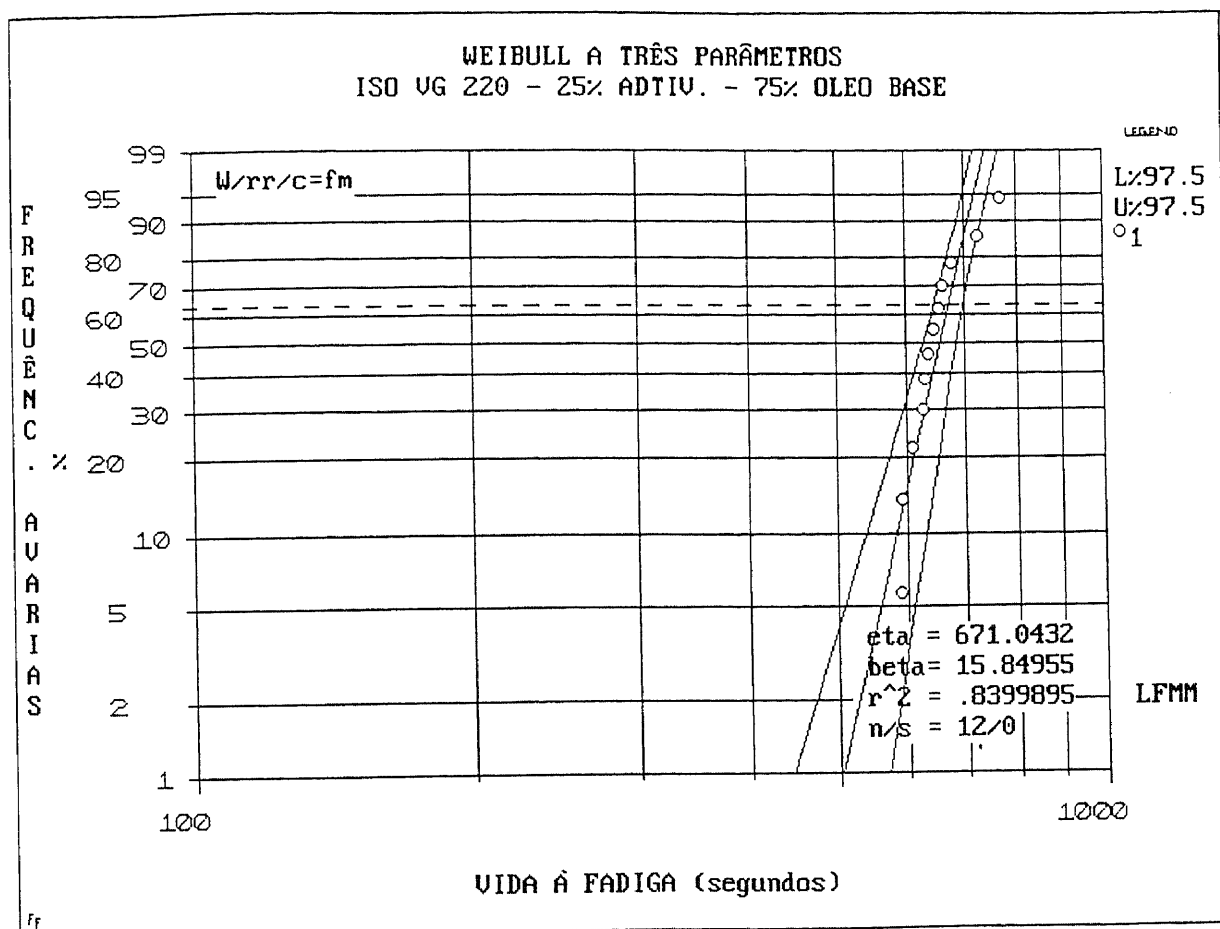


FIGURA B-1 - Gráfico de WEIBULL a dois parâmetros, relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 25%.

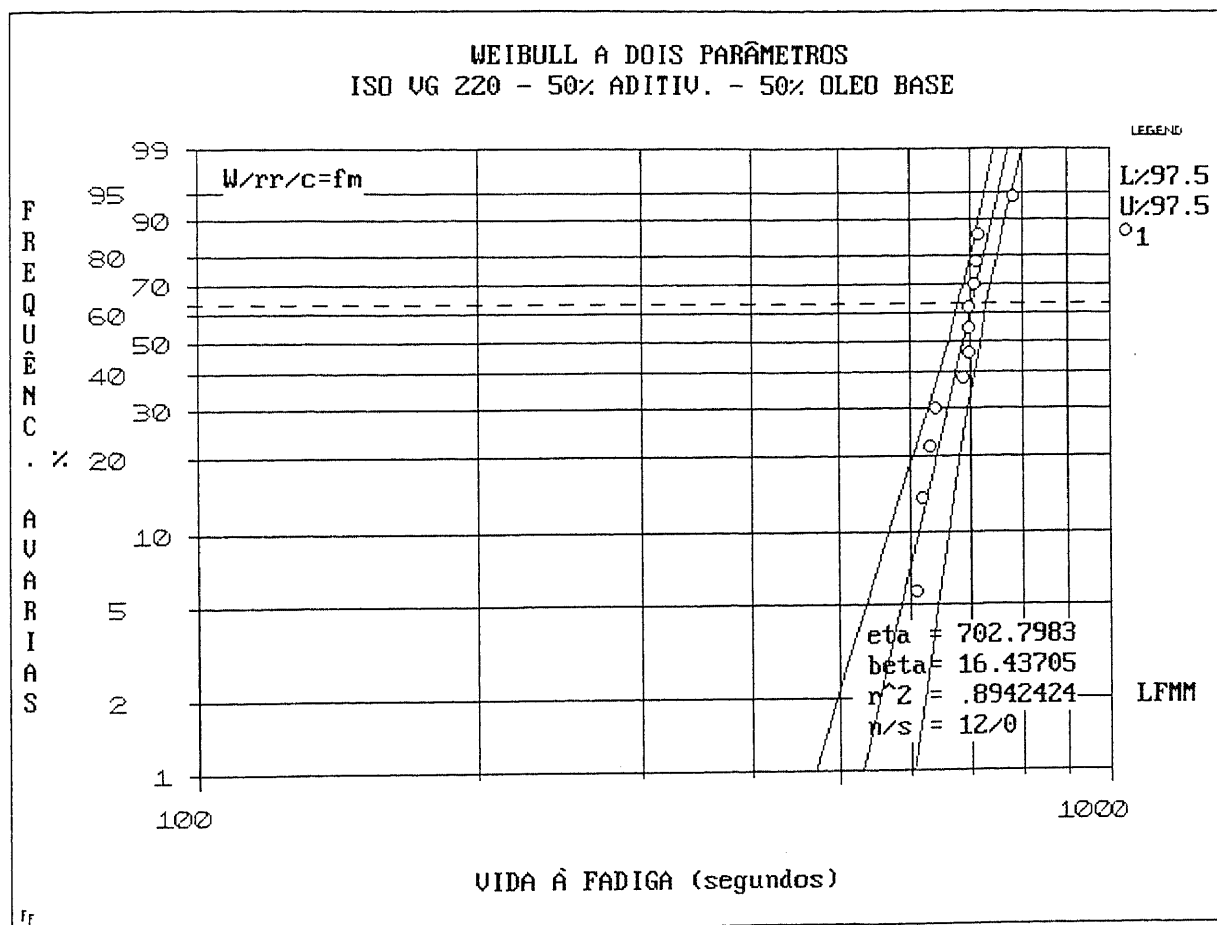


FIGURA B-2 - Gráfico de WEIBULL a dois parâmetros, relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 50%.

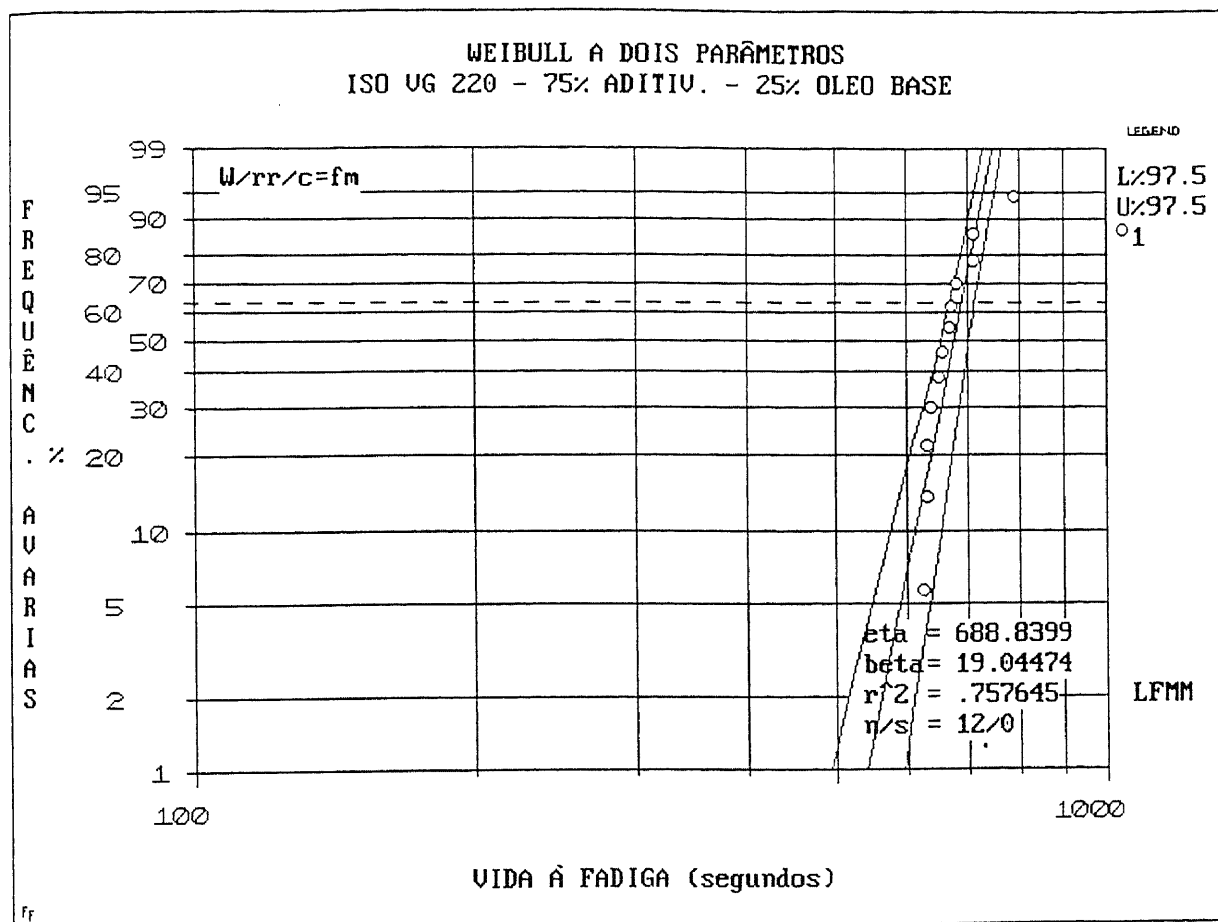


Figura B-3 - Gráfico de WEIBULL a dois parâmetros, relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 75%.

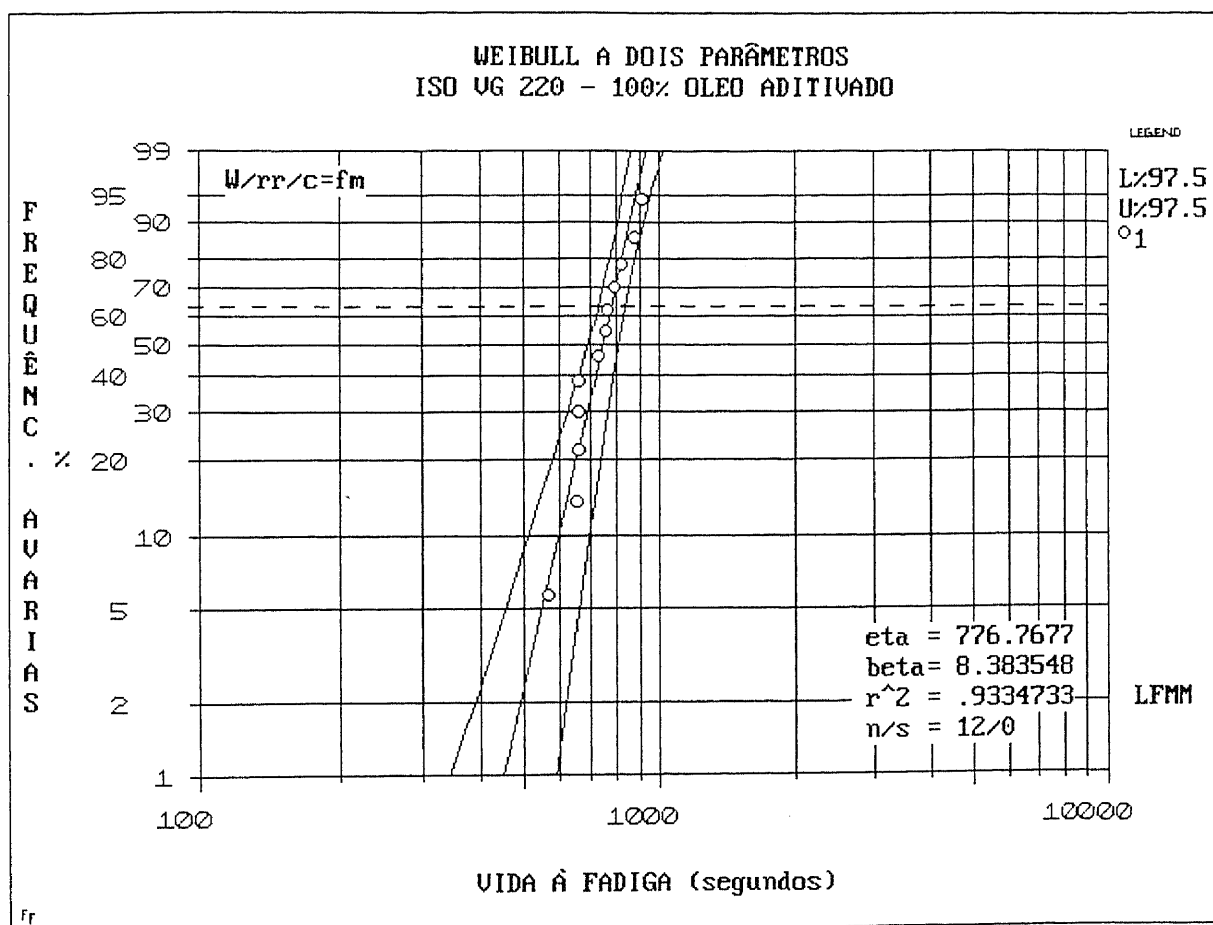


Figura B-4 - Gráfico de WEIBULL a dois parâmetros, relativo ao ensaio com o óleo aditivado a 100%.

ANEXO

C

PRESSÕES MÁXIMAS DE HERTZ

A análise de Hertz (1881) conduz à seguinte expressão para a **pressão máxima**, $p_{\max H}$, no caso em que dois corpos sólidos elásticos de forma esférica são levados ao contacto por acção de uma **carga normal**, W :

$$p_{\max H} = \left(\frac{6 W E' }{\pi^3 R' } \right)^{1/3} \quad (\text{C-1})$$

na qual:

$$R' = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (\text{C-2})$$

$$E' = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (\text{C-3})$$

Dado que, na máquina de quatro-esferas, estas são iguais, em dimensões e material, resulta:

$$R_1 = R_2 = R$$

$$\nu_1 = \nu_2$$

$$E_1 = E_2 = E$$

Por outro lado, já sabemos que:

$$\nu = 0,3$$

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$R = 6,35 \text{ mm}$$

Para determinar **W**, força normal que se exerce entre a esfera superior e cada uma das esferas inferiores, em função da carga **T** que é aplicada à esfera superior como resultado do momento criado pelos pesos colocados no braço de alavanca da máquina, é necessário conhecer o ângulo que a recta que une o centro da esfera superior com o centro de uma esfera inferior faz com o plano horizontal, o qual está indicado na Fig. C-1.

Dado que a intensidade de **T**, força vertical exercida sobre a esfera superior, é igual à intensidade da resultante das três forças **W** que se exercem no contacto entre a esfera superior e cada uma das esferas superiores, vem, atendendo às condições expressas na Fig C-1:

$$T = 3 \cdot W \cdot \sin \alpha = 3 \cdot W \cdot \sin 49,4551^\circ$$

$$W = 0,44 T \quad (C-4)$$

A conjugação das expressões anteriores conduz à seguinte expressão para a pressão máxima de Hertz em função da carga **T** (em N):

$$p_{\max H} = 634,4 (0,44 \cdot T)^{1/3} \text{ MPa} \quad (C-5)$$

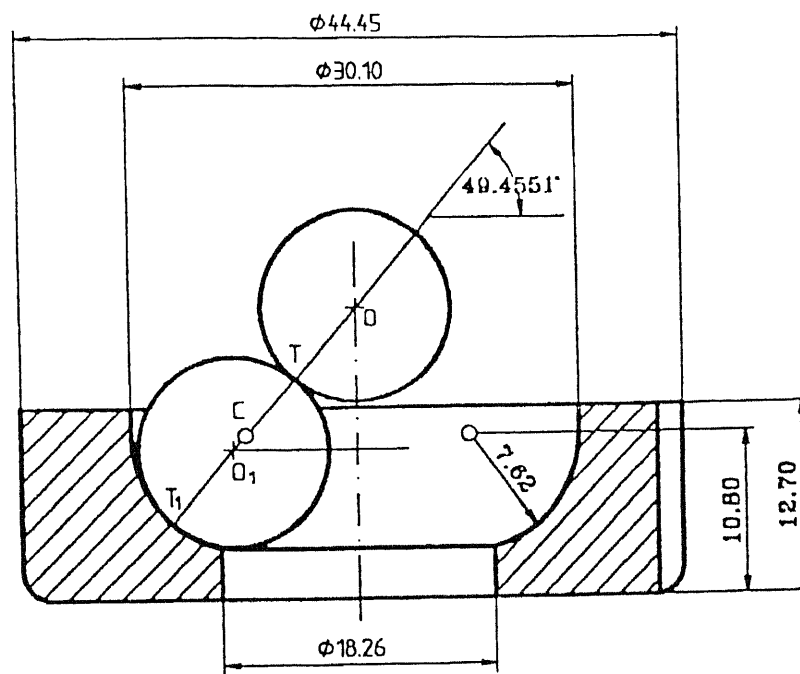


FIGURA C-1- Direcção das forças T e W [11]

Fazendo uso da expressão (C-5), podemos obter a Tabela C-1.

Tabela C-1

Pressões máximas de Hertz em função da carga aplicada

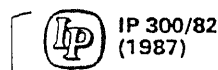
CARGA (kg)	300	400	500	600
PRESSÃO MÁXIMA (GPa)	6,91	7,61	8,20	8,71

ANEXO

D

NORMA IP 300/82

Este Anexo reproduz a Norma IP 300/82, na sua versão original.



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 loaded 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. 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 on 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 test race thereby causing vibration in the motor spindle. The reed type Vibraswitch will pick up these vibrations and shut

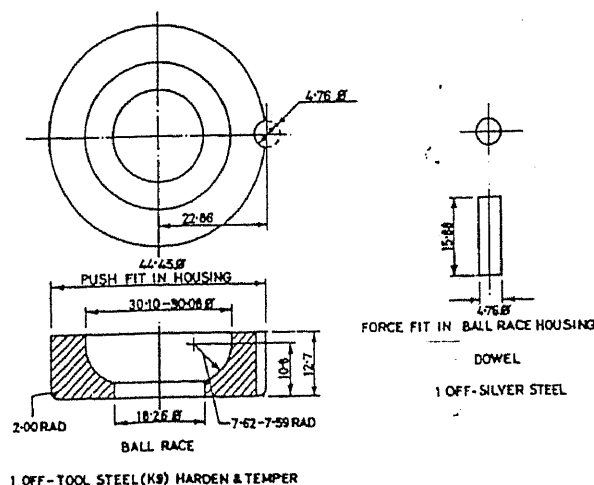


Fig. 1. Ball cup assembly.

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

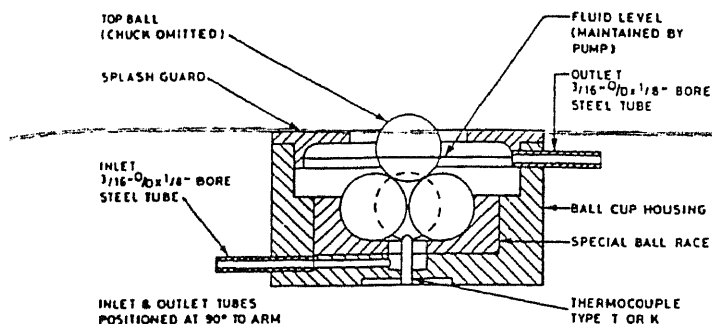


Fig. 2. Modified ball cup housing (Procedure C).

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).²

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 steel 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.

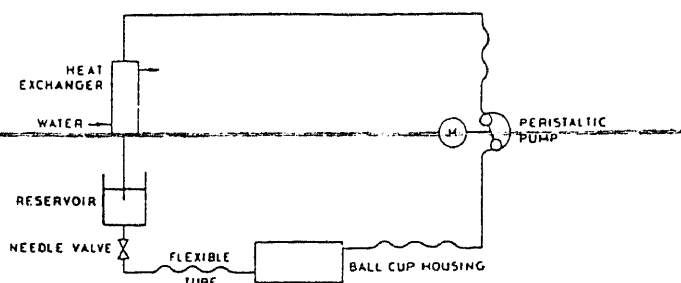


Fig. 3. Schematic diagram recirculation system for high water based fluids on rolling four-ball tests (Procedure C).

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 × 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 × 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.

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.

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 B 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 that its definition is similar to the definition of nominal bearing life as 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.

ANNEX X1 SAMPLE TEST RESULT SHEET

Rolling four-ball pitting test

Test No.		Operator		Load kg		Temp °C	
Lubricant							
Run No.	Date	Time	Machine clock		Duration mins	Remarks	
			Start	Stop			

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

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 x 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 although 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 or 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

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).

ANEXO

E

A DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL

A vida à fadiga de corpos rolantes com características nominais idênticas, submetidos a testes em condições igualmente idênticas, pode apresentar valores bastante diferentes. A razão para esta dispersão de valores é atribuída ao facto de, a uma escala microscópica, a capacidade de resistência do corpo não ser igual em todos os pontos do seu volume, devido provavelmente à não existência de homogeneidade do material.

A dispersão obtida nos valores da vida à fadiga não advém necessariamente de uma fraca técnica experimental, não podendo a mesma ser evitada através de refinamentos do equipamento e procedimentos de ensaio.

Os resultados obtidos nos ensaios de fadiga implicam portanto uma análise estatística adequada por forma a se obterem conclusões consistentes.

Nos estudos de **fiabilidade** de equipamentos o modelo probabilístico de Weibull tem sido o mais utilizado, devido sobretudo à sua flexibilidade para descrever diversos padrões de falhas por avaria.

Segundo o modelo de Weibull, a **probabilidade** de que um dispositivo esteja funcionando no instante **t** (**confiabilidade** no instante **t**) é dada pela função **R(t)**, definida matematicamente pela expressão

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (\text{E-1})$$

Nesta expressão, β , η e γ são os parâmetros que tornam a lei de Weibull conhecida como **lei dos três parâmetros**.

A função **F(t)**, “probabilidade de que o dispositivo sofra uma paragem por avaria no instante **t**”, será então complementar da função **R(t)**, tendo por expressão matemática:

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (\text{E-2})$$

A resistência à fadiga pode ser determinada por meio da utilização de um papel funcional especial, dito “de Weibull” (Figura E-1), o qual é construído de modo a ter uma escala duplamente logarítmica (*ln ln*) segundo o eixo das ordenadas e uma escala logarítmica segundo o eixo das abcissas. Deste modo, a “núvem” de resultados poderá ajustar-se a uma recta, a **recta de Weibull**, já que, assumindo $\gamma = 0$ (isto significa usar a distribuição de Weibull a dois parâmetros), vem:

$$\frac{1}{1 - F(t)} = e^{\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (\text{E-3})$$

Tomando duplos logaritmos, resulta:

$$\ln \ln \frac{1}{1 - F(t)} = \beta \ln t - \beta \ln \eta \quad (\text{E-4})$$

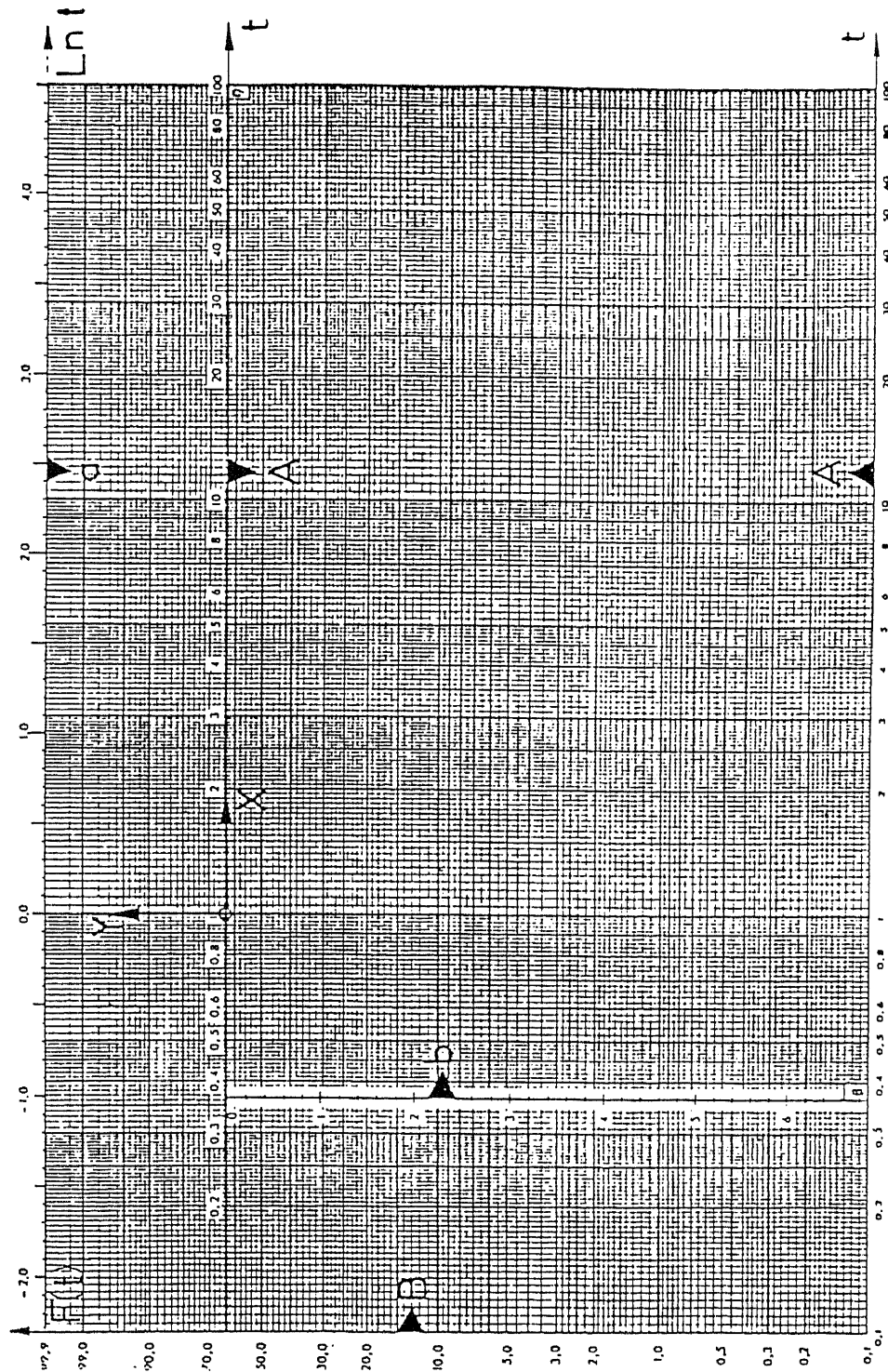


FIGURA E-1 - Gráfico de Weibull

A expressão (E-4) representa uma linha recta da forma $y = ax + b$. Portanto, em ordenadas representa-se $F(t)$, probabilidade acumulada de falhas (em %) e em abcissas representa-se a vida à fadiga, que pode estar expressa em unidades de *tempo* ou em *ciclos*.

O parâmetro β é o declive da recta de regressão dos resultados e também designado por “parâmetro de forma”, já que o seu valor permite adaptar a forma das curvas $F(t)$ às diferentes fases da vida de um sistema ou componente, servindo como indicador para um diagnóstico do modo de falha ocorrido. Este parâmetro pode ser encontrado num eixo próprio (eixo b do gráfico de Weibull) ou ser calculado pela expressão:

$$\beta = \frac{0,8181}{\log_{10} \left(\frac{L_{50}}{L_{10}} \right)} \quad (\text{E-5})$$

Nesta expressão L_{10} e L_{50} são dois valores muito utilizados (especialmente o primeiro) para caracterizar a população. Assim, L_{10} é o tempo antes do qual é de esperar que 10 % dos ensaios falhem, ou seja, o tempo de vida que não será ultrapassado por 10 % das provas, radicanado o seu interesse no facto de que é habitual, com base nele, predizer a vida mínima esperada num determinado ensaio com um determinado lubrificante. O valor L_{50} define-se de forma semelhante mas para 50 % das provas realizadas e tem maior interesse técnico que a média aritmética dos tempos de fadiga obtidos na série de corridas de ensaio.

Por sua vez, η é o parâmetro de Weibull designado por *parâmetro de escala* ou ainda, **vida característica**, devido ao facto de ser o tempo de vida necessário para que 63,2 % da população atinja o colapso. Pode ser encontrado no eixo X do gráfico da Figura E-1, por intersecção da recta de Weibull com este eixo.

Na análise de Weibull a dois parâmetros admite-se que γ (o chamado *parâmetro de posição*) é 0, isto é, considera-se igual a zero a data de início das falhas. No entanto na prática nem sempre é este o caso. Quando uma população exhibe um período de tempo isento de falhas, o conjunto de resultados apresenta-se sob a forma de uma curva. Nesta situação, é necessário determinar o valor de γ de maneira a “linearizar” a dita curva de resultados.

Os procedimentos necessários de molde a se poder usar o papel de Weibull são os seguintes:

1º. - A partir das tabelas com os resultados preparam-se as **tabelas de contagem**, nas quais os mesmos são classificados por ordem crescente.

2º. - Reagrupam-se os N tempos de falha obtidos, em classes de frequência acumulada $F(i)$, em que:

$$F(i) = \frac{i}{N}, (N > 50) \quad (E-6)$$

$$F(i) = \frac{i}{N + 1}, (50 > N > 20) \quad (E-7)$$

$$F(i) = \frac{i - 0,3}{N + 0,4}, (N < 20) \quad (E-8)$$

3º. - Traça-se o conjunto de pontos $M (F(i), t)$

4º. - Traça-se a recta de regressão do conjunto de pontos (*recta de Weibull*)

Dois casos são agora possíveis:

- o ajustamento do conjunto de pontos por meio de uma recta faz-se com uma boa aproximação (isto é, com um índice de correlação elevado); nesse caso, $\gamma = 0$
- o ajustamento só é possível por meio de uma recta de regressão com um mau índice de correlação; nesse caso, encontra-se uma curva que se aproxime o mais possível do conjunto de dados, e procede-se à determinação de γ

Linearização da curva no caso em que $\gamma \neq 0$:

5º. - Se o conjunto de pontos fica melhor representado por meio de uma curva, procede-se à translação dos pontos acrescentando ou retirando ao valor da abcissa um mesmo valor (que será γ), até que o conjunto de pontos transladados seja devidamente ajustado por uma recta (Figuras E-2 e E-3).

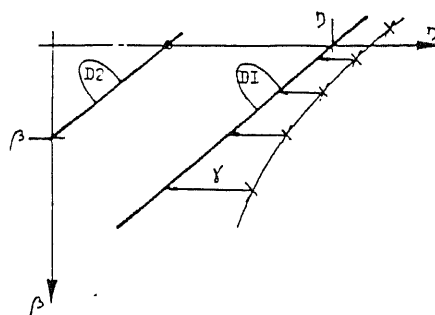


FIGURA E-2 - Translação dos pontos quando $\gamma > 0$
(há convexidade da curva de pontos)

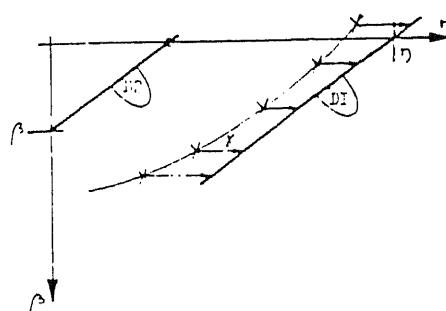


FIGURA E-3 - Translação dos pontos quando $\gamma < 0$
(há concavidade da curva de pontos)

A linearização pode ser feita por tentativas, através da translação dos pontos por valores crescentes de γ , até à linearização desejada, ou pode ser feita através da fórmula:

$$\gamma = \frac{t_2^2 - t_1 \cdot t_3}{2 t_2 - t_1 - t_3} \quad (\text{E-9})$$

sendo t_1 , t_2 e t_3 as abcissas de três pontos A_1 , A_2 , A_3 , tomados sobre a curva, tais que a distância entre as ordenadas, medidas directamente no gráfico de Weibull, são iguais (Figura E-4).

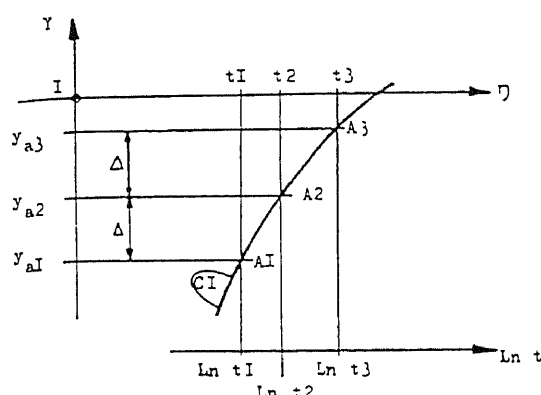


FIGURA E-4 -Processo para obtenção dos valores t_1 , t_2 e t_3 .

6º. - Obtida a recta de regressão, determina-se β por intersecção de uma recta paralela à dada (passando pela origem dos eixos X e Y do gráfico de Weibull), com o eixo funcional b . Por sua vez, η encontra-se na intersecção da recta de regressão com o eixo a .

Estes procedimentos encontram-se exemplificados no final deste anexo, para o caso do óleo ISO VG 220 (Figura E-5).

Para análise dos resultados obtidos nos ensaios do programa de experimentação, optou-se pela utilização do programa WeibullSMITH.

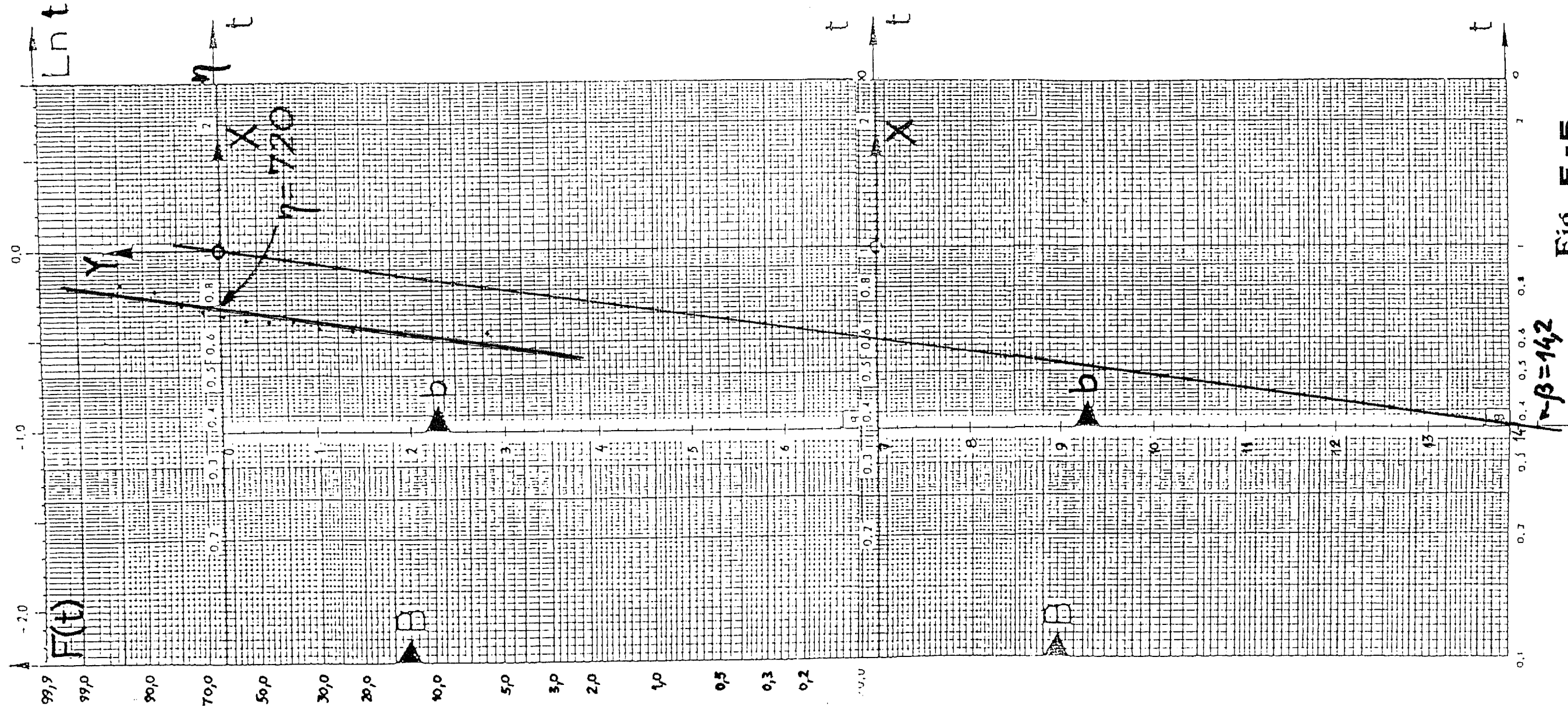


Fig. E-5

ANEXO

F

AJUSTAR UMA CURVA A DADOS EXPERIMENTAIS

Em investigação é muitas vezes necessário encontrar uma relação entre duas variáveis, das quais se dispõe de um conjunto de valores obtidos experimentalmente.

Suponhamos esse conjunto formado por pares de valores (x_1, y_1) , (x_2, y_2) ,, (x_m, y_m) , sendo suposto que alguns destes valores podem conter erros cuja grandeza é desconhecida. Ajustar uma curva a este conjunto de valores - cuja expressão matemática é a relação pretendida - é encontrar a curva que passa tão próximo quanto possível dos pontos correspondentes a esses valores. Naturalmente, não existe uma curva *única*, já que a curva procurada dependerá sempre do critério utilizado.

Um dos métodos de ajustamento mais frequentemente utilizados é o dos *mínimos quadrados*, o qual se baseia no critério *de tornar mínima a soma dos quadrados dos erros*, $\Sigma(e_i^2)$, assumindo-se o erro, e_i , como a diferença entre o valor real (obtido experimentalmente) e o valor correspondente da curva de ajustamento.

Ajustamento por meio de uma recta (recta de regressão)

Suponhamos que se pretende determinar a recta de ajustamento respeitante a um conjunto de valores (x_i, y_i) e que o erro se encontra apenas numa das variáveis, por exemplo, a variável y (Figura F-1).

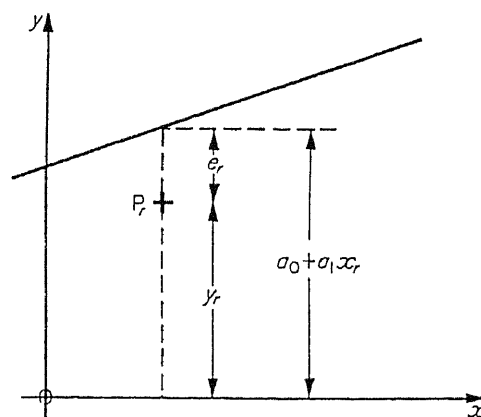


FIGURA F-1 - Ajustamento por meio de uma recta de regressão [33]

Da Figura F-1 podemos deduzir que:

$$e_r = a_0 + a_1 x_i - y_i \quad (\text{F-1})$$

A condição de que $\Sigma(e_i^2) = \Sigma(a_0 + a_1 x_i - y_i)^2$ seja mínimo implica tomar as derivadas parciais em ordem a a_0 e a_1 e igualá-las a zero, conduzindo ao seguinte sistema de equações em a_0 e a_1 :

$$\begin{cases} a_0 m + a_1 \sum_{i=1}^m x_i = \sum_{i=1}^m y_i \\ a_0 \sum_{i=1}^m x_i + a_1 \sum_{i=1}^m x_i^2 = \sum_{i=1}^m x_i y_i \end{cases} \quad (F-2)$$

Finalmente, a recta de ajustamento (*recta de regressão*) obtida teria por expressão $Y = a_0 + a_1 X$.

Ajustamento por meio de uma curva

A recta de regressão determinada segundo o método dos mínimos quadrados será a *linha recta* que melhor se ajusta ao conjunto de valores, mas pode não ser a melhor curva para o efeito, tornando-se preferível uma curva expressa por um polinómio do 2º. grau ou maior.

A qualidade do ajustamento pode ser medida pela **correlação** entre os valores reais obtidos e os valores encontrados após feito o ajustamento. O programa WeibullSMITH que foi utilizado para tratamento estatístico dos dados experimentais determina automaticamente essa correlação ou a sua forma quadrática, denominada **índice de correlação**. Quanto mais próximo da unidade for este valor melhor será a aproximação dos dados experimentais aos valores da curva teórica.

Com o objectivo de aperfeiçoar a análise estatística dos dados obtidos nos ensaios do programa de experimentação, através de uma melhoria do respectivo índice de correlação, foi realizado um ajustamento por meio de uma curva do 2º. grau, da forma $Y = a_0 + a_1 X + a_2 X^2$.

Raciocínio similar ao caso da obtenção da recta de regressão conduz ao seguinte sistema de equações em a_0 , a_1 e a_2 :

$$\begin{cases} a_0 + a_1 \sum_{i=1}^m x_i + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^2 = \sum_{i=1}^m y_i \\ a_0 \sum_{i=1}^m x_i + a_1 \sum_{i=1}^m x_i^2 + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^3 = \sum_{i=1}^m x_i y_i \\ a_0 \sum_{i=1}^m x_i^2 + a_1 \sum_{i=1}^m x_i^3 + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^4 = \sum_{i=1}^m x_i^2 y_i \end{cases} \quad (\text{F-3})$$

Como considerámos que os erros residiriam na variável t (vida à fadiga) e não em $F(t)$ (probabilidade acumulada de colapso), as curvas serão da forma:

$$t = a_0 + a_1 F(t) + a_2 F^2(t) \quad (\text{F-4})$$

Na Tabela F-1 estão reunidas as expressões matemáticas das curvas relativas aos óleos ensaiados, as quais permitiram obter índices de correlação consideravelmente melhorados.

TABELA F-1

Expressão matemática das curvas de ajustamento aos dados experimentais

ISO VG 68 (óleo base)	$t_i = 5,25 \cdot 10^2 + 2,19 F_i - 9,17 \cdot 10^{-5} \cdot F_i^2$
ISO VG 220 (óleo base)	$t_i = 5,76 \cdot 10^2 + 1,83 F_i + 1,10 \cdot 10^{-4} \cdot F_i^2$
ISO VG 680 (óleo base)	$t_i = 5,88 \cdot 10^2 + 2,14 F_i + 8,07 \cdot 10^{-4} \cdot F_i^2$
ISO VG 220 aditiv. 25%	$t_i = 5,62 \cdot 10^2 + 1,74 F_i + 5,3 \cdot 10^{-4} \cdot F_i^2$
ISO VG 220 aditiv. 50%	$t_i = 6,03 \cdot 10^2 + 1,6 F_i - 8,49 \cdot 10^{-5} \cdot F_i^2$
ISO VG 220 aditiv. 75%	$t_i = 5,92 \cdot 10^2 + 1,55 F_i + 6,34 \cdot 10^{-4} \cdot F_i^2$
ISO VG 220 aditiv. 100%	$t_i = 5,6 \cdot 10^2 + 3,48 F_i + 4,12 \cdot 10^{-4} \cdot F_i^2$

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BP Trading Limited, *"Lubrication Theory and its Application"* - Harrison and Sons Ltd., 1969.

Cameron, A., *"Basic Lubrication Theory"* - ISBN 0-85312-362-4, Ellis Horwood Ltd., 1981.

Cuervo, D.G., *"Influencia de Lubrificantes Minerales y Sinteticos en el Fallo de Fatiga de Elementos en Contacto de Rodadura"* - Tese de Doutoramento, Universidade de Oviedo, 1995.

IP 300/82, *"Determination of rolling contact fatigue failure- Modified four ball machine method"*, Institute of Petroleum, Edição de 1982.

Liu, J.Y.; Tallian, T.E.; McCool, J.I., *"Dependence of Bearing Fatigue Life on Film Thickness to Surface Roughness Ratio"* - 29th Annual Meeting in Cleveland, Ohio, April - May 1974, ASLE Transactions, Vol. 18, 144 - 152.

Martins, I.S., *"Estudo das Características de Extrema-Pressão e de Desgaste de Óleos Lubrificantes aditivados, ensaiados na Máquina de Quatro Esferas"* - Tese de Mestrado, FEUP, 1995.

Soares, J.P.O., "*Aplicação da Distribuição de Weibull para Estudos de Comportamento Mecânico de Materiais*" - Seminário de Construção Mecânica, FEUP, 1993/94.

Tallian, T.E., "*Simplified Contact Fatigue Life Prediction Model - PartI: Review of Published Models*" - in Journal of Tribology (ASME), Vol. 114, April 1992, 207 - 213.

Tallian, T.E., "*Simplified Contact Fatigue Life Prediction Model - PartII: New Model*" - in Journal of Tribology (ASME), Vol. 114, April 1992, 214 - 222.

Watson, W.A., "*Numerical Analysis - The Mathematics of Computing*" - Vol. 2, ISBN 7131 2239 0, Edward Arnold Ltd., 1971.

Curriculum Vitae

LUÍS FILIPE MARTINS MOREIRA. *Nasceu em 30 de Novembro de 1948 na cidade do Porto. Tinha 8 anos de idade quando os seus pais se mudaram para Luanda (Angola). Aí concluiu a licenciatura em Engenharia Mecânica, em 1971, com a classificação de 15 valores, na Universidade de Luanda.*

Em 1975, após cumprir o serviço militar, regressa a Portugal e assume as funções de professor provisório na Escola Secundária de Castelo Branco.

Realiza o estágio para professor do ensino secundário em 1976, na Escola Secundária de Avelar Brotero, em Coimbra, com a classificação de 15,5 valores e entra definitivamente para o quadro docente da Escola Secundária de Castelo Branco, actualmente denominada Escola Secundária de Amato Lusitano, à qual se mantém profissionalmente vinculado desde essa data.

Em 1993 conclui na Escola Superior de Educação de Castelo Branco o Curso de Estudos Superiores Especializados (CESE) em Administração e Gestão Escolar, com a classificação de 17 valores.

Em 1995 é-lhe concedida licença sabática pelo período de um ano para realização de um projecto de auto-formação na área do CAD (Desenho Assistido por Computador). Aproveita para se inscrever no mestrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Exerceu durante 6 anos as funções de formador de professores, em situação de destacamento, na Escola Superior de Educação de Castelo Branco e é actualmente formador credenciado do Programa FOCO, orientando acções de formação para professores nos Centros de Formação de Associação de Escolas do concelho de Castelo Branco e do concelho de Idanha-a-Nova.