**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
INSTITUTO DE FÍSICA DE SÃO CARLOS
INSTITUTO DE QUÍMICA DE SÃO CARLOS**

**Estabilidade do “*tracer*” (marcador) organometálico
em óleos para diferencial.**

CHARLES CORRÊA CONCONI

Dissertação apresentada à Área Interunidades, EESC, IFSC e IQSC da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do Grau de “Mestrado em Ciência e Engenharia de Materiais”.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Ovidio Richard Crnkovic.

São Carlos

Junho, 1999

Class. TESE-EESC
Cuti. 1581
Tombo T003/00 ✓

12 1069710

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

C744e Conconi, Charles Corrêa
Estabilidade do "tracer" (marcador) organometálico
em óleos para diferencial / Charles Corrêa Conconi.
-- São Carlos, 1999.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos/Instituto de Física de São Carlos/Instituto
de Química de São Carlos-Universidade de São Paulo,
1999.

Área Interunidades: Ciência e Engenharia de
Materiais.
Orientador: Prof. Dr. Ovidio Richard Crnkovic.

1. Desgaste. 2. Tracer. 3. Óleo. 4. Diferencial.
5. Organometálico. I. Título.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Ciência e Engenharia de Materiais

Caixa Postal 369 – CEP 13560-970 - São Carlos-SP – Brasil

Tel: (0xx16) 2739589/ Fax: (0xx16) 2739777

E-mail: erica@if.sc.usp.br

MEMBROS DA COMISSÃO JULGADORA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE **CHARLES CORRÊA CONCONI**, APRESENTADA A ÁREA INTERUNIDADES EM CIÊNCIA E ENGENHARIA DE MATERIAIS, DA EESC-IFSC-IQSC, UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO, EM 14/9/1999.

COMISSÃO JULGADORA:

Prof. Dr. *Ovídio Richard Crnkovic* (Orientador) (SMM/EESC-USP)

Prof. Dr. *Odilson Coimbra Fernandes* (SEM/EESC-USP)

Prof. Dr. *Benedito de Moraes Purquério* (SEM/EESC-USP)

Dedico esse trabalho à minha esposa Katia A. Trevisan
Conconi e a meus pais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por ter me concedido inteligência e determinação para a realização deste trabalho.

Agradeço à Sra. Csilla Irene Zold pela amizade e auxílio prestado durante a execução do trabalho.

Agradeço aos Srs G. M. Lommer e Marco A. Raposo Silva pelo apoio e incentivo que me forneceram.

Agradeço aos funcionários do departamento CTQ – Centro Tecnológico da Qualidade de Materiais da Mercedes-Benz do Brasil S.A. pelo auxílio na execução do ensaio e em memória do Sr. Joaquim G. M. P. Henkel.

Agradeço ao Professor Doutor Ovídio Richard Crnkovic pela orientação e amizade, presentes na elaboração deste trabalho.

Agradeço à Professora Doutora Lauralice de Campos Franceschini Canale pela coorientação e amizade, presentes na elaboração deste trabalho.

Agradeço aos funcionários do departamento de Materiais pela amizade.

Agradeço aos senhores Fábio Jacoby, Roland Gamperle, Roberto P. Nunes e Robis de Rosa pelo envio de amostras e discussão dos resultados.

“É muito pouco o que sabe-se e é imenso o que ignoramos”

(Laplace)

Sumario

Lista de Figuras	i
Lista de Tabelas.....	iii
Lista de Abreviaturas, Siglas	iv
Lista de Simbolos	v
Resumo.....	vi
Abstract.....	vii
1 – Introdução.....	1
2 – Revisão Literária.....	2
2.1 – Óleos Lubrificantes.....	2
2.2 – Regime de Lubrificação.....	3
2.2.1 – Lubrificação de filme-total.....	5
2.2.2 – Lubrificação de Filme Misto.....	5
2.2.3 – Lubrificação Limítrofe.....	5
2.2.4 – Lubrificação Elastohidrodinâmica.....	7
2.3 - Falhas em Engrenagens.....	7
2.3.1 – Descrição dos tipos de falha no pinhão do diferencial.....	8
2.4 – Classificação dos Óleos Lubrificantes para Engrenagens.....	17
2.4.1 - Grau de Viscosidade – SAE.....	18
2.4.2 – Desempenho de Serviço – API.....	19
2.5 – Formulações Básicas do Óleo para Diferencial.....	21
2.5.1 – Fluidos Base.....	21
2.5.2 – Melhorador de Viscosidade.....	22
2.5.3 – Depressor do Ponto de Fluidez.....	22
2.5.4 – Agente de Extrema Pressão.....	23
2.5.5 – Inibidor de Oxidação.....	23

2.5.6 - Inibidor de Corrosão.....	24
2.5.7 - Inibidor de Espuma (Agente Antiespumante).....	25
2.5.8 - Redutor de Atrito.....	25
2.6 - Ensaio existentes para avaliar a propriedade (EP) extrema pressão de um óleo lubrificante.....	25
2.6.1 - Características da Máquina de quatro esferas.....	28
2.6.2 - Informações Gerais.....	31
2.7 - Engrenagens.....	36
2.7.1 – Descrição dos dentes.....	40
2.7.2 - Ação dos dentes.....	44
2.7.3 – Engrenagens hipóides.....	46
2.7.4 - Engrenagem de dente reto e helicoidais.....	47
3 – Materiais e Métodos.....	48
3.1 - Materiais Utilizados.....	48
3.1.1 - Tipos de “tracer” e sua concentração.....	48
3.1.2 - Óleos Básicos Escolhidos e a sua Designação.....	49
3.2 – Método Utilizado.....	50
3.2.1 - Descrição da Máquina de quatro esferas.....	51
3.2.2 – Ensaio de Desgaste.....	53
3.2.2.1 - Procedimento.....	54
3.2.3 - Ensaio de Solda pôr caldeamento.....	55
3.2.3.1 – Procedimento.....	56
4 – Resultados.....	57
4.1 - Resultados do Ensaio de Desgaste.....	57
4.1.1 - Desgaste da Calota das Três Esferas Fixas.....	57
4.1.2 - Perda de Peso das Três Esferas Fixas.....	57
4.1.3 - Perda de Peso da Quarta Esfera.....	59

4.1.4 - Temperatura Durante o Ensaio.....	59
4.1.5 - Rugosidade das Três Esferas Fixas.....	59
4.1.6 - Variação do Teor de Fósforo.....	60
4.1.7 - Variação do Teor de Níquel.....	60
4.1.8 - Variação do Teor de Antimônio.....	64
4.2 - Resultado dos Ensaios de Solda por Soldagem.....	64
5 – Discussão dos resultados.....	67
5.1 - Ensaios de Desgaste.....	67
5.1.1 - Desgaste da Calota das Três Esferas Fixas.....	67
5.1.2 - Perda de Peso das Três Esferas Fixas.....	67
5.1.3 - Perda de Peso da Quarta Esfera.....	67
5.1.4 - Temperatura Durante o Ensaio.....	69
5.1.5 - Rugosidade das Três Esferas Fixas.....	69
5.1.6 - Variação do Teor de Fósforo.....	69
5.1.7 - Variação do Teor de Níquel.....	69
5.1.8 - Variação do Teor de Antimônio.....	70
5.2 - Ensaios de Solda por Caldeamento.....	70
6 – Conclusão.....	71
7 – Sugestões para Trabalhos Futuros.....	72
8 – Referências Bibliográficas.....	73
8.1 – Obras Consultadas.....	76

Lista de Figuras

Figura 1 -	Gráfico da relação de Viscosidade (Z), Velocidade (N) e Carga (P) para o Coeficiente de Atrito.....	04
Figura 2a -	Lubrificação do filme total	06
Figura 2b -	Lubrificação do filme misto.....	06
Figura 2c -	Lubrificação limítrofe	06
Figura 3a -	Brunimento opaco	09
Figura 3b -	Polimento brilhante	09
Figura 4 -	Desgaste	10
Figura 5 -	Ondulamento	10
Figura 6 -	Riscamento	10
Figura 7 -	Saliências	11
Figura 8 -	Pite	11
Figura 9 -	Corrosão	12
Figura 10a -	Arrancamento	12
Figura 10b -	Arrancamento	12
Figura 11a -	Arrancamento por caldeamento localizado.....	13
Figura 11b -	Arrancamento por caldeamento localizado.....	13
Figura 12 -	Descoloração	13
Figura 13a -	Depósitos.....	14
Figura 13b -	Depósitos.....	14
Figura 14a -	Falha em um pinhão	15
Figura 14b -	Falha em um pinhão	15
Figura 15 -	Equipamento Almen	26
Figura 16 -	Equipamento Falex	26
Figura 17 -	Equipamento para ensaio de extrema pressão SAE	27
Figura 18 -	Equipamento Tinken	28
Figura 19 -	Distribuição das esferas	31
Figura 20 -	Gráfico de Hertz.....	34
Figura 21a -	Engrenagem cilíndrica	37

Figura 21b -	Engrenagem cônica	37
Figura 21c -	Engrenagem hiperbólicas	38
Figura 22 -	Esquema de uma engrenagem, mostrando círculo primitivo e linha primitiva	38
Figura 23 -	Curva envolvente e reta envolvente	39
Figura 24 -	Descrição do dente	41
Figura 25 -	Angulo de pressão	42
Figura 26 -	Ações dos dentes	44
Figura 27 -	Engrenagens hipóides	46
Figura 28 -	Engrenagem de dente reto e engrenagem de dentes helicoidais	47
Figura 29 -	Aparelho de quatro esferas	51
Figura 30 -	Fuso do Teste	52
Figura 31 -	Pote para colocação das esferas	52
Figura 32 -	Óleo colocado no pote com as esferas	53
Figura 33 -	Registrador de desgaste	53
Figura 34 -	Perda de peso das três esferas fixas	58
Figura 35 -	Perda de peso da quarta esfera	61
Figura 36 -	Variação do teor de fósforo	62
Figura 37 -	Variação do teor de níquel	63
Figura 38 -	Variação do teor de antimônio	65
Figura 39 -	Marca de desgaste de uma esfera que foi ensaiada com a amostra A sem “ <i>tracer</i> ” o desgaste é semelhante quando utiliza “ <i>tracer</i> ” de antimônio	68
Figura 40 -	Marca de desgaste de uma esfera que foi ensaiada com a amostra A com “ <i>tracer</i> ” de níquel	68

Lista de Tabelas

Tabela 1	Possíveis causas e correções das falhas	16
Tabela 2	Classificação SAE	18
Tabela 3	Classificação API	19
Tabela 4	Testes requeridos para classificação API GL-5	20
Tabela 5	“tracers”	49
Tabela 6	Desvio dos itens analisados no ensaio de esgaste.....	55
Tabela 7	Resultados do ensaio de soldagem amostra A	66
Tabela 8	Resultados do ensaio de soldagem amostra B	66
Tabela 9	Resultados do ensaio de soldagem amostra C	66

Lista de Abreviaturas e Siglas

DIN	-	Deutsches Institut für Normung
ACAE	-	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles
API	-	American Petroleum Institute
EP	-	Extrema Pressão
CRC	-	Coordinating Research Council
SAE	-	Society of Automotive Engineers
EP	-	Extrema Pressão
EHD	-	Lubrificação Elastohidrodinâmica

Lista de Símbolos

μ	-	Coefficiente de Atrito
dH	-	Diametro de Hertz
Pm	-	Pressão Media Especifica
PH	-	Pressão Media Especifica da Deformação de Hertz
MR	-	Momento de Atrito
H	-	Carga Termica
d	-	Diametro Primitivo
m	-	Modulo
z	-	Numeor de Dentes
p	-	Passo
Ni	-	Niquel
Sb	-	Antimonio

RESUMO

Conconi, Charles Corrêa. Estabilidade do “*tracer*” (marcador) organometálico em óleos para diferencial. São Carlos, 1999, Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Os óleos lubrificantes utilizados nos diferenciais de veículos comerciais, do tipo SAE 90 API GL-5, sob condições extremas de trabalho, para o qual o diferencial não foi projetado, por exemplo (estradas com má conservação, excesso de carga, eixo não apropriado para determinados usos, etc.) se degradam, impossibilitando a identificação do tipo de óleo lubrificante, aplicado originalmente e dificultando a avaliação correta em um processo de garantia ou de assistência técnica.

A adição de “*tracer*” (substância organometálica) ao óleo lubrificante do diferencial, desde que o mesmo seja estável em condições extremas de trabalho, pode indicar qual a sua formulação.

O estudo da estabilidade do “*tracer*” no óleo é feito utilizando o aparelho de quatro esferas, no qual a propriedade antidesgaste é avaliada através de um ensaio forçado de degradação do óleo lubrificante, onde se medem o desgaste da calota da esfera, a rugosidade e a temperatura gerada durante o ensaio. A propriedade de extrema pressão do óleo lubrificante é avaliada pelo ensaio de extrema pressão conforme DIN 51350. Em ambos os casos, são adicionadas proporções variadas de “*tracer*” e comparados os resultados dos mesmos, com aqueles obtidos anteriormente sem a sua utilização.

Palavras Chaves: Desgaste, *tracer*, óleo, diferencial, organometálico.

ABSTRACT

Conconi, Charles Corrêa. Stability of “*tracer*” (marker) organometallic, in differential oils. São Carlos, 1999, Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The used oil in differential of commercial vehicles, like type SAE 90 API GL-5, in extreme work conditions - for which the differential was not projected (for example highways with bad conservation, load excess, axis not adapted for certain uses, etc.) - degrades and cease the condition to identify the type of oil (formulation) originally applied, eliminating the correct evaluation in a warranty process, or the technical attendance.

The “*tracer*” addition (substance organometallic) to the lubricant oil at the differential - since it is stable to extreme work conditions - can indicate the type of used formulation.

The study of the “*tracer*” stability in the oil is made with the four-ball-device, in which the property is evaluated, through a forced test of the lubricant oil degradation, on which is measured the wear from the concave sphere, roughness and the temperature, generated during the test.

The property to extreme pressure of the lubricant oil (formulation) is evaluated by the extreme pressure test accordingly to DIN 51350. In both cases varied “*tracer*” proportions are added and the results compared with the same ones obtained previously without the “*tracer*”.

Keywords: Wear, *tracer*, oil, differential, organometallic.

1 - Introdução

A necessidade da aprovação de novos pacotes de aditivos, para uso em óleo de diferencial, tem, como objetivo, oferecer ao mercado produtos de qualidade e com preços competitivos. Sabe-se que, em casos extremos de trabalho do diferencial, o lubrificante se degrada e impossibilita, ou dificulta, uma conclusão correta sobre a possível causa da quebra ou dano no diferencial por meios analíticos comuns, tais como análise espectrofotométrica por infravermelho, teor de aditivos e outros métodos tidos como usuais. O uso de um composto organometálico, que seja estável em uma situação crítica de trabalho, pode eliminar este problema, pois, mesmo que o óleo se degrade, a presença do “*tracer*” qualitativamente ou quantitativamente pode ser verificado.

Mas para que isto seja possível, é necessário que verificar se, nas condições extremas de trabalho, os “*tracers*” escolhidos são estáveis.

Neste trabalho foi desenvolvido um procedimento que possibilita não só degradar o óleo lubrificante ou levar a condições extremas, nas quais haveria uma possível degradação, como também verificar a estabilidade dos “*tracers*”.

O objetivo deste trabalho é verificar a estabilidade do “*tracer*” (organometálico) quando adicionado ao lubrificante.

2 Revisão da Literária

2.1 Óleos Lubrificantes

Os óleos lubrificantes são divididos em óleos minerais, óleos graxos, óleos compostos e óleos sintéticos.

Os óleos minerais são obtidos pela refinação do petróleo; os óleos graxos são de origem animal ou vegetal; os óleos compostos correspondem a mistura de óleos minerais com óleos graxos e, por fim, os óleos sintéticos são obtidos por síntese química. Dos quatro tipos de óleos lubrificantes conhecidos o óleo mineral é o que vem sendo mais usado, conforme RUNGE, DUARTE & GEMPERLÉ (1994).

A sua formulação deve ter como finalidade, evitar falhas prematuras em engrenagens, mancais, eixos, etc, de modo a assegurar o bom funcionamento do sistema, aumentando a vida do equipamento em serviço. Estes objetivos são atingidos, através de um número de funções vitais do lubrificante que segundo SCHIEMANN, L. F & SCHWIND, J. J. (1984), podem ser resumidas nos itens abaixo:

- Minimizar a atrito e o desgaste;
- Atuar como agente de transferência de calor;
- Inibir a corrosão;
- Remover partículas de desgaste da zona de contato;
- Reduzir ruído de operação.

Durante o funcionamento do equipamento, a função mais crítica é a minimização do atrito e do desgaste. Para entender as causas da atrito e desgaste, é preciso entender a interação entre as superfícies e os lubrificantes.

2.2 Regime de Lubrificação

A lubrificação consiste na colocação de uma película fluida entre duas superfícies metálicas, com movimento relativo, a fim de impedir o contato metal-metal, reduzindo o atrito e o desgaste e assegurando o bom funcionamento e aumento da durabilidade segundo a AMERICAN SOCIETY FOR METALS (1990).

A lubrificação de engrenagens automotivas deve atender a uma variedade de condições de operação. Entretanto, apenas o filme de lubrificante não é suficiente para assegurar boa lubrificação. Quando a película de óleo falha ou é interrompida, os aditivos entram em ação, evitando severos desgastes, que causam danos na superfície, conforme LESTER (1985).

A lubrificação é sujeita a vários regimes, dependendo do tipo de equipamento, da carga, viscosidade do óleo e da velocidade empregadas na operação. Representações de regime de lubrificação são algumas vezes feitas com parâmetros dimensionais e são funções do coeficiente atrito e/ou espessura do filme, conforme a equação 1,

$$\mu = \frac{Z.N}{P} \quad (1)$$

Onde,

Z = viscosidade,

N = velocidade,

P = carga,

μ = coeficiente de atrito.

Esta relação não é correta para todos os tipos de mancais, mas fornece informações razoáveis para prever o regime de operação que tem um lubrificante.

A figura 1 é chamada de curva de Streibek e mostra três regimes de lubrificação; Regime de lubrificação limítrofe, Regime de lubrificação de filme misto e Regime de lubrificação de filme total ou filme fluido.

Conforme STACHOWIAK, G., W. & BATCHELOR, A. W. (1992), existem dois tipos principais de lubrificação: lubrificação com filme total e lubrificação com filme limite. Uma condição intermediária entre esses dois tipos de lubrificação é conhecida como lubrificação mista e uma outra forma especial de lubrificação é aquela cuja deformação elástica é um dos componentes que contribui para o mecanismo de lubrificação. E este tipo de lubrificação é conhecido como lubrificação elastohidrodinâmica EHD.

Figuras 1 - Gráficos da relação de Viscosidade (Z), Velocidade (N) e Carga (P) para o Coeficiente de Atrito. TEXACO (1966).

2.2.1 Lubrificação de Filme Total

Sob a lubrificação de filme total, também conhecida como regime hidrodinâmico, o filme de óleo é suficientemente espesso para separar completamente as superfícies em movimento, figura 2a. Este regime é governado principalmente pela mecânica dos fluidos e é limitado para pressões baixas na zona de contato.

2.2.2 Lubrificação de Filme Misto

Entre os dois extremos, o regime hidrodinâmico e o regime limítrofe, fica a lubrificação de filme misto. Como o próprio nome sugere, a carga é suportada pelo filme lubrificante e pelo contato áspero das superfícies, figura 2b. Este regime representa a condição de operação para a maioria das engrenagens automotivas.

2.2.3 Lubrificação Limítrofe

Na lubrificação limítrofe, a viscosidade do lubrificante tem pequena ou nenhuma influência. Sob condições de alta carga, baixa velocidade contínua, alto torque o filme total de óleo fica interrompido e ocorre o contato metal com metal; figura 2, o uso de uma formulação não apropriada do lubrificante leva a um rápido desgaste sob estas condições conforme BARTZ (1986).

Reagentes químicos limítrofes ou aditivos EP (aditivo de extrema pressão), são tidos como aqueles que evitam o desgaste pela formação de filme de sais metálicos de baixa força de cisalhamento, mas de ponto de fusão elevado. A identificação destas complexas camadas é difícil e a exatidão da

sua natureza gera algumas controvérsias, segundo STACHOWIAK, G. W. & BATCHELOR, A. W. (1992).

Figura 2a. Lubrificação do filme total

Figura 2b. Lubrificação de filme misto

Figura 2c. Lubrificação limítrofe

Figuras 2a , 2b e 2c – Regimes de Lubrificação. (SCHIEMANN, L. F., & SCHWIND, J. J. 1984).

2.2.4 Lubrificação Elastohidrodinâmica

Sob alta pressão de contato, há um tipo especial de lubrificação chamado EHD (elastohidrodinâmica).

A lubrificação EHD ocorre comumente durante as operações das engrenagens automotivas. Como o lubrificante é exposto a uma alta pressão de contato, tem um aumento de viscosidade. Dessa forma o filme de alta viscosidade mantém separadas as superfícies, evitando o contato metal-metal. O filme EHD é mais rígido que o metal e causa deformação da superfície.

O contato metal-metal é mais comum em engrenagens hipóides do que nas outras engrenagens automotivas, devido à sua alta velocidade de escorregamento.

Uma falha no filme de alta viscosidade que mantém separadas as superfícies metálicas gera calor, e causa uma diminuição na espessura do filme. A redução da espessura do filme aumenta o contato metal-metal, causando riscos na engrenagem, o que pode ser evitado pela adição de um aditivo apropriado conforme STACHOWIAK, G., W. & BATCHELOR, A. W. (1992).

2.3 Falhas em Engrenagens

Conforme LESTER E. ALBAN (1985), as falhas em engrenagens e rolamentos podem ocorrer, devido a problemas mecânicos ou devido a uma lubrificação inadequada. As causas, que deterioram o lubrificante, podem ser generalizadas, como:

Contaminação;

Redução ou interrupção do filme de óleo;

Inadequada concentração do aditivo ou utilização de um aditivo inadequado.

Talvez a falha mais comum, relativa ao lubrificante, se deva à presença de material estranho no óleo, ou seja, contaminação. Equipamentos fora de estrada são propensos à contaminação por poeira e água. Estas partículas são abrasivas e atuam

como arestas de corte, resultando em desgaste. A contaminação por água pode causar corrosão sobre a superfície de trabalho, destruindo a integridade do metal. Um acidente durante a operação de reposição, com a utilização, por exemplo, de um óleo para motor pode provocar falha, pois os aditivos do óleo para motor podem reagir com os aditivos do óleo para engrenagem, formando um gel ou tirando a sua ação protetora.

Uma boa manutenção e, em certos casos, o uso de óleo filtrado podem reduzir o problema de falhas por contaminação, conforme CATERPILLAR (1979).

Um filme insuficiente de óleo pode ser causado por uma carga incompleta de óleo, ou pelo uso de um óleo que possua uma viscosidade baixa para a aplicação exigida.

Outro problema relativo ao filme de óleo é a interrupção causada pela passagem de uma partícula de desgaste, através de contatos que estão sendo lubrificados. Este fato pode afetar a integridade dos dentes da engrenagem e levar a falha. Conforme o manual dos fabricantes de caminhões, é recomendado a troca de óleo após um pequeno intervalo de uso para evitar este tipo de problema.

O uso de uma concentração imprópria de aditivos ou de um aditivo errado pode também causar falhas, felizmente este tipo de falha não ocorre frequentemente, segundo SCHIEMANN, L. F & SCHWIND, J. J. (1984).

2.3.1 Descrição dos tipos de falha no pinhão do diferencial

Conforme COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990), as varias formas de falhas observadas no pinhão do diferencial são descritas das seguintes formas:

— Brunimento (*Burnish*), figura 3a e 3b. Uma alteração da superfície, originalmente manufaturada, para uma superfície, desde opaco até a condição de brunimento brilhante.

— Desgaste (*Wear*), figura 4. Remoção de metal, sem evidência de fadiga da superfície ou riscamento, resultando em parcial ou completa eliminação das marcas das ferramentas ou de retificação e ou desenvolvimento de uma saliência perceptível na área de contato, perto da raiz ou pé do dente.

— Ondulamento (*Rippling*), figura 5. Uma alteração da superfície do dente que tem aparência de uma superfície ondulada, lembrando ondas na água ou escamas de peixe. Nota: Exame da superfície com luz inclinada é geralmente necessário para mostrar esta condição.

Figura 3a - Brunimento opaco. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990)

Figura 3b - Brunimento brilhante. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

Figura 4 - Desgaste. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

— Riscamento (*Scratching*) figura 6. É uma alteração da superfície do dente na forma de depressões lineares de comprimento, variáveis na direção do escorregamento da superfície.

1. Marca de ferramenta.
2. Riscamento.

Figura 5 - Ondulamento. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

Figura 6 - Riscamento. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

— Saliências (*Ridging*) Figura 7. Uma alteração da superfície do dente, formando uma série de saliências polidas na direção do movimento de escoamento ou atravessando toda a superfície do dente ou parcialmente.

— Pite (*Pitting*) Figura 8.: Pequenas crateras irregulares crateras menores que 1mm^2 , resultantes do arranque de material da superfície do dente.

Figura 7 - Saliências. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

Figura 8 - Pite. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

— Corrosão (*Corrosion*) Figura 9. Uma alteração genérica do acabamento da superfície do rolamento ou engrenagem pela descoloração, acompanhada por rugosidade não atribuída à ação mecânica.

— Arrancamento (*Spalling*) Figura 10a e 10b. É o arrancamento por quebra da superfície do dente, com 1mm^2 ou maiores; é uma condição mais extensa que o pite.

Figura 9 - Corrosão. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

Figura 10a

Figura 10b.

Figura 10a e 10b - Arrancamento. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

— Arrancamento por caldeamento localizado (*Scoring*) Figura 11a e 11b. É o arrancamento por caldeamento localizado nos dentes da engrenagem caracterizado por riscos radiais.

— Descoloração (*Discoloration*) figura 12. É uma alteração na cor normal do aço na superfície de contato.

Figura 11 a.

Figura 11b.

Figura 11a e 11b - Arrancamento por caldeamento localizado. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

Figura 12 - Descoloração. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

— Depósitos (*Deposits*) figuras 13a e 13b. São materiais pastosos, resinas, gomas ou de natureza frágil, aderidos ou acumulados em torno de parte do pinhão.

Figura 13a.

Figura 13b.

Figura 13a e 13b - Depósitos. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

As marcas de falhas podem ocorrer em mais de uma forma, conforme as figuras 14a e 14b.

Figura 14a.

Figura 14b.

Figura 14a e 14b - Falhas em um pinhão. COORDINATING RESEARCH COUNCIL – CRC (1990).

Numero da falha	Tipo de falha	
1	Desgaste	Wear
2	Ondulamento	Ripple
3	Saliências	Ridging
4	Pite	Pitting
5	Arrancamento	Spalling

Os motivos que podem causar as falhas citadas podem ocorrer devido a uma variedade de fatores, que são resumidos a seguir, tabela 1:

Tabela 1. Possíveis causas e correções das falhas.

Falha	Causas Prováveis	Possíveis Correções
Brunimento	Montagem deficiente	Remontagem
Desgaste	Filme lubrificante Inadequado. Concentração errada do aditivo. Contaminastes abrasivos. Alta carga de vibração.	Uso de filtro. Troca de óleo frequente. Aumento da viscosidade do óleo. Mudar a concentração do aditivo. Reduzir carga.
Ondulamento	Baixa velocidade e filme de óleo inadequado.	Reduzir o “stress” de contato. Aumentar o conteúdo do aditivo EP. Aumentar a viscosidade.
Riscamento	Baixa velocidade e filme de óleo inadequado.	Reduzir o “stress” de contato. Aumentar o conteúdo do aditivo EP. Aumentar a viscosidade.
Saliências	Carga pesada. Baixa concentração do aditivo EP.	Aumentar a concentração do aditivo EP no lubrificante. Aumentar a viscosidade do lubrificante. Reduzir a carga de trabalho.
Corrosão	Presença de água. Lubrificante com forte acidez. Contaminação por agentes ácidos.	Trocar o óleo lubrificante.

Tabela 1(Continuação). Possíveis causas e correções das falhas.

Pite	Desalinhamento no contato pinhão. Aço da engrenagem é de baixa qualidade. Filme lubrificante Insuficiente. Utilização de aditivo inadequado	Rever o projeto da engrenagem. Mudar o tipo de aço. Aumentar a viscosidade do óleo lubrificante. Utilizar aditivo adequado.
Arrancamento	Desalinhamento no contato pinhão. Aço da engrenagem é de baixa qualidade. Filme lubrificante Insuficiente. Utilização de aditivo inadequado	Rever o projeto da engrenagem. Mudar o tipo de aço. Aumentar a viscosidade do óleo lubrificante. Utilizar aditivo adequado.
Arrancamento por caldeamento localizado	Alto impacto na superfície do pinhão. Alta geração de calor. Desalinhamento.	Reduzir a velocidade inicial para condicionar os dentes da engrenagem e melhorar o contato entre as superfícies. Usar lubrificante EP adequado.
Descoloração	Formação de verniz nos dentes da engrenagem. Alta temperatura de trabalho.	Utilizar lubrificante adequado. Verificar projeto das engrenagens. Reduzir período de troca do lubrificante.
Depósitos	Degradação do lubrificante.	Reduzir período de troca do lubrificante.

2.4 Classificação dos Óleos Lubrificantes para Engrenagens

Os óleos lubrificantes para engrenagens geralmente são formulados, mediante o uso de uma variedade de aditivos combinados com fluidos básicos, e podem ser definidos em apenas dois parâmetros:

Grau de Viscosidade, SAE;

Desempenho de Serviço, API;

2.4.1 Grau de Viscosidade - SAE

Os lubrificantes para engrenagens devem fluir livremente, quando a temperatura é baixa, tendo suficiente espessura de película ou viscosidade até a estabilização da temperatura.

A viscosidade pode ser definida como a resistência ao fluxo do fluido, e varia inversamente com a temperatura e diretamente com a pressão. A SAE J306, conforme tabela 2, define a viscosidade dos óleos lubrificantes para eixos e transmissões.

Essa classificação é baseada na viscosidade medida em altas e baixas temperaturas, sendo que os valores em altas temperaturas são determinados de acordo com o metodo ASTM D 445, sendo os valores obtidos em Centistokes (cSt), e os valores em baixas temperaturas são determinados de acordo com o metodo ASTM D-2983 utilizando o viscosímetro Brookfield, sendo os resultados obtidos em Centipoises (cP).

Tabela 2. Classificação SAE. SAE J306D (1985).

CLASSIFICAÇÃO DE VISCOSIDADE PARA LUBRIFICANTES DE EIXOS E TRANSMISSÕES MANUAIS			
SAE J306 – Grau de Viscosidade	Max. Temperatura. Para a viscosidade de 150.000 cP (°C)	Viscosidade a 100°C	
		Mínimo cSt	Máximo cSt
75W	- 40	4,1	-
80W	- 26	7,0	-
85W	- 12	11,0	-
90	-	13,5	24,0
140	-	24,0	41,0
250		41,0	-

2.4.2 Desempenho de Serviço – API

O segundo parâmetro usado para definir um lubrificante para engrenagem, em relação ao tipo de serviço, é a classificação de desempenho de serviço API, conforme tabela 3. Esta classificação foi desenvolvida para auxiliar os fabricantes e os usuários finais, em relação a seleção de óleos, sob uma variedade de condições de operação. A classificação de desempenho de serviço API para óleo para engrenagem varia de GL-1 até GL-6, e descreve os óleos para engrenagens, em termos de severidade de serviço e a sua aplicação.

Tabela 3. Classificação API . ASTM (1972).

CLASSIFICAÇÃO DE DESEMPENHO API		
Classificação	Tipo	Aplicação típica
GL – 1	Apenas óleo mineral	Transmissão manual automotiva (tratores e caminhões)
GL – 2	Usualmente contém material de gordura	Engrenagens helicoidais industriais
GL-3	Contém pouco aditivo EP	Transmissões manuais e diferenciais com engrenagens cônicas-helicoidais, sob condições de serviço moderadamente severo.
GL-4	Equivalente à especificação obsoleta MIL-L-2105. Usualmente satisfeito com 50% do nível de aditivo do GL-5.	Engrenagens hipóides em serviço normalmente pesado, sem altas cargas de choque.
GL-5	Recomendado para uso em serviço de campo por muitos fabricantes de carros de passeio e utilitários.	Engrenagens hipoidais nas mais severas condições de serviço, incluindo cargas de choque.

Com exceção do API-GL-1, as outras classes de lubrificantes são formuladas usando aditivos.

O desempenho, requerido para uma particular classe de serviço, determina o tipo e a quantidade de aditivo usado.

As empresas automotivas (montadoras) possuem seus requisitos para teste. Um API GL-5 geralmente satisfaz a maioria das necessidades dos fabricantes para uso em seus equipamentos.

Para que um lubrificante tenha nível de qualidade GL-5, há uma série de testes de bancada e de laboratório, conforme Tabela 4.

Muitos destes testes foram desenvolvidos originalmente pela Coordinating Research Council (CRC), e mais recentemente pela ASTM.

Tabela 4. Testes para classificação API GL – 5. SAE J306D (1985).

TESTES REQUERIDOS PARA CLASSIFICAÇÃO DE UM ÓLEO API GL – 5	
TESTE	FINALIDADE
CRC L-33	Determina a resistência à corrosão em presença de umidade
CRC L-37	Determina a propriedade de suportar a carga, desgaste, extrema pressão do óleo para engrenagem.
CRC L-42	Determina a capacidade do lubrificante de prevenir o arranhamento da coroa e pinhão nos flancos dos dentes opostos ao da carga.
CRC L-60	Mede a estabilidade à oxidação térmica
ASTM D-892	Determina a tendência à formação de espuma
ASTM D-130	Determina a estabilidade à corrosão em presença de cobre e liga de cobre.

2.5 Formulações Básicas do Óleo para Diferencial

Os óleos lubrificantes para engrenagens são constituídos na sua maioria de:

Fluido básico	50-95%
Melhorador de viscosidade	0-35%
Depressor do ponto de fluidez	0-2%
Pacote de aditivos	5-12%

Aditivos típicos contidos no Pacote de aditivos

Agente de Extrema Pressão EP

Inibidor de oxidação

Inibidor de corrosão

Inibidor de espuma

Redutor de atrito

2.5.1 Fluidos Base

O fluido base tem a função de fornecer viscosidade à mistura, atua como agente de transferência de calor e permite a diluição do pacote de aditivos. Este fluido base pode ser mineral ou sintético, conforme SCHIEMANN, L. F. & SCHWIND, J. J. (1984).

Óleos minerais são produtos refinados do petróleo. São constituídos por uma mistura de diferentes hidrocarbonetos e podem ser encontrados em uma larga escala de viscosidades, para serem utilizados nos mais diversos tipos de formulação.

Outra possibilidade é o uso de uma base sintética. Um fluido sintético é um material feito pelo homem, produzido pela reação de pequenas moléculas para formar grandes moléculas, chamadas polímeros. Os lubrificantes sintéticos são encontrados em uma variedade de tipos químicos, porém, os mais populares são as poliolefinas, poliglicóis e ácidos esteáricos segundo a LUBRIZOL (1995).

2.5.2 Melhorador de Viscosidade

Segundo SCHIEMANN, L. F. & SCHWIND. J. J. (1984), com o aumento da temperatura, devido ao trabalho executado pelo diferencial, tem-se uma perda de viscosidade, e com isso também uma diminuição na espessura do filme de óleo lubrificante, o que pode causar desgaste.

Para que isto seja evitado, adicionam-se polímeros (polimetacrilatos (PMA), poliolefinas, poliéster de estireno (SP), poliidobuteno (PIB) e outros) que possuam a propriedade de aumentar a viscosidade do óleo, quando a temperatura aumenta e diminuí-la, quando a temperatura diminui. Estas substâncias alteram as propriedades reológicas do óleo lubrificante.

Conforme PURQUÉRIO (1983), os compostos poliméricos existem em configurações, apertadamente enrolados nos óleos em estado frio, semelhantes a um novelo de lã e se encontram distendidos e integrantes nos óleos quentes, semelhantes a um novelo de lã desenrolado. Isto faz, então, com que o aumento da viscosidade seja proporcionalmente maior nas temperaturas altas do que nas baixas, diminuindo, assim, o efeito da temperatura na viscosidade do óleo. Tais óleos possuem comportamento não newtoniano.

2.5.3 Depressor do Ponto de Fluidiez

Segundo PURQUÉRIO (1983) o ponto de estabilização a baixa temperatura de óleos, contendo substâncias de maior peso molecular, se deve à separação dos cristais dessas substâncias, que, à medida que crescem e solidificam, formam redes interligadas que impedem os componentes ainda líquidos de escoar.

Os colóides, abaixadores do ponto de fluidiez ou depressores do ponto de fluidiez, podem baixar o ponto de fluidiez, pois adsorvem os cristais das substâncias em crescimento, limitando seu tamanho e, conseqüentemente, sua habilidade de formar emaranhados. Na sua maioria são metacrilatos polimerizados.

2.5.4 Agente de Extrema Pressão

Segundo PURQUÉRIO (1983), onde existem pressões muito elevadas e/ou velocidades baixas que impedem a geração de uma película de óleo suficientemente espessa para evitar o contato metal-metal, são usados aditivos de extrema pressão.

Os aditivos para lubrificação limite são compostos orgânicos polares, como os ácidos esteáricos e oleicos, os quais, quando dissolvidos em um óleo, se concentram na superfície metálica; se estas forem de materiais usuais como o aço, reagem formando sabões metálicos, como por exemplo, os estearatos de ferro. Tais sabões fornecem películas de baixo atrito, limitadas pelo ponto de fusão do sabão.

Para condições mais severas, como, por exemplo, para pares de engrenagens hipóides, são usados compostos orgânicos de enxofre, cloro ou fósforo. Sob condições de temperatura alta, gerada em contatos, pesadamente carregados, estes compostos reagem com as superfícies metálicas para formar películas de sulfetos, sulfatos, cloretos e fosfatos metálicos com ponto de fusão elevado. O cloreto ferroso tem um ponto de fusão de 690°C e o sulfeto ferroso 1200°C, conforme PURQUÉRIO (1983).

A reatividade de um aditivo de extrema pressão (EP) constitui a sua propriedade principal; por exemplo, se os átomos de cloro possuírem uma ligação forte com a molécula, não será um bom aditivo de extrema pressão (EP) e, por outro lado, se esta ligação for fraca, pode ser corrosivos, segundo MOURA & CARRETEIRO (1987).

2.5.5 Inibidor de Oxidação

Segundo SCHIEMAM (1984) e PURQUÉRIO (1983), o oxigênio em especial, a altas temperaturas, reage e forma peróxidos. Esta oxidação reduz a vida útil de um óleo, causando a formação de ácidos corrosivos. Como uma regra de operação, a taxa de oxidação dobra para cada aumento de 10°C na temperatura. A oxidação é uma reação em cadeia.

Início da reação: $\text{RH}(\text{Hidrocarbonetos}) = \text{R}(\text{Radical livre}) + \text{H}$.

Propagação da reação: $\text{R} + \text{O}_2 = \text{ROO}$ (Radical peróxido).

Tipicamente, esta seqüência pode ocorrer cinco vezes antes que a cadeia seja rompida.

A redução ao peróxido ROOH é responsável pelos íons produzidos pela oxidação indesejável e também pelas reações de ramificação da cadeia, na qual a decomposição de uma molécula ROOH conduz à produção de dois radicais livres R ., que aceleram a reação em cadeia, conforme RIZVI (1985).

Os óleos lubrificantes são geralmente mais resistentes à oxidação do que os hidrocarbonetos puros, devido à presença dos inibidores naturais. Se estes forem removidos pela sobre-refinação, a resistência do óleo contra a oxidação é afetada.

Traços de certos metais, particularmente o cobre, ferro e chumbo, dissolvidos no óleo, aumentam bastante a taxa de oxidação.

Os aditivos inibidores de oxidação, como o nome implica, são compostos que, em pequenas proporções, reduzem bem a taxa de oxidação do óleo. Várias classes de compostos são usadas comercialmente: fenóis, aminas, tiofosfatos. Elas operam através da reação com radicais de peróxidos e pela interrupção da reação em cadeia. Assim o aditivo inibidor de oxidação previne, em parte, este fenômeno, impedindo a formação de borra, segundo PURQUÉIRO (1983).

2.5.6 Inibidor de Corrosão

Óleos oxidados contêm ácidos que podem corroer quimicamente a superfície do metal. Alguns agentes EP podem também atacar metais, se forem formulados de forma errada. Os inibidores de corrosão podem proteger metais ferrosos e não ferrosos. Na sua maioria os inibidores de corrosão são sulfonatos e aminas gordurosos, conforme SCHIEMANN, L. F. & SCHWIND, J. J. (1984).

2.5.7 Inibidor de Espuma (Agente antiespumante)

A presença de ar no óleo lubrificante, em conjunto com a agitação normal de operação do diferencial, provoca o surgimento de espuma, que é uma emulsão de ar e óleo. A espuma prejudica a ação do lubrificante, provocando desgaste nos componentes. Os produtos usados com inibidores de espuma são compostos a base de silicone e polyacrilatos, conforme PURQUEIRO (1983).

2.5.8 Redutor de atrito

Os modificadores de atrito são compostos que possibilitam a diminuição do coeficiente de atrito entre dois metais, aumentando assim, a vida útil do equipamento. Os compostos usados para esta finalidade são, na sua maioria, à base de fósforo e zinco, conforme SCHIEMANN, L. F. & SCHWIND, J. J. (1984).

2.6 Ensaio existentes para avaliar a propriedade (EP) extrema pressão de um óleo lubrificante

Existem diversos métodos e equipamentos para avaliar a propriedade de extrema pressão (EP) de um óleo, porém cada método estuda uma diferente forma de desgaste e, além disso, nenhum destes métodos possui correlação. Alguns destes equipamentos mais comumente utilizados, conforme TEXACO (1986), são relatados abaixo.

No ensaio Almen, figura 15, os espécimes consistem de duas meias buchas de aço que, submetidas à carga, são pressionadas contra um pino de ensaio de aço, visando simular uma ação de pressão extrema. O conjunto do pino e da bucha fica mergulhado no lubrificante, que será ensaiado. O pino de ensaio é girado a 600 rpm (velocidade de atrito de 19,9 cm/s). A carga, em forma de chumbo de caça, é aplicada automaticamente à razão de 0,9 g/s, sendo transmitida ao conjunto dos espécimes, através de um braço alavanca e pistão hidráulico. A carga é aplicada continuamente, até que a película de lubrificante falhe, de modo que resulte no grimpamento e cause

o cisalhamento da ponta impulsora do pino. A carga, em quilos de chumbo de caça na ocasião do grimpamento, é relatada como valor Almen.

O ensaio Almen é empregado como prova de seleção, sendo suficientemente reproduzível para distinguir óleos minerais puros de óleos EP, mas não é suficientemente preciso para distinguir os níveis de EP; além disso, a reprodutibilidade deste ensaio é muito deficiente.

Figura 15. Equipamento Almen. MOLYKOTE. (1995).

No ensaio Falex, figura 16, a máquina consiste essencialmente de um dispositivo para girar um pino metálico a 290 rpm (velocidade de atrito de 9,6 cm/s) em um mancal ou bucha formada por dois blocos em "V". As peças de ensaio são imersas no lubrificante a ser ensaiado, o qual pode ser mantido a qualquer temperatura desejada. A carga é aplicada com o auxílio de dois braços encostados por meio de um dispositivo de catraca e fivela de aperto, simulando um quebra-nozes, ou por meio de um dispositivo de carga hidráulica, que substitui a roda da catraca.

Como, no caso do ensaio Almen, o ensaio Falex pode ser empregado como um processo de seleção para distinguir os óleos EP dos não EP, mas não é suficientemente preciso para diferenciar os níveis de EP.

Figura 16. Equipamento Falex. MOLYKOTE. (1995).

A máquina SAE, utilizada no ensaio SAE, emprega dois anéis em capas de aço de rolamento Timken, figura 17, idênticos aos usados no ensaio Timken, montados em eixos horizontais paralelos que giram a diferentes velocidades. A diferença de rpm causa uma ação de friccionamento entre os anéis, simulando uma ação de engrenagem hipóide. Embora a relação de 14,6:1 seja a usada normalmente, poderão ser adotadas as relações de 3,4:1, 10,4:1 e outras, se se dispuser de engrenagens apropriadas. O anel superior, ou o acionado diretamente, pode ser girado a 500, 750, 1000 ou 1500 rpm. O anel inferior, acionado através de transmissão, gira a rpm, menor, dependendo da relação de friccionamento desejado. O anel inferior gira mergulhado em um banho do lubrificante, que está sendo ensaiado, proporcionando, assim, a lubrificação. Não há controle das temperaturas do óleo, além daquele com o qual se iniciou o ensaio a temperatura ambiente. A carga sobre as peças de ensaio é exercida automaticamente e, após um período de amaciamento a uma carga constante nos espécimes, a mesma é aumentada uniformemente a um ritmo constante. O ensaio prossegue, até que o anel de ensaio superior comece a mostrar sinais visíveis de falhas superficiais.

Este ensaio, tal como o Almen e o Falex, é apropriado para uso como os destinados a seleção, de um óleo EP de um óleo sem EP; porém, não possui suficiente precisão ou reprodutibilidade para determinar os níveis específicos de EP.

Figura 17. Equipamento para ensaio de extrema pressão SAE. MOLYKOTE. (1995).

O equipamento utilizado no ensaio Tinken, figura 18, consiste de um dispositivo para fazer girar um anel ou capa de rolamento Timken a 800 rpm (velocidade de atrito de 19,9 cm/s), contra um bloco de aço sob carga constante durante um período de 10 minutos. O óleo, que está sendo ensaiado, em reservatório equipado com um aquecedor apropriado, pode ser controlado em qualquer temperatura desejada, dentro dos limites de 37,8 a 121°C. Ao lubrificante é permitido fluir por gravidade para as peças de ensaio, recirculando para o reservatório por meio de uma bomba de engrenagens.

A carga é aplicada a um ritmo especificado, por meio de um dispositivo automático de carregar. É aumentada em incrementos definidos (de cada vez usando um anel e um bloco novo), até o ponto de falha, denotado pelo arranhamento do bloco de ensaio.

A precisão deste ensaio não é satisfatória, não sendo, portanto, apropriado para avaliar níveis de EP.

Figura 18. Equipamento Tinken. MOLYKOTE. (1995).

2.6.1 Características da Máquina de Quatro Esferas

O aparelho de ensaio de extrema pressão EP de quatro esferas, figura 30, proporciona um meio para avaliar as propriedades de um lubrificante, quanto à propriedade de extrema pressão EP e de desgaste, o que se consegue por meio do emprego de pressões unitárias muito elevadas. Uma pirâmide de quatro esferas é posta sob carga, e a esfera superior é girada a cerca de 1420 rpm para 50Hz durante

um período de 1 minuto, tempo suficiente para produzir uma marca de desgaste em cada uma das três esferas inferiores presas rigidamente

Este ensaio possui suficiente precisão para distinguir os níveis de EP, característica importante para avaliar a influência do “*tracer*” (orgânico metálico) na propriedade de extrema pressão e desgaste dos óleos estudados.

Conforme HANSA PRESS UND MASCHINENBAU (1964), para executar os testes corretamente, é necessário que a geometria dos corpos de prova, combinado com a sua uniformidade e valor da carga, possibilitem que os efeitos hidrodinâmicos sejam excluídos. Se os corpos de prova permitem a coexistência de forças hidrodinâmicas de arrastamento, estas tem um efeito limitado nos valores de ensaio obtidos com referência às propriedades de extrema pressão, pois a experiência prova que tais propriedades são determinadas exclusivamente pela composição química do aditivo. As pressões reais de contato devem ser, quando possíveis, independentes do acabamento da superfície. Muitas das máquinas de teste, atualmente em uso, não satisfazem este requisito pois os corpos de prova apresentam superfície de contato similar à dos mancais de bucha.

É também impossível desenvolver pressões de contato suficientemente elevadas para testar as exigências dos modernos óleos para engrenagens.

Assim, eis algumas observações a respeito do ensaio e do equipamento utilizado:

- a O emprego de esferas como corpos de prova tem sido plenamente satisfatório. O acabamento da superfície e a precisão são insuperáveis. Além disso, uma esfera é o corpo de prova menos dispendioso, especialmente se for da qualidade padrão para rolamentos. Seu baixo preço e fácil disponibilidade são aspectos de grande significação, especialmente para ensaios em série.
- b A composição metalúrgica e a dureza destas esferas são mantidas dentro de tolerâncias estreitas (aço cromo temperado) com diametro de 12,700 mm. Como o equipamento de teste para verificar estas tolerâncias é bastante eficiente, são excluídas, em grande parte, as incertezas relativas aos materiais empregados.
- c O contato pontual não é favorável à formação de cunhas hidrodinâmicas. Pôr essa razão, o aparelho de quatro esferas responde somente pelo poder

lubrificante, que se baseia na natureza química do óleo e não na sua viscosidade ou resistência da película. De um modo análogo, a velocidade de deslizamento de 0,55 m/s é demasiado baixa para permitir a formação de cunhas hidrodinâmicas.

- d As condições no contato tais como: pressão, velocidade e natureza da superfície de contato, são similares ao contato dos dentes nas engrenagens altamente solicitadas, razão pela qual este aparelho é especialmente indicado para o teste de óleos para engrenagens, permitindo, conclusões com referência a operações práticas, especialmente se o método de teste foi desenvolvido empiricamente.
- e O método dos 3 pontos de contato, combinado com o ponto do porta-esfera auto-centralizado garante sempre a distribuição da carga sobre as três esferas, mesmo no caso em que as últimas tenham um diâmetro ligeiramente diferente.
- f A reprodutibilidade dos resultados de teste é satisfatória, devido principalmente ao fato de os corpos de prova não poderem se deslocar durante o teste; o princípio das quatro esferas, garante o auto alinhamento. Isto explica por que os testes feitos com esta máquina, em qualquer parte do mundo, são comparáveis e independem da pessoa que os executa.
- g O tempo de partida é muito breve e as pressões atingidas para o início do desgaste são excepcionalmente altas. Ambos os fatores são importantes nos testes de lubrificantes de extrema pressão.
- h Limite do poder lubrificante de extrema pressão é determinado no aparelho de quatro esferas com alta precisão, pela carga de soldagem.
- i A determinação da velocidade de desgaste é extremamente simples, e pode ser medida com o auxílio de uma lupa graduada.
- j Necessita-se somente de uma pequena quantidade de lubrificante para realizar uma série completa de testes (na maioria dos casos são suficientes 100ml), o que

o torna importante especialmente em trabalhos de pesquisa. O recipiente que comporta o lubrificante é de aproximadamente 10ml.

- 1 O tempo de teste é muito curto, durando apenas 1 minuto. A montagem e desmontagem dos componentes podem ser executadas, para o ensaio de soldagem, em 3 minutos.

2.6.2 Informações Gerais

- a Distribuição da carga entre a esfera superior e as três esferas inferiores, figura 19. A carga vertical P é distribuída às três esferas inferiores como segue.

Figura 19. Distribuição das esferas. DIN 51350 (1971)

$$P_1 = \frac{P}{\sqrt{6}} = 0,408.P \text{ kgf (2)}$$

- b Deformação estática

Antes do funcionamento, a carga P provoca uma deformação circular que, mesmo sob a maior carga, é considerada inteiramente elástica. Este diâmetro de deformação – diâmetro de Hertz – dH , varia com a terceira potência da carga; admitindo-se um módulo de Young de $2,1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$:

$$dH = 0,0873\sqrt[3]{P} \text{ mm (3)}$$

DH varia de 0,19 mm para uma carga de 10 kgf até 0,81 mm para uma carga de 800 kgf.

Esta relação (linha de Hertz) é indicada no diagrama da figura 20. Foi experimentalmente confirmada e é denominada deformação de Hertz. A teoria de Hertz aplica-se com as seguintes ressalvas:

O limite de proporcionalidade não é superado.

Entram em jogo somente tensões de compressão e não de cisalhamento.

O diâmetro da área de compressão é pequeno, em comparação com o diâmetro das esferas.

c Diâmetro da impressão de desgaste

Durante o teste, forma-se uma impressão de desgaste mais ou menos circular, nas três esferas inferiores, e um anel de desgaste, na esfera superior. O anel de desgaste não é considerado para qualquer avaliação. O diâmetro da impressão de desgaste das esferas inferiores é sempre igual ou maior que o diâmetro calculado pela equação de Hertz. Para medi-la pode-se usar um microscópio Brinell. Em muitos casos é vantajoso calcular a área de desgaste ou o volume de desgaste, em lugar do diâmetro da impressão de desgaste. O formato da parte desgastada representa uma lente com curvatura igual de ambos os lados.

d Pressão média na superfície de desgaste

(No que vai ser exposto, a expressão “área de contato” refere-se ou à deformação de Hertz ou à área de impressão de desgaste).

Tomando-se o diâmetro da área de contato entre a esfera superior e uma das três esferas inferiores com d mm, a pressão média específica P_m nesta área em kgf/cm^2 para uma carga de P kgf é:

$$P_m = \frac{100.P\sqrt{6}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{52P}{d^2} \text{ kgf/cm}^2 \quad (4)$$

O diagrama da figura 20 mostra curvas de igual pressão média específica baseadas nesta equação. Como o diâmetro da impressão de desgastada é medido no fim do ensaio e como a carga é conhecida, a pressão média específica pode ser determinada diretamente pelo uso do diagrama.

Por exemplo se $d = 1,02 \text{ mm}$ e $P = 200 \text{ kgf}$ então $P_m = 10.000 \text{ kgf/cm}^2$.

No início de um teste, a pressão média específica PH da deformação de Hertz dH pode ser determinado com o mesmo diagrama, mas usando aquele ponto da linha de Hertz que representa a carga P. (por exemplo, se $P = 200 \text{ kgf}$ PH é aproximadamente igual a 38.000 kgf/cm^2).

É também possível calcular PH tomando $d = d_H$.

$$PH = 6810\sqrt[3]{P} \text{ kgf/cm}^2 \quad (5)$$

Conforme o exposto, a pressão média específica da deformação de Hertz varia de 15.000 kgf/cm^2 para a carga de 10 kgf até 63.000 kgf/cm^2 para a carga de 800 kgf .

Figura 20. Grafico de Hertz. HANSA PRESS UND MASCHINENBAU. (1964)

Deve-se observar que a pressão máxima no centro do contato é da ordem de 1,5 vezes a pressão média específica. Ela pode ser calculada, empregando a teoria de Hertz. Relacionado a este fato, podem-se citar as condições existentes em engrenagens fortemente solicitadas. Aqui o contato é apenas pontual; a pressão específica varia de 10.000 a 40.000 kgf/cm². As pressões são consideravelmente mais elevadas, quando se levam em conta as imperfeições de fabricação, deformações devido a tratamentos térmicos, cargas dinâmicas e deformações, etc.

e Velocidade de deslizamento

Dado que o raio de contato médio $r = 0,367$ cm para uma esfera de diâmetro de 1,27 cm e a velocidade da esfera é de 1.420 rpm (50 Hz) tem-se $V = 0,545$ m/s e para 1740 rpm (60Hz) $V = 0,667$ m/s.

É possível trabalhar com rotações diferentes, instalando um variador de velocidades.

Recomenda-se o emprego de uma rotação mais elevada, para cargas muito altas, em virtude da deformação permanente das esferas.

Todavia os resultados não são comparáveis com aqueles estabelecidos na velocidade padrão de 1.420 rpm a 50Hz.

f Coeficiente de atrito

O coeficiente de atrito f é encontrado como segue:

O momento de atrito ativo MR nas três esferas inferiores é:

$$MR = \frac{f \cdot 3 \cdot P \cdot r}{\sqrt{6}} \text{ kgf (6)}$$

Ele pode ser medido, quer por um indicador de mola, ou por um aparelho registrador, cuja relação possa ser trocada de acordo com a carga aplicada de tal maneira que represente diretamente o coeficiente de atrito.

g Carga térmica específica

A quantidade H de calor de atrito, desenvolvida na área de contato por cm^2 e por segundo, que pode ser chamada calor específico médio, é calculada como

$$H = f.Pm.V \frac{\text{kgfm}}{\text{cm}^2 / \text{s}} \quad (7)$$

A carga máxima de calor médio que pode ser desenvolvida no aparelho de quatro esferas para um coeficiente de atrito $f = 0,10$ para a carga de 800 kgf é:

$$H = 0,1 \times 63.000 \times 0,545 \quad (8)$$

$$H = 3.425 \frac{\text{kgfm}}{\text{cm}^2 / \text{s}} \quad (9)$$

H é frequentemente empregado como a carga térmica existente localmente na área de contato, porém não é um valor de confiança.

Em cargas mais elevadas, tais como as cargas iguais ou maiores do que 800 kgf (8000 N) as esferas sofrem deformação permanente, geralmente essas cargas não são empregadas. O calor desenvolvido é uma função de $f.Pm.V$.

2.7 Engrenagens

Segundo TEXACO (1967) e SHELL (1986), denominam-se engrenagens, o conjunto de duas rodas dentadas, compostas pelo pinhão (a menor) e roda (a maior). Tratando-se de engrenagens não cilíndricas, a roda maior denomina-se coroa. Na prática emprega-se o termo engrenagem como sinônimo de roda dentada.

As engrenagens são intensamente usadas na transmissão de força, sendo estas as suas funções principais:

Reduzir ou multiplicar velocidades,
 Alterar os sentidos de rotação,
 a) Alterar a direção de acionamento.

Para executar essas funções, existem vários tipos de engrenagens, que podem ser classificadas sob diferentes critérios. Colocando-se dois cilindros em contato, segundo uma geratriz comum, pode-se obter transmissão de movimento circular de um cilindro para o outro através de atrito. O mesmo é válido para dois cones ou duas hiperbolóides. No primeiro caso, os eixos dos dois cilindros seriam paralelos, no segundo os eixos dos dois cones seriam concorrentes e, no terceiro, os eixos das duas hiperbolóides seriam reversos.

Aos três tipos acima citados de transmissão de movimento por atrito, correspondem os três tipos básicos de engrenagens: cilíndricas, cônicas e hiperbólicas, Figura 21 (a,b,c,).

Figura 21a. Engrenagem cilíndrica
 SHELL.(1986)

Figura 21b. Engrenagem cônicas
 SHELL. (1986)

Figura 21c. Engrenagem hiperbólica. SHELL.(1986)

Na prática, as superfícies que possuem estas linhas geratrizes de contato, são substituídas por dentes. Tais superfícies são imaginárias e denominadas superfícies primitivas, como esquematizado na Figura 22.

Figura 22. Esquema das engrenagens, mostrando círculo primitivo e linha primitiva. SHELL. (1986)

A vista lateral ou seção da superfície primitiva é chamada de “círculo primitivo”. A intercessão da superfície primitiva com a face do dente é chamada “linha primitiva”, como visualizado na figura 22.

Figura 23. Curva evolvente e reta evolvente. SHELL. (1986)

Com exceção de casos muito particulares, a curva básica que define o perfil dos dentes é uma arco evolvente, devido às vantagens que tal curva apresenta, figura 23. As engrenagens, cujo perfil dos dentes seja a envolvente, apresentam características importantes.

- a A direção da força entre os dentes permanece invariável, sendo a linha de ação uma reta.
- b A relação de velocidades angulares entre as duas rodas dentadas não varia com a alteração da distância entre os centros das mesmas.
- c Usinagem com ferramentas mais simples.
- d Facilidade de obtenção de dentes corrigidos.

A curva evolvente é gerada por um ponto de uma reta que rola, sem escorregar, sobre uma circunferência. Observando a figura 23, considera-se que o ponto P da reta r, estava inicialmente em A, enquanto a reta r rola sem escorregar sobre a circunferência do centro O e raio OA; o ponto P descreve o arco AP que é, por definição, um arco de curva evolvente. O ponto P será um dos infinitos pontos que constituem o perfil de um dos dentes da engrenagem. A circunferência de raio OA é denominada “circunferência da base” e é definida como aquela sobre a qual rola a reta que contém o ponto geratriz da curva evolvente.

2.7.1 Descrição dos Dentes

De acordo com SHELL (1986) , as denominações usadas na descrição do dente são as mostradas abaixo e observadas na figura 24.

Círculo Primitivo – é o círculo que caracteriza a engrenagem, pois o dimensionamento é fundamentado no diâmetro deste círculo. Normalmente as rodas conjugadas têm seus círculos primitivos tangentes, não havendo, contudo, esta necessidade no caso de engrenagens de perfil evolvente, quando isto acontece tem-se os dentes corrigidos (ou com perfil deslocado).

Circunferência de topo – limita as extremidades externas (topos) dos dentes; é também chamada cabeça do addendum ou externa.

Addendum ou altura da cabeça do dente – é a distância radial entre os círculos primitivos e de topo.

Círculo da raiz – é o círculo que passa pelo fundo dos vãos dos dentes.

Deddendum ou altura do pé do dente – é a distância radial entre os círculos primitivos e a raiz.

Profundidade de trabalho – é a distância radial da circunferência de topo à de truncamento e define a distância que o dente conjugado penetra no vão do dente.

Folga do fundo – é a distância radial entre a circunferência de truncamento e a da raiz.

Espessura do dente – é o comprimento do arco de circunferência primitiva, compreendido entre os flancos do mesmo dente.

Vão dos dentes – é a distância tomada em arco sobre o círculo primitivo entre os dois flancos defrontantes de dentes consecutivos.

Folga do vão – é a diferença entre o vão dos dentes de uma engrenagem e a espessura do dente da engrenagem conjugada. Esta folga é necessária para compensar erros e imprecisões no vão e na forma do dente, a fim de prover um espaço entre os dentes para o lubrificante e permitir a dilatação dos dentes.

Face do dente – é a superfície do dente entre o cilindro primitivos e o cilindro de topo.

Largura dos dentes – é a largura da engrenagem medida axialmente (é a distância entre as faces laterais dos dentes, medida paralelamente ao eixo da engrenagem).

Flanco do dente – é a superfície do dente entre o cilindro primitivos e o cilindro da raiz.

Topo – é a superfície superior do dente.

Fundo – é a superfície da base do vão do dente

.Figura 24. Descrição do dente. SHELL. (1986).

Ângulo de Pressão e Linha de Ação

Considere-se a linha AA, tangente ao círculo primitivo conforme se pode observar na figura 25. Se, através do ponto de tangência, for traçada a linha BB, o círculo da base correspondente será tangente a BB, e concêntrico ao círculo primitivo.

O ângulo ϕ é chamado “Ângulo de Pressão”, porque a direção da força que atua perpendicularmente aos perfis ocorre, segundo a linha BB, quando dois dentes estão em contato com os círculos primitivos das engrenagens conjugadas tangentes um ao outro. O ângulo ϕ é também chamado de ângulo de obliquidade.

A linha BB é a linha de ação ou linha de pressão, isto é, o lugar das projeções sobre o plano de rotação, dos sucessivos pontos de contato entre os dentes, durante o engrenamento. Esta linha é também a geratriz. É uma característica das engrenagens evolventais que a linha de ação seja sempre perpendicular ao perfil dos dentes no ponto de contato.

Os ângulos de pressão usuais são $14,5^\circ$ e 20° . Assim, se uma engrenagem é evolvente de 20° , significa que o seu ângulo de pressão é de 20° .

Figura 25. Ângulo de pressão. SHELL. (1986).

Passo

É a distância medida ao longo da circunferência primitiva de um certo ponto, num dente, ao ponto correspondente, no dente adjacente.

Sendo o passo, a espessura do dente e o vão, medidos normalmente sobre a circunferência primitiva, matematicamente tem-se:

p = passo

z = n° de dentes

d = diâmetro primitivo

$$\pi \cdot d = pz \text{ ou } d = \frac{p \cdot z}{\pi} \quad (10)$$

A relação p/π , é denominada módulo ou $m = \frac{p}{\pi}$ (11)

daí temos: $d = mz$

A condição básica para que haja engrenamento entre duas rodas dentadas, é que ambas possuam o mesmo módulo, segundo SHELL (1986).

Vale ainda ressaltar que, ao transmitir movimento de um eixo para outro as respectivas velocidades dependem da razão entre o número de dentes das engrenagens. Se as duas engrenagens tiverem o mesmo número de dentes, as velocidades dos eixos serão iguais. Se uma delas tiver quatro vezes mais dentes que a outra, sua velocidade, bem como a de seu eixo, serão quatro vezes menores. Quando um jogo de engrenagens é utilizado para reduzir a velocidade do eixo acionado, é conhecido como redutor e, quando o jogo é usado para aumentar a velocidade do eixo acionado, é conhecido como multiplicador, conforme MOURA & CARRETEIRO (1987).

2.7.2 Ação dos dentes

O contato entre os dentes de duas engrenagens em movimento constitui uma combinação de rolamento e deslizamento, como é mostrado na figura 26. As projeções sobre o plano de rotação, dos pontos de contato entre os dentes, à medida que passam pelo engrenamento, formam uma linha de ação. Com a forma de U, o dente motor entra em contato, quando a ponta dos dentes acionados atinge a linha de ação. Neste momento há o deslizamento radial máximo, segundo SHELL (1986).

À medida que o engrenamento prossegue, a velocidade de deslizamento radial diminui gradativamente, até que, na linha determinada pelo círculo primitivo (E), cai a zero.

Figura 26. Ações dos dentes. SHELL. (1986)

Conforme prossegue o engrenamento, a velocidade de deslizamento inverte de sentido torna a aumentar até atingir o máximo, quando finalmente os dentes se separam. Ao contrário, a velocidade de rolamento entre os dentes é mínima, ao começar o engrenamento, vai aumentando gradativamente, à medida que os dentes se engrenam, até atingir o máximo, quando o ponto de engrenamento atinge o círculo primitivo, passando depois, a diminuir novamente, até resultar mínimo, quando os dentes se separam.

A intensidade da carga, que as engrenagens podem transmitir, depende do modo pelo qual as superfícies dos dentes entram em contato e do grau de recobrimento entre elas. Quando em serviço, as superfícies dos dentes sofrem deformações elásticas, que podem alargar as linhas teóricas de contato, transformando-as em estreitas faixas ou mesmo pequenas áreas.

Este fato possibilita que se transmitam cargas elevadas, cujos valores se aproximam dos limites críticos da resistência dos materiais das engrenagens, conforme SHELL (1986).

A carga máxima suportada pelos dentes também depende da velocidade de deslizamento das superfícies, pois as cargas elevadas acarretam condições de lubrificação limite, e dessa maneira, o calor gerado depende tanto da pressão como do grau de deslizamento. Portanto, este fator pressão-velocidade é um fator crítico na tendência dos dentes a se desgastarem rapidamente.

O valor permissível deste fator depende do material de que é feita a engrenagem, da composição do lubrificante e do método de aplicação do mesmo.

Em qualquer tipo de engrenagem, as áreas de contato das superfícies dos dentes rolam e deslizam entre si, e são os fatores de maior influência na formação da cunha lubrificante, determinando, assim, a eficiência da lubrificação.

Tipos de engrenagens

As engrenagens podem ser classificadas de acordo com o seu formato e a disposição de seus dentes.

Quanto ao seu formato, elas podem ser:

- a Cilíndricas
- b Cônicas centradas
- c Hiperbólicas (hipóides) ou conicas descentradas.
- d Coroa - Parafuso sem fim.

Quanto à forma dos dentes, podem ser:

- a Retos
- B Helicoidais

2.7.3 Engrenagens Hipóides

Segundo SHELL. (1986), essas engrenagens permitem a transmissão de movimento entre eixos reversos. Embora tenham aparência semelhante à das engrenagens cônicas helicoidais, o desenho de seus dentes é diferente, a fim de possibilitar uma maior área de contato entre dentes, figura 27.

Elas permitem grandes variações de velocidade, e possuem grande capacidade de carga. Entretanto, as condições de contato entre os dentes são bastantes severas, pois sendo seus dentes helicoidais, surge o empuxo axial, e como seus eixos são reversos, aparece um deslizamento lateral, conforme MOURA & CARRETEIRO (1987); Este deslizamento lateral que aumenta proporcionalmente ao aumento da excentricidade entre os eixos, tende a cisalhar o filme de lubrificante.

São muito empregados em diferenciais de automóveis, caminhões e tratores.

Figura 27. Engrenagens hipóides. SHELL. (1986)

2.7.4 Engrenagem de dente reto e helicoidal

Nas engrenagens de dentes retos como podemos ver na figura 28, as linhas de contato, teoricamente se distribuem ao longo de toda a largura do dente e percorrem o flanco (face) e a face (flanco) do mesmo em cada engrenamento. No dente motor, ela se desloca da raiz para o topo, enquanto nos dentes acionados, a linha se desloca do topo para a raiz do dente.

Nas engrenagens de dente helicoidais de pequenos ângulos, cada fase de contato, desde o início até o fim ocorre simultaneamente em alguns pontos ao longo da face do dente. A linha de contato resultante é inclinada, deslocando-se para cima no dente motor e, para, baixo no dente acionado.

Figura 28. Engrenagem de dente reto e engrenagem de dente helicoidal. SHELL. (1986).

Aumentando-se o ângulo da hélice, um maior número de dentes, simultaneamente, entra em contato; pelo aparecimento da relação de contato de face, que é função da $\tan$ do ângulo da hélice; As linhas de contato também se distribuem simultaneamente sobre a superfície dos dentes engrenados e, conseqüentemente, as linhas em cada dente serão mais curtas e mais inclinadas. Desta maneira, a carga estará dividida sobre número maior de pares de dentes e distribuída sobre uma linha de contato mais longa. Por outro lado, entra em ação o empuxo axial, que é tanto maior quanto maior for o ângulo da hélice, conforme SHELL (1986).

A lubrificação é fundamental para o funcionamento das engrenagens e, em especial, as engrenagens hipóides, na qual o lubrificante usado é o SAE 90 API GL-5, que é estudado neste trabalho. Logo, o conhecimento do funcionamento de uma engrenagem, bem como suas nomenclaturas, são importantes para a execução deste trabalho.

3 Materiais e Métodos.

3.1 Materiais Utilizados.

3.1.1 Tipos de “*tracers*” e suas Concentrações

Foram escolhidos dois tipos de “*tracers*”. Esta escolha foi baseada na economia e na facilidade de serem obtidas pelos fabricantes de pacotes de aditivos.

1º “*tracer*” - Orgânico metálico à base de níquel, que será, neste trabalho, definido como Ni.

2º “*tracer*” - Orgânico metálico à base de antimônio, que será, neste trabalho, definido como Sb.

As concentrações escolhidas foram.

A recomendada pelo formulador do aditivo, sendo de 20ppm para o Sb e 100 ppm para o Ni.

O dobro do recomendado pelo formulador, sendo 40 ppm para o Sb e 200 ppm para o Ni, tendo como objetivo avaliar um possível erro na adição do “*tracer*”, e a influência no desempenho do lubrificante para engrenagem.

3.1.2 Os Óleos Lubrificantes Escolhidos e a sua Designação

Os óleos lubrificantes minerais utilizados neste trabalho são os recomendados para uso nos veículos da Mercedes-Benz do Brasil S/A para service-fill (serviço de praça). Todos são formulados com tecnologia à base de fósforo e enxofre.

As três amostras de lubrificantes, estudadas, serão designadas por amostra A, amostra B e amostra C. Na Tabela nº 5, há uma descrição das amostras utilizadas com seus respectivos “tracers”.

Tabela 5. “tracers”

Descrição		
Amostra	“tracer”	Concentração (ppm)
A	Ausente	Ausente
A20Sb	Sb	20
A40Sb	Sb	40
A100Ni	Ni	100
A200Ni	Ni	200
B	Ausente	Ausente
B20Sb	Sb	20
B40Sb	Sb	40
B100Ni	Ni	100
B200Ni	Ni	200
C	Ausente	Ausente
C20Sb	Sb	20
C40Sb	Sb	40
C100Ni	Ni	100
C200Ni	Ni	200

Foram usados para os ensaios esferas de 12,700 mm III DIN 5401 de aço para rolamento 100Cr6(W3) com dureza HRC 63 ± 3 .

3.2 Método Utilizado

Basicamente os ensaios de desempenho dos lubrificantes foram feitos em um aparelho de quatro esferas da Hansa Press und Maschinenbau GmbH, Hamburg - Stellingem. Foi desenvolvida uma metodologia específica para medir a propriedade antidesgaste e de extrema pressão, de acordo com a norma DIN 51350.

O funcionamento do aparelho consiste de uma esfera presa ao mandril de um motor que gira com uma velocidade de 1420 rpm (chamada de 4ª esfera) sobre três esferas fixas, presas em um suporte metálico.

Os seguintes critérios-chave se aplicam aos ensaios mecânicos de lubrificantes de transmissão e especialmente aos tipos de Extrema Pressão:

Velocidade de Desgaste;

Coefficiente de Atrito;

Carga de soldagem (Ponto de Engripamento).

Estas condições também podem existir em transmissões fortemente solicitadas, como as atualmente em uso na Indústria Automotiva. As engrenagens hipóides são um exemplo e naturalmente há outras na Indústria de Máquinas.

A carga de soldagem de extrema pressão, é uma expressão do poder lubrificante ou da capacidade para suportar certas cargas. Ela representa a carga total efetiva sobre as esferas e iguala o produto $P \times m \times V$. Como V é constante, P aumenta à medida que o coeficiente de atrito diminui. Todavia, o coeficiente de atrito é indicativo das propriedades de extrema pressão dos lubrificantes, embora certos óleos possuam uma capacidade adicional de evitar emperramentos e engripamentos, independentes da quantidade de atrito.

A carga de soldagem VKA permite uma classificação cuidadosa dos óleos, pois na maioria dos casos, pode ser determinada com grande precisão e reprodutibilidade. Contudo, este valor não constitui um índice de qualidade e deve ser suplementado com dados, referentes a propriedades antiemperramento e antiengripamento, pois uma carga elevada de soldagem nem sempre constitui um bom critério para utilidade prática.

3.2.1 Descrição da Máquina de Quatro Esferas

Uma robusta gaiola de ferro fundido, conforme figura 29, incorpora um fuso vertical de teste em mancais auto alinhados. O auto alinhamento é obtido através da carga de ensaio aplicada; desta maneira, o fuso de teste gira perfeitamente, sem jogo, o que é de extrema importância, para obter resultados precisos, figura 30.

Figura 29. Aparelho de quatro esferas. HANSA PRESS UND MASCHINENBAU. (1964)

A extremidade inferior do fuso segura as esferas de teste com diâmetro de $\frac{1}{2}$ polegada, num mandril autofixável travável. Quanto maior a carga aplicada, tanto maior a pressão da trava sobre a esfera. Esta esfera de teste contata e desliza sobre três esferas de aço adicionais, que são mantidas num pote, mediante um anel cônico de trava, bloqueado por uma porca de travagem, figura 31. Assim, as esferas são presas uma contra a outra numa posição fixa.

O pote assenta num ponto que garante seu auto-alinhamento. O lubrificante em teste deve ser acrescentado ao pote até atingir um nível $1/8''$ acima das esferas, figura 32 . Um braço transmite a carga de atrito para a gaiola.

Figura 30. Fuso de Teste. HANSA PRESS UND MASCHINENBAU. (1964)

Esta construção permite a adaptação de um indicador de força de atrito com registrador, figura 33. Na gaiola existe um braço de extensão para suportar o instrumento de medida. Para reduzir o atrito no ponto que suporta o pote, há uma plataforma giratória.

Figura 31. Pote para colocação das Esferas HANSA PRESS UND MASCHINENBAU. (1964).

A carga é transmitida ao corpo de prova por um braço de alavanca (travessão) e o valor da carga aplicada é ajustado por um peso cursor sobre este travessão. Uma trava de mola com indicador, fixa o peso sobre o travessão na posição desejada. Todas as máquinas dispõem de pesos adicionais para serem adicionados ao peso correção para aumentar a carga de trabalho.

O fuso de teste é acionado por um motor elétrico de 1,5 HP 220/380 V 1420 rpm (isto é válido para uma frequência de 50 Hz; para uma frequência de 60 Hz deve ser de cerca 1740 rpm).

Figura 32. Óleo colocado no pote com as esferas. HANSA PRESS UND MASCHINENBAU. (1964)

A conexão à rede é feita por um cabo flexível curto. O motor é controlado pelo botão de uma chave magnética de partida com relé-térmico ajustado para interromper a corrente automaticamente quando da soldagem das esferas.

Figura 33. Registrador de desgaste. HANSA PRESS UND MASCHINENBAU. (1964).

3.2.2 Ensaio de Desgaste

O ensaio de desgaste foi realizado no equipamento de quatro esferas com uma carga fixa de 3200N, para o tempo de 1 minuto e para o tempo de 10 minutos. As esferas foram pesadas antes do ensaio com uma aproximação de 0,1 mg e depois do

ensaio para verificar a variação de peso. O diâmetro da impressão de desgaste foi medido em mm após o ensaio.

3.2.2.1 Procedimento

Os recipientes das esferas e as esferas de teste são limpas cuidadosamente com benzina. As quatro esferas são pesadas com aproximação de 0,1 mg e o seu peso é anotado. Após isto as esferas são montadas colocando no recipiente limpo as três esferas que são presas. Há ainda, no recipiente, um termopar que mede a temperatura gerada durante o ensaio. O espaço livre no recipiente é preenchido com a amostra de lubrificante (aprox. 12 ml) até que as três esferas estejam cobertas. O recipiente e o lubrificante deverão estar na temperatura ambiente.

Uma esfera limpa que será usada como a 4ª esfera é colocada no suporte e montado no fuso de teste.

Após colocar o recipiente de teste com a ponta no rebaixo do prato giratório, a carga de 3200N é aplicada no tempo de 1 minuto. Após o teste o aparelho é desmontado, o recipiente com as três esferas, a esfera superior e a amostra são retiradas do sistema. As esferas são pesadas e o diâmetro da impressão de desgaste é medido, em mm, utilizando um estereoscópio.

O teste seguinte é feito com esferas novas, e nova amostra. O recipiente da esfera deve ser limpo e o ensaio com a nova amostra é repetido com o tempo de 10 minutos.

Foram realizados 10 ensaios onde se obteve o seguinte desvio para cada item analisado, tabela 6:

Tabela 6: Desvio dos itens analisados no ensaio de desgaste.

Item	Desvio
Desgaste da calota das três esferas fixas	0,05 mm
Perda de peso das três esferas fixas	0,05 mg
Perda de peso da 4ª esfera	0,05 mg
Temperatura	20° C
Rugosidade das três esferas fixas	0,05 µm
Variação do teor de fósforo	0,01 %p
Variação do teor de níquel	0,01 %p
Variação do teor de antimônio	0,01 %p

3.2.3 Ensaio de Solda por caldeamento

O ensaio é realizado conforme norma DIN 51350, que determina valores referenciais em lubrificantes com aditivos, permitindo altas pressões superficiais na área de atrito variadas entre duas superfícies em movimento. Este procedimento não admite uma correlação direta, visando ao comportamento destes lubrificantes em componentes de máquinas.

Resumo do procedimento

O lubrificante é testado num sistema de quatro esferas, que é composto de uma esfera rotativa, apoiada em três esferas fixas, do mesmo tamanho da primeira. As cargas podem ser aumentadas progressivamente, até a soldagem do sistema de quatro esferas

3.2.3.1 Procedimento

Os recipientes das esferas e as esferas de teste são limpas cuidadosamente com benzina. No recipiente limpo colocam-se as três esferas que são presas firmemente. O espaço livre no recipiente é preenchido com a amostra (aprox. 12 ml), até que as três esferas estejam cobertas. O recipiente e a amostra deverão estar na temperatura ambiente ($22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Uma esfera limpa, que será usada como rotativa, é colocada sob pressão no suporte e montada no fuso de teste. Após colocar o recipiente com a ponta no rebaixo do prato giratório, a carga limite suposta será aplicada. O teste dura $1\text{ minuto} \pm 1\text{ segundo}$, caso não seja interrompido antes pela soldagem das esferas.

A carga é aumentada progressivamente, até atingir a carga de solda por caldeamento. A carga é aumentada em 200N por teste na faixa de 2000N até 4800N e de 500N na faixa de 5000 até 12000N.

Após o teste, o aparelho é desmontado, bem como recipiente com as três esferas, a esfera superior e a amostra lubrificante serão retiradas do sistema.

O teste seguinte deve ser feito com esferas novas e limpas e com a limpeza do recipiente da esfera.

Foram realizados 10 ensaios, nos finais se obteve o desvio de 200 N para a carga de solda por caldeamento.

4 Resultados

4.1 Resultados do Ensaio de Desgaste

4.1.1 Desgaste da Calota das Três Esferas Fixas

O desgaste da calota da amostra A foi de 2,39 mm para o tempo de ensaio de 1 minuto e 3,27 mm para o ensaio de 10 minutos. Os valores obtidos com a adição de “*tracer*” de Ni e Sb na amostra A não mostraram diferença no seu valor de desgaste. Para a amostra B o desgaste para o tempo de 1 minuto foi de 2,08 mm e para o tempo de 10 minutos foi de 2,67 mm. A adição de “*tracer*” de Ni e Sb na amostra B não mostrou diferença significativa no seu valor de desgaste para o ensaio de 1 e 10 minutos; o mesmo ocorreu com a amostra C, que teve um desgaste de 2,24 mm para o ensaio de 1 minuto, e 2,53 mm para o ensaio de 10 minutos.

4.1.2 Perda de Peso das Três Esferas Fixas

Conforme a Figura 34, observa-se que as amostras A, A20Sb e A40Sb, tiveram uma perda de peso para o tempos de 1 minuto, porém, para o tempo de 10 minutos houve um ganho de peso. Nas amostras A100Ni e A200Ni, para os tempos de 1 e 10 minutos, ocorreu uma perda de peso, porém, a perda de peso foi maior para o tempo de 1 minuto, fato que não era esperado.

Para as demais amostras das formulações B e C, foi observada uma perda de peso, para o tempo de 1 e 10 minutos, sendo maior para o tempo de 10 minutos. As amostras A100Ni e A200Ni apresentaram uma perda de peso menor em relação às amostras das formulações B e C.

PERDA DE PESO DAS TRÊS ESFERAS FIXAS

Figura 34. Perda de Peso das Três Esferas Fixas

4.1.3 Perda de Peso da Quarta. Esfera

Conforme a figura 35, observa-se que, para o tempo de 10 minutos, a maior perda foi para as amostras da formulação A e a menor perda, para as amostras da formulação C; as amostras da formulação B tiveram perda de peso pouco maiores que as amostras da formulação C e bem menores que a formulação A.

Para o tempo de 1 minuto as diferenças da perda de peso não foram grandes, porém ocorreu o mesmo fato observado anteriormente, sendo maior a perda de peso das amostras da formulação A e menor perda para as amostras da formulação C, sendo que a perda para as amostras da formulação B, foi menor que a formulação A e maior que da formulação C.

4.1.4 Temperatura Durante o Ensaio

Durante os ensaios, as temperaturas obtidas não indicaram nenhuma tendência ou mudança nos valores observados para uma mesma amostra com ou sem “*tracer*”.

4.1.5 Rugosidade das Três Esferas Fixas

Os valores de rugosidade encontrados para a amostra A foram de 2,09 μm , após o ensaio de 1 minuto, e 2,57 μm , após o ensaio de 10 minutos; os valores encontrados para as amostras A20Sb, A40Sb, A100Ni e A200Ni não mostraram diferença significativa dos valores obtidos na amostra A. Para a amostra B, foi encontrado um valor de 1,60 μm , para o ensaio de 1 minuto e 0,91 μm , para o ensaio de 10 minutos, os valores encontrados para as amostras B20Sb, B40Sb, B100Ni e B200Ni não mostraram diferença significativa dos valores obtidos na amostra B e, para a amostra C, foi encontrado um valor de 0,73 μm para o ensaio de 1 minuto e um valor de 0,81 μm para o ensaio de 10 minutos. Os valores encontrados para as

amostras C20Sb, C40Sb, C100Ni e C200Ni não mostraram diferenças significativas dos valores obtidos na amostra C.

4.1.6 Variação do Teor de Fósforo

Os valores iniciais de fósforo para a amostra A, B e C eram de 0,11%p , 0,08%p e 0,12%p respectivamente, Na Figura 36, pode-se observar que a variação do teor de fósforo, após o ensaio de 10 minutos para as amostras da formulação A, foi maior do que as variações de peso das outras amostras, e que a variação de peso para as amostras da formulação B e C pode ser considerada insignificante.

Para o tempo de 1 minuto houve uma pequena variação do teor de fósforo para as amostras das formulações A, enquanto as formulações B e C não mostraram variações.

4.1.7 Variação do Teor de Níquel

Conforme Figura 37, pode-se observar que a variação do teor de níquel para a amostra A100Ni e A200Ni, para o ensaio de 10 minutos foi maior que os valores obtidos nas amostras B100Ni, B200Ni, C100Ni e C200Ni, para a amostra C100Ni não houve variação. Para o tempo de 1 minuto de ensaio a variação do teor de níquel não foi significativa para as amostras A100Ni, A200Ni, B100Ni, B200Ni, C100Ni e C200Ni.

PERDA DE PESO DA QUARTA ESFERA

Figura 35. Perda de Peso da Quarta Esfera

VARIAÇÃO DO TEOR DE FÓSFORO

Figura 36. Variação do Teor de Fósforo.

VARIAÇÃO DO TEOR DE NIQUEL

Figura 37. Variação do Teor de Níquel.

4.1.8 Variação do Teor de Antimônio

Conforme Figura 38, pode-se observar que a variação do teor de antimônio para as amostras A20Sb e A40Sb, para o ensaio de 10 minutos foi maior que os valores obtidos nas amostras B20Sb, B40Sb, C20Sb e C40Sb. Para o tempo de 1 minuto de ensaio, a variação do teor de antimônio não foi significativa para as amostras A20Sb, A40Sb, B20Sb, B40Sb, C20Sb e C40Sb, fato acima semelhante ao verificado anteriormente.

4.2 Resultado dos Ensaio de Solda por Caldeamento

Conforme tabela 7, observa-se que os valores de soldagem por caldeamento para as amostras formuladas com A não mostraram diferenças significativas, o mesmo ocorre com as amostras formuladas com B, tabela 8 e as amostras formuladas com a amostra C, tabela 9.

VARIAÇÃO DO TEOR DE ANTIMÔNIO

Figura 38. Variação do Teor de Antimônio.

Tabela 7. Resultado do ensaio de soldagem da amostra A.

AMOSTRA	(N)
A	4200-4400
A20Sb	4200-4400
A40Sb	4200-4400
A100Ni	4200-4400
A200Ni	4400-4600

Tabela 8. Resultado do ensaio de soldagem da amostra B.

AMOSTRA	(N)
B	3800-4000
B20Sb	3800-4000
B40Sb	3800-4000
B100Ni	3800-4000
B200Ni	4000-4200

Tabela 9. Resultado do ensaio de soldagem da amostra C.

AMOSTRA (N)	(N)
C	3600-3800
C20Sb	3600-3800
C40Sb	3600-3800
C100Ni	3800-4000
C200Ni	4000-4200

5 - Discussão dos Resultados

5.1 Ensaio de Desgaste

5.1.1 Desgaste da Calota das Três Esferas Fixas

O uso dos “*tracers*” de Ni e Sb, nas concentrações estudadas nas amostras A, B e C, não alterou seus desempenhos, portanto não teve influência no desempenho do lubrificante, em relação ao desgaste da calota dentro das condições de ensaio estudadas.

5.1.2 Perda de Peso das Três Esferas Fixas

Houve um aumento de peso para as amostras A, A20Sb e A40Sb, conforme item 4.1.2, e os valores de perda de peso da 4ª esfera, conforme item 4.13, indicam que houve uma transferência de massa da 4ª esfera para as três esferas fixas, vide Figura 39. Com a adição do “*tracer*” de níquel amostras A100Ni e A200Ni, observa-se uma perda de peso, sendo esses valores inferiores aos das amostras formuladas com B e C. Comparando-se as amostras formuladas com B e C não se verificam variações significativas.

5.1.3 Perda de Peso da Quarta Esfera

A variação da perda de peso da quarta esfera, conforme item 4.1.3, indica que a adição do “*tracer*” não mostrou alterações significativas no valor da perda de peso para as amostras A, B e C, no tempo de ensaio de 1 minuto.

Porém, a perda de peso foi maior para as amostras formuladas com A e menores para as amostras formuladas com B e C.

Figura 39.: Marca de desgaste de uma esfera que foi ensaiada com a amostra A sem “tracer”. O desgaste é semelhante, quando se utiliza “tracer” de antimônio.

Figura 40.: Marca de desgaste de uma esfera, ensaiada com a amostra A com “tracer” de níquel.

5.1.4 Temperatura Durante o Ensaio

A adição de “*tracer*” nas concentrações estudadas não teve influência na temperatura de trabalho.

5.1.5 Rugosidade das Três Esferas Fixas

Os valores obtidos de rugosidade, durante os ensaios com a adição de “*tracer*” nas concentrações estudadas, indicam que o “*tracer*” não tem influência nesta característica.

5.1.6 Variação do Teor de Fósforo

A grande variação do teor de fósforo, observada no item 4.1.6, para as amostras A, A20Sb, A40Sb, A100Ni e A200Ni, indica consumo do aditivo, devido a uma situação extrema de trabalho durante o ensaio, porém, para as demais amostras formuladas com C e B, este fato não foi observado, supondo-se que estas formulações são estáveis a esta condição. A adição de “*tracer*” não mostrou influência no desempenho das amostras ensaiadas, pois os fatos acima discutidos, também ocorreram para as amostras sem “*tracer*”, amostra A, B e C.

5.1.7 Variação do Teor de Níquel

Os valores obtidos de níquel, nas amostras A100Ni e A200Ni, apresentam grande variação, conforme item 4.1.7 no ensaio de 10 minutos, enquanto as amostras B100Ni, B200Ni, C100Ni e C200Ni não mostram variações significativas. A não estabilidade da amostra A, conforme item 5.1.6, provocou a degradação do aditivo e por consequência o consumo do “*tracer*”; a estabilidade das amostras B e C permitiu que o “*tracer*” não se degradasse nas amostras B20Sb, B40Sb, C20Sb e C40Sb. O tempo de ensaio de 1 minuto não foi suficiente para provocar uma variação significativa no teor de níquel, para todas as amostras analisadas.

5.1.8 Variação do Teor de Antimônio

Como no caso do níquel, o teor de antimônio nas amostras A20Sb e A40Sb apresentou grande variação, conforme item 4.1.8, enquanto as amostras B100Ni, B200Ni, C100Ni e C200Ni não mostraram variações significativas. A não estabilidade da amostra A, conforme item 5.1.6, provocou a degradação do “*tracer*” e a estabilidade das amostras B e C permitiu que o “*tracer*” não se degradasse nas amostras B20Sb, B40Sb, C20Sb e C40Sb.

5.2 Ensaios de Solda por Caldeamento

O valores de soldagem, obtidos com as amostras A200Ni, B200Ni, C100Ni e C200Ni, foram maiores do que os obtidos com as outras amostras, conforme item 4.2; porém, estes valores não apresentam diferenças significativas que possam ser atribuídas à presença do “*tracer*” de Ni, pois estão dentro da repetibilidade do equipamento para esta análise.

6 Conclusão

O “*tracer*” organometálico de antimônio e níquel não é estável em condições extremas de ensaio.

A degradação do óleo lubrificante e do pacote de aditivo provoca a degradação do “*tracer*” de níquel e antimônio.

Quando o lubrificante não é estável, sob certas condições de ensaio, irá provocar a degradação do “*tracer*”.

Devido à sua instabilidade em condições extremas de ensaio, não se podem usar os “*tracers*”, para o acompanhamento do desempenho de um óleo lubrificante para diferencial.

A adição do “*tracer*” de níquel e antimônio, nas concentrações estudadas, não alterou as propriedades de desgaste dos óleos lubrificantes tipo A, B e C para diferencial.

A amostra B e C são estáveis para as condições de ensaio, e a amostra A não é estável nestas condições.

7 Sugestões para Trabalhos Futuros

Realizar estudos sobre a influência do “*tracer*” de níquel no comportamento de transferência de peso da quarta esfera para as três esferas fixas.

Estudar o comportamento da formulação A com 100 e 200 ppm de níquel em relação a outras formulações.

Fazer teste de campo em frotas de caminhões sob várias condições de trabalho, para avaliar a relação deste ensaio em laboratório com a situação real.

Estudar a estabilidade térmica das três amostras de óleo lubrificante estudadas neste trabalho.

Estudar novos tipos de “*tracer*”, que possuam estabilidade à degradação, mesmo que o óleo lubrificante se degrade.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY FOR METALS (ASM). Metals Handbook. Friction, Lubrication, and Wear Technology, Vol. 18. p. 79-98, p. 184-233. 1990

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS – ASTM (1972). Committee D-2, “Laboratory Performance Tests For Automotive Gear Lubricants Intended For API GL-4, GL-5 and GL-6 Services – STP 512”

BARTZ, Wilfried J. (1986). VDI Verein Deutscher Ingenieure Landesgruppe Brasilien. São Paulo -SP

MOURA, Carlos R. S. e CARRETEIRO, Roland P. (1987) Lubrificantes e Lubrificação. Rio de Janeiro. Ed. Técnica Ltda.

CATERPILLAR. (1979). Analyzing Gear Failures. USA.

COORDINATING RESEARCH COUNCIL (1990). CRC manual nº 17. CRC gear , bearing & seal rating manual

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. (1971). DIN 51350 - Determinação de Carga de Soldagem de Lubrificantes Líquidos com o Aparelho “Shell”de Quatro Esferas.

HANSA PRESS UND MASCHINENBAU G.m.b.h., Hamburg-Stellingen. Descrição e instruções para uso do aparelho VKA-110., 1964.

LESTER E. ALBAN.. Systematic Analysis of Gear Failures, ASM America Society for Metals, USA,1985.

LUBRIZOL (1995). Ready Reference For Lubricant and Performance. U.S.A.

MOLYKOTE (1995). Introdução a técnica de lubrificação.

PURQUÉIRO, B. de M.. Tribologia, II – Lubrificantes, III – Regimes de Lubrificação. São Carlos – SP, EESC, 1983.

RIZVI, Red Q. A. (1985). Lubricant Additives and Their Functions. Lubrizol. Ohio USA.

RUNGE, Peter R. F.; DUARTE, Gilson N; GEMPERLÉ, Roland. (1994). Lubrificação Automotiva. Cotia – SP. Triboconcept.

SCHIEMANN, L. F., and; SCHWIND.J. J. Fundamentals of Automotive Gear Lubrication. SAE Tech. Paper Series nº 841213, 1984.

SHELL DO BRASIL S.A. Curso De Lubrificação , Engrenagem. Shell do Brasil S. A., 1986.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. (1985). SAE J306C – Axle and Manual Transmission Lubricant Viscosity Classification.

STACHOWIAK G. W.; and , BATCHELOR A. W.. Engineering Tribology; Tribology Series, 24.; p. 11- 56, p. 121-236, p. 307-479, 1992.

TEXACO DO BRASIL S.A, Boletim Técnico Geral, Ensaios para avaliar as propriedades EP de óleos lubrificantes, (1986).

TEXACO DO BRASIL S.A, Lubrificação, A lubrificação de Engrenagens I, Vol. 53, n 3, julho de 1967.

TEXACO DO BRASIL S.A, Lubrificação, A lubrificação de Engrenagens II, Vol. 53, n 4, julho de 1967.

TEXACO DO BRASIL S.A, Viscosidade, Vol. 52, n 3, julho de 1966.

8 Obras Consultadas

BRANDOW, Warren C.; Modern Multipurpose Gear Oils, SAE , International West Coast Meeting, 650636, 1965.

CALLIS G. E.;and, SUH G. Y.; Durability Testing of Low Viscosity Borate Gear Lubricants; fuels and lubricants meeting, San Francisco. California, November 3, 1983.

HAN, Seog-Young;and, JOON-JEONG, YI ;. Effects of Extreme Pressure Additives on Lubricity and Anti-seizure Property of lubricants. ISIJ International, Vol 37, N° 5, p. 498 - 503, 1997

HAN, xi-an ; and, LI qiong. Characteristics of Chemical Reactivity, Extreme-Pressure and Antiwear Properties of Binary Additive Systems; Tribology Transactions; Vol. 36, p. 283-289, 1993.

HSU, S.M.;and, SHEN, M.C.; and, KLAUS, E.E.; and, CHENG, H.S.;and, LACEY, P.I. . Mechano-chemical model: reaction temperatures in a concentrated contact. Wear, Vol 175, p. 209-218, 1994).

ICHIMARU, kazunori; and, IZUMI, naoshi; and, KIMURA, minoru; and, KOBORI, keishi. Effect of Lubricant Additives on Scoring-Proof Capability of Gear Oils, JSME International Journal, V. 35, n. 4, p. 652-659, 1992.

LIN, fin jen; and , HORNG, jeng hour; and, LEE, ke yang. The effect of na extreme pressure additive on the tribological behaviour of steel rollers with surface irregularities.; Wear; Vol. 169; p. 107-118, 1993.

- MA, yansheng; and, LIU, jiajun; and, ZHENG, linqing..The synergistic effects of oil additive sulphurized olefin with chemico-thermal treatment surfaces of steel, Wear, V. 176, p. 67-72., 1994.
- REN, T ,and, XUE, Q; and, WANG, H. A Study of S-(1H-benzotriazol-1-yl)methyl N,N-dialkyldithio-carbamates as novel multifunctional oil additives, , Wear, Vol. 172, p. 59 – 64, 1994.
- REN, T ,and, XUE, Q; and, WANG, H. A Study of the tribological properties of S-(1H-benzotriazol-1-yl)-methyl, O., O`-dialkyldithiophosphates as additives in liquid paraffin., Wear, Vol. 173, p. 167 – 170, 1994.
- SARIN, R; and, TULI, D.K.; and , VERNA, A.S.; and, RAI, M.M.; and, BHATNAGAR, A.K. . Additive-additive interactions: search for synergistic FM-EP-AW composition. Wear, Vol 174, n pp. 93 - 102, 1994.
- SCHUMARCHER, R.; and, ZINKE, H. .Tribofragmentation and antiwear behavior of isogeometric phosphorus compounds, Tribology International, Vol. 30, p. 199-208, 1997.
- SHEASBY, J. S.; and, RAFAEL, Z. Nisenholz. Antiwear Characteristics of a Commercial Secondary ZDDP Additive. Tribology Transactions, Vol 36, n 3, pp. 399 - 404, 1993.
- TEXACO DO BRASIL S.A, lubrificação, A lubrificação e o Desgaste, Vol. 51, n 6, julho de 1965..
- TORRANCE, A. A, and , MORGAN, J. E.,and, WAN; G.T.Y. An additive's influence on the pitting and wear of ball bearing stell, Wear, v. 192, p. 66-71, 1996.

WANG, T Y; and, AMERONGEN Ev . Effect of Extreme-pressure additives on fatigue life of rolling bearings; J. Phys D; Vol. 25, p. A147-A153, 1992.

WANG, J.; and, WHITLEY, B.W.; and CUSANO, C. ;and CONRY, T. F.. An Experimental Study of the Effects of Surface Lay Orientations on Initial Surface Damage in Point Contacts, Vol 35, n 4, p. 583 - 594, 1992.

XIA H.. A Study on the Antiwear Behaviour of S-P Type Gear Oil Additives in Four-Ball and Falex Machines. Wear, Vol. 112 p. 355-361, 1986.