**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

Adelci Menezes de Oliveira

**Desenvolvimento e avaliação de um lubrificante, com partículas magnéticas, destinado à
redução de atrito em motores de combustão interna**

São Carlos

2009

Adelci Menezes de Oliveira

Desenvolvimento e avaliação de um lubrificante, com partículas magnéticas, destinado à redução de atrito em motores de combustão interna

Tese Apresentada à Escola de Engenharia
de São Carlos da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos

São Carlos

2009

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

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

O48d	<p>Oliveira, Adelci Menezes de</p> <p>Desenvolvimento e avaliação de um lubrificante, com partículas magnéticas, destinado à redução de atrito em motores de combustão interna / Adelci Menezes de Oliveira ; orientador Antônio Moreira dos Santos. -- São Carlos, 2009.</p> <p>Tese (Doutorado-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Térmica e Fluidos -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2009.</p> <p>1. Motores de combustão interna. 2. Lubrificantes para motores. 3. Composto intermetálico lubrificante (CIL). 4. Lubrificante magnético. 5. Atrito. I. Título.</p>
------	---

Aos meus pais, os responsáveis pelos meus valores, semeados na minha mente e no meu
coração desde cedo

Ao meu querido pai, que lá de cima onde está continua a me inspirar cada vez que lembro
como conduziu aqui a sua vida e de como se relacionava com as pessoas

Às duas mulheres da minha vida, a minha esposa Nívia e a minha filhinha amada, a pequenina
princesa Larissa

E a Deus, que me permitiu ter a consciência dos extremos dimensionais que somos todos nós:
gigantes e anões ao mesmo tempo.

Agradecimentos

Durante o desenvolvimento deste trabalho de doutoramento, diversas pessoas e instituições contribuíram para a sua realização. Agradeço a todos eles, contudo em especial:

À Petróleo Brasileiro S.A. – PETROBRAS S.A. – através da área de Pesquisa e Desenvolvimento do Abastecimento (PDAB) do CENPES (Centro de Pesquisas e Desenvolvimento da Petrobras), pelo seu apoio através da disponibilização de equipamentos e incentivo institucional. Sem isso, a conclusão do trabalho seria mais demorada.

À Engenheira Vânia Periquito Vidal Miguel, gerente da área de Lubrificantes e Produtos Especiais (LPE), por seu apoio contínuo e confiança.

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos, pelo estímulo e amizade. Sem a sua orientação, eu teria muitas dificuldades.

Ao Amigo Prof. Dr. Elidio Angioletto, por ter “comprado” a minha idéia, quando desenvolvi o conceito de um lubrificante com propriedades magnéticas. O seu papel foi fundamental durante a fase de síntese das partículas dos Compostos Intermetálicos Lubrificantes (CIL).

Não poderia deixar de agradecer ao Técnico Químico Flávio de Lima, que realizou a quase totalidade de experimentos para este trabalho de doutorado, no equipamento ou tribômetro quatro esferas.

Ao amigo Engenheiro Fábio Arbex Araújo, por ajudar na implementação computacional para a formulação matemática que desenvolvi para a fase de simulação.

Ainda agradeço a todos os amigos da gerência de Lubrificantes e Produtos Especiais por suas colaborações individuais, quer tenham sido de ação direta ou indireta. São eles Letícia Lázaro, Nei Canellas, Marcos Vasconcellos, Paulo Eduardo, Leni Mathias, entre tantos outros inclusive de outras gerências.

Resumo

OLIVEIRA, A.M. (2009). **Desenvolvimento e avaliação de um lubrificante, com partículas magnéticas, destinado à redução de atrito em motores de combustão interna.** 184p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2009.

Os motores de combustão interna (MCI) têm sido usados pela humanidade há mais de 100 anos e ainda continuarão por muito tempo em virtude da sua alta confiabilidade e baixo custo de produção. No entanto, eles apresentam grande impacto ambiental em relação à emissão de CO₂. Atualmente, diversos trabalhos têm sido realizados com o objetivo de reduzir o consumo de combustíveis, o que conseqüentemente resulta em redução de emissões. Esses trabalhos englobam melhoramentos de projeto, desenvolvimento de novos materiais e lubrificantes de maior desempenho. No presente trabalho desenvolveu-se um lubrificante que contém partículas magnéticas constituídas de Compostos Intermetálicos Lubrificantes (CIL), que foi avaliado em tribômetro do tipo quatro esferas. Este lubrificante foi testado nas temperaturas de 60 °C, 100 ° e 150 °C, sob perfil de carga específico e rotação de 1.500 rpm. Comparado com outro óleo de mesmo grau SAE de viscosidade, apresentou desempenho friccional superior, exceto para a temperatura de 150 °C. Constatou-se que as partículas de CIL atuavam através da combinação da atividade superficial e atração magnética provocada pelo processo friccional das superfícies. Também se realizou um estudo de simulação computacional, com o objetivo de avaliar os efeitos da presença de CIL sobre o desempenho global de um motor de combustão interna, variando-se as viscosidades dos lubrificantes comparados, dentro do mesmo grau SAE. A conclusão é que um motor operando com o óleo formulado com CIL apresentou melhor desempenho do que quando operava com óleo comercial. Ainda se constatou, teoricamente, que dentro de um mesmo grau de viscosidade, o óleo de viscosidade menor pode oferecer ganhos de potência superiores a um motor que opere com outro óleo de viscosidade maior, com uma boa capacidade de proteção contra o desgaste, em virtude da presença das partículas de CIL.

Palavras-Chave: Lubrificantes para motores. Motores de combustão interna. Composto intermetálico lubrificante (CIL). Lubrificante magnético. Atrito.

Abstract

OLIVEIRA, A.M. (2009). **Desenvolvimento e avaliação de um lubrificante, com partículas magnéticas, destinado à redução de atrito em motores de combustão interna.** 184p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2009.

The internal combustion engines have been used for 100 years and they will continue being used for many years, especially because of high reliability and low costs of production. Nevertheless, they produce a lot of CO₂ emissions. Nowadays, worldwide, several projects are being performed in order to save fuels and reduce the emissions and for that, new materials and high performance lubricants are being developed. In this work it was developed a lubricant that contained magnetic particles, called lubricant intermetallic compound (CIL) and it was evaluated in a four ball tribometer, under 60 °C, 100 °C and 150 °C, using a specific load profile and a speed of 1.500 rpm. When the magnetic oil was compared with commercial oil, in the same SAE viscosity grade, it presented a better frictional performance, except for 150 °C. It was verified that the mechanism of the magnetic lubricant was a combination of particles superficial activity and attraction magnetic obtained by frictional process of the surfaces. Also, it was carried out a computational simulation for an internal combustion engine, in order to compare the performance of the magnetic lubricant with commercial oil, and evaluating the effect of the viscosities. The lubricant prepared with CIL presented a power increase, when compared to commercial oil, and for the same grade viscosity, the lower viscosity oil presented a better performance, besides of offering a good protection against wear.

Keywords: Engine lubricants. Internal combustion engines. Lubricant intermetallic compound (CIL). Magnetic lubricant. Friction.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Irregularidades nas superfícies	26
Figura 2. Esboço esquemático para dedução da equação de Reynolds	32
Figura 3. Ação conjunta do contato mecano-químico na lubrificação limite	34
Figura 4. Curva de fração de tempo de contato	34
Figura 5. Diagrama de Stribeck	36
Figura 6. Configurações de contato para diversos tipos de tribômetros	42
Figura 7. Ação dos detergentes e/ou dispersantes sobre uma partícula não solúvel	45
Figura 8. Curvas de viscosidade de óleo com diferentes IV's	47
Figura 9. Modelo esquemático de ação dos melhoradores de índice de viscosidade	48
Figura 10. Diagrama de corpo livre esquemático para o sistema pistão-biela	59
Figura 11. Resultado da realização de nitretação ou nitrocarbonetação	62
Figura 12. Curva de tamanho de distribuição de partícula do óxido de ferro	64
Figura 13. Curva de distribuição de tamanho cumulativo de partícula do precursor para a produção de CIL	65
Figura 14. Curva de distribuição de tamanho de partícula de CIL	65
Figura 15. Configuração de contato entre as esferas de teste, no equipamento “four ball”	68
Figura 16. Imagem do equipamento “four Ball” usado para as avaliações tribológicas	69
Figura 17. Perfil de carga, utilizado na avaliação experimental no tribômetro “four ball”	71
Figura 18. Ciclo de interrupção de ensaio para avaliação da evolução do desgaste e da formação de filme lubrificante	72
Figura 19. Diagrama esquemático de um MCI	75
Figura 20. Desenho esquemático do contato anel / cilindro	77
Figura 21. Perfil de temperatura, esquemático, na parede do cilindro	81

Figura 22. Resultados da comparação de óleos formulados com CIL sem magnetização e com CIL magnetizado contra um óleo comercial_____	85
Figura 23. Curvas de atrito e desgaste para a fase de “screening 1”_____	87
Figura 24. Modelo físico esquemático de ação das partículas de CIL_____	88
Figura 25. Perfil de temperatura para as formulações da fase “screening 1”_____	89
Figura 26. Curvas de força de atrito para óleo comercial e formulação 7 do desenho experimental_____	92
Figura 27. Perfil de temperatura para o óleo comercial e formulado com CIL, SLCIL7_____	92
Figura 28. Cicatrizes de desgaste obtidas para o óleo comercial (a) e SLCIL2 (b); (c) SLCIL2; (d) SLCIL3; (e) SLCIL4 e (f) SLCIL5_____	94
Figura 29. Superfícies de desgaste ampliadas (300 x). (a) óleo comercial. (b) SLCIL8_____	95
Figura 30. Superfície analisada da esfera testada com o óleo comercial_____	96
Figura 31. Análise em aglomerado de partículas_____	97
Figura 32. Superfície de resposta de aumento da potência de atrito_____	98
Figura 33. Projeção da superfície de resposta_____	99
Figura 34. Correlação entre o aumento da potência de atrito medido e o calculado estatisticamente_____	100
Figura 35. Resultados de desgaste para o óleo comercial testado em diferentes temperaturas do banho de óleo_____	101
Figura 36. Resultados de desgaste para o óleo formulado com CIL testado em diferentes temperaturas do banho de óleo_____	101
Figura 37. Resultados de desgaste incremental para o óleo comercial testado em diferentes temperaturas do banho de óleo_____	102
Figura 38. Resultados de desgaste incremental para o óleo formulado com CIL testado em diferentes temperaturas do banho de óleo_____	102

Figura 39. Resultados de aumento de desgaste_____	103
Figura 40. Potência de atrito para os óleos comerciais e contendo CIL, testados a 60 °C___	104
Figura 41. Potência de atrito para os óleos comerciais e contendo CIL, testados a 100 °C__	105
Figura 42. Potência de atrito atingida para os óleos comerciais e contendo CIL testados a 150 °C_____	105
Figura 43. Redução de potência do óleo formulado com CIL em relação ao comercial para as diferentes temperaturas de teste_____	106
Figura 44. Modelo físico esquemático de ação das partículas de CIL magnetizadas sob ação crescente de força_____	108
Figura 45. Curvas de distribuição de temperatura na parede do cilindro_____	111
Figura 46. Curva de velocidade do pistão_____	111
Figura 47. Perfil de pressão atuante na superfície traseira dos anéis_____	112
Figura 48. Perfil de perda de potência para as diferentes temperaturas de teste_____	113
Figura 49. Curva de espessura mínima de filme de óleo, para a condição de viscosidades iguais_____	114
Figura 50. Curva de espessura mínima de filme de óleo para a condição de viscosidades diferentes (COM x COM e COM x CIL)_____	115
Figura 51. Curva de espessura específica de filme (fator lambda) para os óleos comparados com as mesmas viscosidades_____	115
Figura 52. Curvas de espessura específica de filme (fator lambda) para os óleos comparados com viscosidades diferentes_____	116
Figura 53. Curva de fração de contato mecano-químico para os óleos com viscosidades iguais_____	116
Figura 54. Curva de fração de contato mecano-químico para os óleos com viscosidades diferentes_____	117

Figura 55. Curvas de força de atrito para os óleos de mesmas viscosidades durante todo o ciclo de operação do motor simulado_____	117
Figura 56. Força de atrito limite para os óleos de viscosidades iguais_____	119
Figura 57. Força de atrito misto para os óleos de mesmas viscosidades_____	120
Figura 58. Forças de atrito fluido para os óleos de viscosidades iguais_____	120
Figura 59. Curvas de força de atrito para os óleos de viscosidades diferentes durante todo o ciclo de operação do motor simulado_____	121
Figura 60. Forças de atrito limite para os óleos de viscosidades iguais_____	121
Figura 61. Forças de atrito misto para os óleos comerciais de viscosidades diferentes_____	122
Figura 62. Forças de atrito para os óleos comerciais de viscosidades diferentes_____	123
Figura 63. Curvas de força de atrito total para óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL_____	123
Figura 64. Forças de atrito limite para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL____	124
Figura 65. Forças de atrito misto para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL____	125
Figura 66. Forças de atrito fluido para os óleos de viscosidades diferentes comparados, COM x CIL_____	125
Figura 67. Potências de atrito para os óleos de mesmas viscosidades_____	126
Figura 68. Potência de atrito para os óleos de viscosidades iguais, COM x CIL_____	127
Figura 69. Potências de atrito misto para os óleos de viscosidades iguais_____	127
Figura 70. Potências de atrito fluido para os óleos de mesmas viscosidades_____	128
Figura 71. Potências de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, COM x COM____	129
Figura 72. Potência de atrito limite para os óleos de viscosidades diferentes, COM x COM_____	129
Figura 73. Potência de atrito misto para os óleos de viscosidades diferentes, COM x COM_____	130

Figura 74. Potência de atrito para a condição de comparação COM x COM, com óleos de viscosidades diferentes_____	130
Figura 75. Curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL_____	131
Figura 76. Potências de atrito limite para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL_____	132
Figura 77. Potência de atrito misto para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL_____	132
Figura 78. Potência de atrito fluido para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL_____	133
Figura 79. Potências perdidas nos demais sistemas mecânicos, num MCI, para os óleos de mesmas viscosidades, COM x CIL_____	135
Figura 80. Potências perdidas nos demais sistemas mecânicos, num MCI, para os óleos de viscosidades diferentes, COM x COM_____	136
Figura 81. Potências perdidas nos demais sistemas mecânicos, num MCI, para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL_____	137
Figura 82. Curvas de espessura mínima de filme de óleo para os óleos com mesmas viscosidades, COM x CIL_____	138
Figura 83. Espessura mínima de filme de óleos para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV) e COM (AV) x CIL (BV)_____	139
Figura 84. Curvas de espessura específica de filme para os óleos de mesmas viscosidades_____	139
Figura 85. Curvas de espessura específica de filme (fator lambda) para os óleos de viscosidades diferentes_____	140
Figura 86. Curvas de fração de contato mecano-químico para os óleos de viscosidades iguais_____	141

Figura 87. Curvas de fração de contato mecano-químico para os óleos de viscosidades diferentes_____	141
Figura 88. Curvas de força de atrito total para os óleos de viscosidades iguais_____	143
Figura 89. Curvas de força de atrito total para os óleos de viscosidades diferentes, COM x COM_____	143
Figura 90. Curvas de força de atrito total para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV)_____	144
Figura 91. Curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidades iguais_____	145
Figura 92. Curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)_____	146
Figura 93. Curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV)_____	146
Figura 94. Potência de atrito para todos os sistemas passíveis de perda mecânica em um MCI para os óleos de mesmas viscosidades_____	148
Figura 95. Potência de atrito para todos os sistemas passíveis de perda mecânica em um MCI para os óleos de viscosidades diferentes, COM x COM_____	149
Figura 96. Potência de atrito para todos os sistemas passíveis de perda mecânica em um MCI para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL _____	149
Figura 97. Comparação das potências de atrito nos anéis para todas as configurações de óleos para as duas condições de temperatura_____	151
Figura 98. Comparação das potências de atrito globais para todas as configurações de óleos para as duas condições de temperatura_____	152
Figura 99. Frações de contato para todos os óleos comparados, CIL (AV), COM (AV) e CIL (BV)_____	153

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Valores de viscosidade especificados para óleos de MCI de acordo com a norma SAE J300_____	39
Tabela 2. Formulações para definição do domínio de concentração do CIL_____	67
Tabela 3. Desenho experimental para avaliação da interação entre o CIL e o dispersante MIVAD – “screening 2”_____	70
Tabela 4. Dados do motor simulado (2500 rpm, 75 N.m)_____	83
Tabela 5. Dimensões típicas dos anéis do pistão_____	83
Tabela 6. Domínios de concentração de aditivos para a fase de “screening 2” _____	90
Tabela 7. Propriedades dos lubrificantes simulados_____	109
Tabela 8. Fração de contato global para os diversos óleos comparados_____	118
Tabela 9. Forças de Atrito Limite, Mista e Fluida, para os diversos óleos comparados____	126
Tabela 10. Resultados de potência para todas as regiões de contato e condições de comparação_____	133
Tabela 11. Resultados de ganho de potência global considerando os diversos sistemas num MCI_____	137
Tabela 12. Resultados de Fração de contato para os diversos óleos comparados_____	142
Tabela 13. Forças de Atrito Limite, Mista e Fluida para os diversos óleos comparados____	144
Tabela 14. Potências de atrito limite, mista e fluida para os diversos óleos comparados ____	147
Tabela 15. Resultados de ganho de potência global considerando os diversos sistemas num MCI, para o perfil de temperatura de 80 °C a 120 °C_____	150

LISTA DE SÍMBOLOS

- (W) - Carga normal.
- (p_e) - Pressão de escoamento.
- (F_{at}) – Força de atrito
- (A_r)– Área real de contato.
- (τ_m) – Resistência ao cisalhamento das junções metálicas.
- (μ) – Coeficiente de atrito.
- (h) – Espessura do filme de óleo entre duas superfícies.
- (η) – Viscosidade dinâmica do lubrificante.
- (p) – Pressão hidrodinâmica do filme de óleo.
- (U) – Velocidade relativa de deslizamento entre as superfícies.
- (x e y) – Variáveis que descrevem o sistema de coordenadas.
- (t) – Tempo.
- (λ) – Espessura específica de filme.
- (α) – Fração de tempo sob contato metálico.
- (A_{total}) – Área total de contato.
- (α_m) – Fração de contato mecânico ou metálico.
- (τ_q) – Resistência ao cisalhamento do filme lubrificante.
- (α_{mq}) – Fração de contato mecano-químico.
- (τ_{mq}) – Resistência ao cisalhamento mecano-químico do sistema sob contato.
- (h_0) – Espessura mínima de filme entre as superfícies sob movimento relativo.
- (σ) = $\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$ - Rugosidade combinada ou composta das superfícies.
- (R_{q1} e R_{q2}) – Fator de rugosidade de cada superfície.
- (F) – Força de cisalhamento entre duas placas deslizantes, separadas por um filme de óleo.
- (η) – Viscosidade dinâmica do óleo.
- (A) – Área de contato entre as duas placas.
- (μ_c) – Viscosidade cinemática;
- (ρ) – Massa específica do óleo.
- (a, b, c) – Constantes.
- (T) – Temperatura.
- (a, b, c, d) – Constantes.

(F_g) – Força resultante da pressão dos gases atuante na cabeça do pistão.
 (F_{ip}) – Força de inércia do pistão.
 (F_{atp}) – Força de atrito atuante no pistão.
 (F_b) – Força atuante na biela.
 (F_{ib}) – Força inercial da biela.
 (F_{sg}) – Força medida no “strain-gage”.
 (φ) – Ângulo entre o eixo do pistão e a biela.
 (x) – Deslocamento do pistão.
 (R) – Raio da manivela.
 (L) – Comprimento da biela.
 (w) – Rotação do motor.
 (θ) – Ângulo do virabrequim ou manivela.
 (F_g) – Força dos gases na cabeça do pistão.
 (P_g) – Pressão dos gases atuante na cabeça do pistão.
 (D) – Diâmetro do pistão.
 (P_1) – Pressão atuante na superfície traseira do primeiro anel, igual a pressão dos gases, quando o pistão está no curso de expansão.
 (P_2) – Pressão atuante na superfície do segundo anel.
 $h(x,t)$ – Espessura do filme de óleo ao longo do anel.
 $h_0(t)$ – Espessura mínima de filme de óleo.
 (t) – Tempo de contato do anel.
 (δ) – Altura da parábola no perfil do anel.
 (e) – Espessura do anel.
 (P_{el}) – Força elástica (de montagem) dos anéis.
 (F_a) – Força atuante na superfície oposta àquela em contato com o cilindro, igual ao somatório da força dos gases com a força elástica.
 (F_h) – Força hidrodinâmica do óleo atuante na superfície em contato com o cilindro.
 (T_{PMI}) – Temperatura do cilindro no ponto morto inferior.
 (T_{PMS}) – Temperatura do cilindro no ponto morto superior.
 $(F_{at(F)})$ – Força de atrito fluido.
 $(F_{at(mq)})$ – Força de atrito mecano-química.
 $(F_{at(f)})$ – Força de atrito fluida.
 $(F_{at(mq)})$ – Força de atrito mecano-química.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	21
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1 Tribologia	24
2.1.1 Atrito	25
2.1.2 Desgaste	28
2.1.3 Lubrificação	31
2.2 As Perdas Mecânicas em um MCI e as Características de economia de combustível dos Lubrificantes	37
2.3 As Máquinas de Desgaste para Estudo Tribológico	41
2.4 Os Lubrificantes para MCI e Interação entre Aditivos	42
2.4.1 Os Lubrificantes para Motores de Combustão Interna (MCI)	43
2.4.2 Interação entre Aditivos	52
2.4.2.1 Os Aditivos Sólidos mais Comuns	54
2.5 Simulação Computacional	57
3 MATERIAIS E MÉTODOS	61
3.1 Produção dos Compostos Intermetálicos Lubrificantes (CIL)	61

3.2 Formulação dos Lubrificantes e Avaliação Tribológica	67
3.3 Simulação Computacional	72
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	85
4.1 Resultados Experimentais	85
4.1.1 Resultados de Atrito e Desgaste para a Fase de Investigação Inicial (“screening 1”)	86
4.1.2 Resultados de Atrito e Desgaste para a Fase de “screening 2”	90
4.1.3 Resultados de Atrito e Desgaste para a Fase de Otimização	100
4.2 Resultados Computacionais	109
5 CONCLUSÕES	155
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	157
REFERÊNCIAS	159
GLOSSÁRIO	164
APÊNDICE I	165
APÊNDICE II	179

1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna (MCI) podem ser considerados como um dos tipos de máquinas mais versáteis da atualidade e de alta confiabilidade, apesar do seu rendimento térmico baixo. Embora estejam sendo desenvolvidas novas tecnologias e meios de propulsão reconhecidamente como sendo de baixas emissões e até de zero emissões, os motores de combustão interna ainda serão usados por muitos anos, dado o conhecimento técnico que se tem a seu respeito, assim como pelo fato de que a sua constituição básica (ferro e alumínio) garante a sua fabricação a baixo custo (BECKER, 2004).

É crescente a necessidade de se reduzir o consumo de combustível e o nível de emissões em todos os processos energéticos. O setor de transporte, que basicamente utiliza propulsão à MCI, é um dos principais emissores de CO₂ (TAYLOR; MAINWARNING; MORTIER, 2005) e, portanto, justificam-se os crescentes estudos e desenvolvimentos de novos projetos em MCI, que garantam um melhor selamento da câmara de combustão que permita um funcionamento adequado das partes móveis com folgas cada vez menores. Além do projeto em si, é exigido o desenvolvimento de novos materiais que permitam atingir níveis maiores de rendimento térmico e global, bem como o desenvolvimento de novos lubrificantes de alto desempenho com características “fuel economy”, que tenham um impacto direto na redução do consumo de combustíveis e, conseqüentemente, na redução das emissões.

Para atingir o objetivo de maior desempenho através do uso de lubrificantes de alto desempenho, novos compostos químicos têm sido desenvolvidos especialmente na área da nanotecnologia. Neste trabalho será desenvolvido um lubrificante de alto desempenho,

constituído por partículas magnéticas que auxiliem na formação de filme antifricção capaz de reduzir o atrito, com conseqüente redução no consumo de combustíveis e de emissões.

Este projeto está dividido em duas partes: A primeira parte constitui uma investigação experimental, cujo objetivo será avaliar o comportamento tribológico das partículas magnéticas num óleo para motores de combustão interna do ciclo Otto, bem como oferecer um mecanismo fenomenológico para ação destas partículas. Na segunda parte será feito um estudo de simulação computacional para avaliação do comportamento friccional do sistema anel de pistão / cilindro – considerado como sendo o de maior contribuição para as perdas mecânicas num MCI -, comparando-se o desempenho do óleo de alto desempenho com partículas magnéticas, com um óleo comercial de mesma especificação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os motores de combustão interna fazem parte da vida do homem há mais de 100 anos (PULKRABEK, 2004) e muitas melhorias ao longo do tempo têm sido feitas, tanto no que se refere aos aspectos de projeto, como aqueles referentes ao desenvolvimento e seleção dos materiais e, também, desenvolvimento de lubrificantes de alto desempenho. Na constituição física básica dos motores de combustão interna (MCI) predominam os metais ferro e alumínio, dois dos mais abundantes na crosta terrestre que, por serem de baixo custo, contribuem para a competitividade dos MCI com as novas tecnologias desenvolvidas ou em desenvolvimento. Portanto, a utilização dos MCI ainda perdurará por muito tempo (BECKER, 2004).

A alta utilização destes motores tem sido a responsável pelo surgimento de muitos estudos destinados sempre a melhorar o desempenho dos MCI, seja via projeto mecânico, desenvolvimento e seleção de materiais, seja melhora do processo de combustão ou desenvolvimento de melhores combustíveis e aditivos lubrificantes. Um dos sistemas mais estudados num MCI tem sido o sistema constituído pelo anel de pistão / cilindro, pois é considerado um dos maiores responsáveis pelas perdas mecânicas (TAYLOR, 1998; RYK; ETSION, 2006; NAKADA, 1994). Esse sistema é responsável pela garantia da separação física entre a câmara de combustão e o reservatório de óleo lubrificante (cárter), além de auxiliar na transferência de calor para a parede dos cilindros. O seu mau funcionamento acarreta em alto consumo de combustíveis, contaminação do lubrificante com fuligem e combustíveis não queimados, contaminação da câmara de combustão com conseqüente queima de óleo e, enfim, produção de alto nível de emissões gasosas. A redução do atrito

neste sistema, portanto, é importante para se reduzir consumo e emissões, além de reduzir o aquecimento das superfícies que pode ocorrer em função do processo friccional (HOSHI; BABA, 1986). O estudo e a compreensão dos fenômenos superficiais, tais como atrito e desgaste que acontecem entre duas superfícies sob movimento relativo são abordados pela área do conhecimento denominada tribologia.

2.1 TRIBOLOGIA

A expressão tribologia é relativamente nova, mas o assunto envolvido por trás desse termo tem sido estudado há muito tempo. Tribologia é a ciência que estuda os fenômenos do atrito, desgaste e lubrificação. Todos estes fenômenos são de natureza superficial e a diversidade de disciplinas que podem ser envolvidas para auxiliar na compreensão das interações entre duas superfícies, sob movimento relativo, é grande.

Entre as diversas áreas encarregadas de estudar os assuntos ou fenômenos interfaciais estão a física, química, metalurgia, matemática, reologia, lubrificação, viscoelasticidade, termodinâmica e transferência de calor, entre outras (MOORE, 1975). Apesar da recente formalização da ciência tribologia, os assuntos pertinentes à área são estudados há muito tempo. Há registros documentados de que civilizações antigas já haviam trabalhado no desenvolvimento de mancais e superfícies de baixo atrito, por exemplo. A palavra tribologia deriva da expressão Grega “tribos”, que significa atrito ou deslizamento (MOORE, 1975; STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005).

O atrito e o desgaste são dois grandes responsáveis por falhas em equipamentos ou máquinas e o controle ou redução de qualquer um dos dois pode resultar em grandes

economias para as indústrias em geral. Há estimativas de que de um terço à metade da energia produzida no mundo é usada para superar as resistências friccionais existentes entre as superfícies das máquinas. Em 1965 foi formado um comitê, na Grã-Bretanha, para avaliar as perdas devido as falhas em equipamentos. No ano seguinte, Peter Jost relatou que a aplicação de princípios tribológicos poderia contribuir para a economia de aproximadamente 600 milhões de libras esterlinas, tendo como referência valores do ano de 1965 (MOORE, 1975; STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005; HONDROS, 1971).

A seguir serão apresentados conceitos e mecanismos para atrito, desgaste e lubrificação.

2.1.1 Atrito

O atrito é a resistência ao movimento entre duas superfícies em movimento relativo, ou na iminência de movimento. Para o primeiro caso, o atrito é conhecido como atrito cinético e para o segundo, como atrito estático. O atrito estático é superior ao cinético.

Em algumas situações um atrito alto pode ser benéfico, como é o caso das embreagens de veículos automotores, dos freios em geral e até do caso de contato entre a sola dos calçados e o solo. Em outros casos a redução de atrito é objetivada, como nas engrenagens, nos rolamentos e nas diversas superfícies em um motor de combustão interna, sob movimento relativo.

As leis básicas do atrito, enunciadas principalmente por Amontons (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005; HONDROS, 1971) são:

1. A força de atrito entre dois corpos é proporcional à força normal atuante entre elas (a constante de proporcionalidade é o coeficiente de atrito);
2. A força de atrito é independente da área aparente de contato entre dois corpos;
3. A força de atrito é independente da velocidade.

A terceira lei do atrito é atribuída a Coulomb, que a teria definido em 1875. Esta lei apresenta limitações, pois quando se analisa o atrito estático (velocidade zero) e o cinético, que é menor que o anterior, constata-se uma falha. Quando as superfícies sob contato são lubrificadas, o atrito pode ser menor ainda.

Duas superfícies quando estão em contato são tocadas apenas nos pontos mais altos das superfícies (asperezas mais altas), o que leva à confirmação da segunda lei do atrito. A área efetiva de contato é, portanto, menor que a aparente. A Figura 1 abaixo ilustra isso claramente.

Figura 1. Irregularidades nas superfícies

As superfícies representadas na Figura 1, sob carregamento, iniciam contato nos pontos mais altos e, mesmo sob baixo nível de carga, a tensão atinge o limite de escoamento dos materiais e uma deformação plástica local começa a surgir.

Esta deformação localizada resulta na formação de junções, que sob ação deslizando causa o surgimento da força de atrito.

A área real de contato é igual a W / p_e , onde (W) é a carga normal e (p_e) é a pressão de escoamento. A força de atrito é a resistência ao cisalhamento multiplicada pela área real de contato.

$$F_{at} = A_r \cdot \tau_m \quad \text{Equação 1}$$

Onde,

(A_r) – área real de contato.

(τ_m) – resistência ao cisalhamento das junções metálicas.

Substituindo a expressão para a área de contato na Eq. 1:

$$F_{at} = (W / p_e) \cdot \tau_m$$

$$F_{at} = W \cdot (\tau_m / p_e) \quad \text{Equação 2}$$

Da primeira lei do atrito, de proporcionalidade entre força de atrito e carga normal, tem-se que o coeficiente de atrito é:

$$\mu = (\tau_m / p_e) \quad \text{Equação 3}$$

Para a efetiva contribuição da força de atrito, além dessa acima exposta (cisalhamento das junções), ainda há as componentes de riscamento (ploughing) e intertravamento das asperezas superficiais. Nas condições típicas de engenharia, o acabamento superficial e a adequada lubrificação garantem a eliminação da contribuição de intertravamento. A contribuição de “ploughing” depende das durezas relativas das superfícies sob contato e esse fenômeno ocorre, preferencialmente, quando as asperezas das superfícies mais duras têm a forma piramidal. Para condições reais, com o nível de acabamento que se pode atingir atualmente, as asperezas são mais arredondadas e, assim, esta contribuição também pode ser desprezada, restando apenas aquela de cisalhamento das junções, como discutido anteriormente (JASTRZEBSKI, 1959; MOORE, 1975).

2.1.2 Desgaste

O desgaste pode ser definido como a perda progressiva de material de duas superfícies sob movimento relativo. Em algumas circunstâncias, o desgaste pode ser benéfico, como é o caso de amaciamento (running-in) de superfícies novas, recém usinadas. Outro efeito benéfico é o caso da usinagem, na qual se objetiva a retirada de material propositadamente. No entanto, em geral, o desgaste não é desejado, como no caso de máquinas operando em condições ótimas de ajustes. Nestas máquinas, o desgaste progressivo aumenta as folgas. Com isso, os sistemas começam a vibrar, surgem ruídos, os ajustes podem ser perdidos e, com o decorrer do tempo, elas podem falhar.

Não há uma relação determinística entre atrito e desgaste, mas em geral um alto atrito pode levar à ocorrência de desgaste, especialmente na ausência de um filme lubrificante que separe totalmente as superfícies sob movimento relativo.

São diversos os mecanismos de desgaste que levam à perda de material em superfícies sob contato relativo, tais como desgaste adesivo ou por deslizamento, desgaste abrasivo, erosivo, químico, “fretting”, fadiga superficial e impacto. Devido à complexidade dos fenômenos que ocorrem nas interfaces, um determinado mecanismo nunca ocorre isoladamente (EYRE, 1978). Os mecanismos de desgaste que mais causam falhas em equipamentos são o desgaste adesivo e o abrasivo. Aqui, será apresentado o adesivo, abrasivo e químico, que são os de maior ocorrência em motores de combustão interna.

Desgaste adesivo

No desgaste adesivo há a formação de junções, conforme mostrado na Figura 1. As superfícies sob movimento relativo provocam o rompimento destas junções, normalmente no material de menor resistência. A partícula removida continua presa à superfície de maior resistência, mas a continuidade do movimento provoca a sua soltura entre as superfícies. Esta partícula de desgaste solta (debris) irá atuar como um abrasivo e os dois mecanismos, desgaste por adesão e por abrasão, atuarão conjuntamente.

Quando as superfícies são submetidas a altas cargas e baixas velocidades, principalmente, os danos nas superfícies podem ser bastante severos. Sob condições de deslizamento, esse dano é conhecido como “scuffing”. O “scuffing” acontece, preferencialmente, em superfícies recentemente preparadas ou usinadas, daí a importância do amaciamento delas (running-in). Para reduzir a incidência deste tipo de dano severo, os aditivos antidesgaste e de extrema pressão presentes nos lubrificantes têm um papel fundamental.

Desgaste Abrasivo

O desgaste abrasivo é aquele através do qual a remoção de material acontece pelo efeito de riscamento de uma superfície pela outra de maior dureza. A partir deste conceito fica subentendido que para promover a redução do desgaste por abrasão é necessário o aumento da dureza das superfícies. O dano por desgaste abrasivo é bem menos severo do que aquele que ocorre no desgaste adesivo.

O desgaste abrasivo pode acontecer pelo efeito de riscamento de uma superfície em outra de menor dureza ou devido a presença de material particulado de alta dureza, tal como poeira, ou até mesmo de partículas de desgaste que podem ter surgido por qualquer outro mecanismo de desgaste anterior.

Numa superfície que sofreu desgaste por abrasão é possível visualizar as marcas de arrastamento (“ploughing”) ou os sulcos causados pelo riscamento. Nas superfícies que sofreram danos por desgaste adesivo podem-se visualizar as marcas de deformação plástica ou até de fusão localizada, no caso de “scuffing”.

Desgaste químico

O desgaste químico, como o próprio nome sugere, ocorre em função de reações químicas combinadas com ações mecânicas nas superfícies sob movimento relativo. As superfícies sob movimento causam a remoção dos produtos das reações químicas superficiais e, com isso, ocorre o surgimento de uma superfície limpa, que fica exposta ao ambiente e

propensa a novas reações. Esse processo de reação, remoção dos produtos e nova reação é contínuo, até que promovam altas folgas e a presença de “debris” propiciem a ocorrência simultânea de outros mecanismos de desgaste e, com o decorrer do tempo, aconteça falha do equipamento.

As superfícies desgastadas por fenômenos químicos apresentam-se com manchas de ataque químico. Neste tipo de desgaste predomina a presença de partículas muito pequenas.

2.1.3 Lubrificação

Quando duas superfícies sob movimento relativo são lubrificadas, surge entre elas um filme de óleo que pode ser o responsável pelo suporte total ou parcial da carga que atua entre elas. Quando os esforços são muito altos ou a velocidade relativa é baixa, ou ainda, a viscosidade do lubrificante é diminuída, pode ocorrer um contato maior entre as superfícies. Nestas condições, o filme formado entre as superfícies será o responsável pela redução do atrito e do desgaste.

Lubrificação Hidrodinâmica

Em superfícies completamente separadas, o suporte da carga é de responsabilidade total do filme de óleo. Nestas condições, o desgaste pode ser considerado nulo, já que não há contato metálico algum. O atrito por sua vez é muito baixo, pois a energia para provocar o deslizamento das camadas adjacentes de lubrificante é mínima. Este tipo de lubrificação é conhecido como lubrificação hidrodinâmica (HD). Aqui, a propriedade do lubrificante mais importante é a viscosidade.

Para se calcular as perdas friccionais num sistema submetido a essa forma de lubrificação é necessária a resolução da equação de Reynolds (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005). Na Figura 2, é apresentado um esboço típico para lubrificação HD. Na Equação 4 está representada a Equação bidimensional de Reynolds. O segundo termo no segundo membro desta Equação é a contribuição de “squeeze” ou redução da espessura do filme de óleo por meio da carga aplicada.

Figura 2. Esboço esquemático para dedução da equação de Reynolds

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{dh}{dx} + 12 \frac{dh}{dt} \quad \text{Equação 4}$$

Onde,

(h) – espessura do filme de óleo entre as superfícies;

(η) – viscosidade dinâmica do lubrificante;

(p) – pressão hidrodinâmica do filme de óleo;

(U) – velocidade relativa de deslizamento entre as superfícies;

(x e y) – variáveis que descrevem o sistema de coordenadas;

(t) – tempo.

Lubrificação Elastohidrodinâmica

Neste tipo de lubrificação, o suporte de carga é o resultado da contribuição mútua das superfícies em contato e da pressão hidrodinâmica gerada no filme de óleo. O contato, característico da lubrificação elastohidrodinâmica (EHD) é do tipo não conforme, ou seja, a área de contato é muito pequena e as orientações dos raios de curvaturas são diferentes para cada superfície. Este tipo de contato ocorre em dentes de engrenagens, rolamentos, sistema came-seguidor, entre diversos outros. Para se calcular a espessura do filme de óleo, neste caso, é necessária a resolução da equação de Reynolds acoplada com expressões que considerem a elasticidade dos materiais sob contato.

Lubrificação Limite

Neste tipo de lubrificação há a ausência total de um filme do tipo HD ou EHD. Nesse novo regime de lubrificação, a espessura do filme de óleo é menor que a rugosidade combinada das superfícies sob contato. É importante, portanto, que o lubrificante possua aditivos antidesgaste (AD) e de extrema pressão (EP), pois são capazes de reagir com as superfícies sob contato e formam compostos de baixa tensão cisalhante, o que provoca a redução do atrito e do desgaste.

A força de atrito para este modo de lubrificação é o resultado do produto da resistência mecano-química do tribossistema e da área total de contato. A resistência mecano-química é o resultado da contribuição metálica ou mecânica e do filme químico que se formou como

resultado da reação dos aditivos antidesgaste e EP. Na Figura 3 é apresentado um esquema de contato sob lubrificação limite.

Figura 3. Ação conjunta do contato mecano-químico, na lubrificação limite

Norton (1996) apresenta uma curva de fração de tempo de contato metálico, entre contato esfera / pista sob movimento de rolamento. Para relação (λ) superior a 4, ou seja, quando a espessura do filme de óleo é quatro vezes maior que a rugosidade composta das superfícies, a fração de tempo de contato metálico é zero. Quando a mesma relação é menor ou igual a 1, a fração de tempo é igual a um. Entre esses valores predomina a lubrificação mista, que é o resultado da contribuição da lubrificação limite e HD simultaneamente. Esta curva pode ser vista na Figura 4.

Figura 4. Curva de fração de tempo de contato

Nesse trabalho é dada uma nova interpretação para esta variável dependente (α). Aqui será interpretada como a fração de contato mecano-químico entre as duas superfícies sob movimento relativo. Isto significa que para (λ) maior que quatro, as superfícies são totalmente separadas por um filme de óleo espesso. Quando (λ) for menor que um, ou seja, a espessura de filme de óleo for inferior a rugosidade composta, nenhum filme fluido estará presente entre as duas superfícies sob contato e, portanto, predominará a lubrificação limite.

O coeficiente de atrito predominante em sistemas que operam no regime de lubrificação limite é da ordem de 0,1 a 0,15, e é resultado da contribuição mútua entre filme lubrificante e contato mecânico. A força de atrito pode ser calculada de acordo com a Equação 5.

$$F_{at} = A_{total} \cdot [\alpha_m \cdot \tau_m + (1 - \alpha_m) \cdot \tau_q] = A_{total} \cdot \alpha_{mq} \cdot \tau_{mq} \quad \text{Equação 5}$$

Onde,

(F_{at}) – força de atrito;

(A_{total}) – área total de contato;

(α_m) – fração de contato mecânico ou metálico;

(τ_m) – resistência ao cisalhamento mecânico das superfícies;

(τ_q) – resistência ao cisalhamento do filme lubrificante;

(α_{mq}) – fração de contato mecano-químico;

(τ_{mq}) – resistência ao cisalhamento mecano-química do sistema sob contato.

Os aditivos de superfície, que são compostos de natureza polar, têm um grande efeito na formação e manutenção do filme na interface de contato.

Num MCI o sistema de trem de válvula opera, basicamente, sob lubrificação limite. Os mancais do virabrequim, tanto os munhões quanto os moentes, são lubrificados hidrodinamicamente. O sistema anel do pistão/cilindro, durante o ciclo motor completo, opera entre lubrificação HD e lubrificação limite. Nas regiões de maior velocidade do pistão, prevalece o regime HD, enquanto próximo aos PMS (ponto morto superior) e PMI (ponto morto inferior) predominam a lubrificação mista (contribuição mútua do regime HD e limite) e limite. O diagrama de Stribeck, mostrado na Figura 5, ilustra bem a lubrificação num MCI (TAYLOR, 1998).

Figura 5. Diagrama de Stribeck

A ordenada deste diagrama é o coeficiente de atrito e a abscissa é a espessura específica de filme, que é a razão entre a espessura mínima do filme de óleo e a rugosidade combinada das superfícies sob contato. Esta espessura de filme, também conhecida como fator lambda (λ) pode ser calculada pela Equação 6.

$$\lambda = h_0 / \sigma$$

Equação 6

Onde,

(λ) – espessura específica de filme;

(h_0) – espessura mínima de filme entre as superfícies sob movimento relativo;

$(\sigma) = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$ - rugosidade combinada ou composta das superfícies;

$(R_{q1}$ e R_{q2}) – fator de rugosidade de cada superfície.

2.2 AS PERDAS MECÂNICAS NUM MCI E AS CARACTERÍSTICAS DE ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL DOS LUBRIFICANTES

Taylor e Coy (2000) estimaram que uma redução de 0,50 % no consumo de combustíveis nos EUA resultaria numa economia de U\$ 350.000.000,00 (trezentos e cinquenta milhões de dólares). A corrida para a redução do consumo de combustíveis iniciou com a crise de petróleo nos anos 70, mas a preocupação com emissões de gases de efeito estufa é relativamente recente. Nos EUA, a preocupação com a questão das emissões tem surgido por força da legislação, enquanto na Europa e Japão esse assunto sempre foi tratado como prioridade (TAYLOR; COY, 2000). Outro fator que tem impulsionado o desenvolvimento de tecnologia dos MCI, tanto para fins de consumo de combustíveis quanto para a durabilidade e redução de emissões, tem sido o alto grau de exigência do consumidor final (NAKADA, 1994).

No Brasil, o consumo médio anual de gasolina é de aproximadamente 28.000.000.000 (vinte e oito bilhões) de litros (www.protefer.com, acessado no dia 20/05/2008). Uma redução de 0,50 % no consumo deste combustível resultaria numa economia de R\$ 364.000.000,00 (trezentos e sessenta e quatro milhões de reais) ao ano, considerando o custo unitário do litro da gasolina de R\$ 2,60 (dois reais e sessenta centavos), o que é suficiente para se justificar o desenvolvimento de lubrificantes com características “fuel economy”.

Para a qualificação de um lubrificante “fuel economy”, a ACEA (Association des Constructeurs Européens d’Automobiles) e API (American Petroleum Institute) desenvolveram padrões para testes de óleos lubrificantes candidatos, os quais são comparados com um óleo de referência. Nos Estados Unidos e no Japão, os óleos lubrificantes candidatos a “fuel economy” são avaliados em motores com a finalidade de atender as especificações ILSAC (International Lubricant Specification and Approval Comitee) GF-2, GF-3 e GF-4. Para a especificação GF-2 e GF-3 são usados motores Ford 4,6 litros, V8. Há ainda os testes ASTM (American Society for Testing and Materials) para avaliação do comportamento “fuel economy” dos lubrificantes. Esses testes são denominados como testes da sequência VI. Nesta sequência, usa-se um motor cujo sistema came-seguidor é deslizante e, assim, pode-se medir bem a influência dos aditivos redutores de atrito presentes no óleo. A sequência VI-A utiliza o mesmo motor das especificações ILSAC, com um seguidor roletado, o que dificulta bastante a avaliação do efeito dos redutores de atrito. Uma nova sequência, a VI-B, foi desenvolvida com o objetivo de aumentar a proporção de lubrificação limite (na qual os redutores de atrito têm maiores efeitos) para melhor avaliar tais redutores. Para diversos graus de viscosidade existem limites de aprovação podendo variar de 0,5 a 2,0 % (TAYLOR; COY, 2000; TAYLOR; MAINWARNING; MORTIER, 2005).

Os lubrificantes do tipo “fuel economy” são caracterizados basicamente pelo fato de serem de baixa viscosidade. Num óleo de motor, a viscosidade a 100 °C é a que se utiliza para o devido enquadramento viscométrico, durante a fase de formulação. Isto se deve, principalmente, ao fato de que essa é a temperatura típica de funcionamento de um MCI em condições normais de operação. Outra grandeza importante quando do desenvolvimento de um óleo lubrificante para motores é a especificação da viscosidade a alta temperatura e alta taxa de cisalhamento, conhecido como HTHS (High Temperature High Shear), que é

especificada pela norma SAE J300. Para a medição da viscosidade HTHS, uma amostra de óleo é aquecida a 150 °C e cisalhada em um tubo capilar na taxa de cisalhamento de 10^6 s^{-1} . Na Tabela 1 são apresentados os valores de viscosidade HTHS especificados para os graus mais comuns de viscosidade SAE, de acordo com a SAE J300 (TAYLOR; MAINWARNING; MORTIER, 2005).

Tabela 1. Valores de viscosidade especificados para óleos de MCI, de acordo com a norma SAE J300

	Viscosidade HTHS, mPa.s
xW20	2,6
xW30 e (0W40, 5W40 e 10W40)	2,9
15W40, 20W40, 25W40, Grau 40, xW50 e xW60	3,7
xW10	Não definido

A motivação para se desenvolver lubrificantes com características “fuel economy”, orientada para a redução de viscosidade, está baseada na consideração de que o regime de lubrificação predominante, num MCI, é o hidrodinâmico. Esse regime de lubrificação é caracterizado pela separação completa das superfícies sob movimento relativo e, portanto, as perdas existentes são oriundas do fenômeno de cisalhamento fluido das camadas de óleo lubrificante. No entanto, deve-se considerar também que há regiões de contato nas quais predominam a lubrificação limite e/ou mista, conforme discutido na seção anterior.

Num MCI, as perdas mecânicas são resultado da contribuição do contato no sistema came-seguidor, do atrito fluido nos mancais de deslizamento e em boa parte do contato do sistema pistão-anel / cilindro. Nakada (1994) publicou que, em um automóvel, a perda de energia no motor de combustão interna é maior que as perdas individuais dos outros sistemas. A perda de energia em um MCI chega a 41 % das perdas totais no automóvel e deste valor, 50 a 60 % são perdas no sistema pistão-anel / cilindro.

A natureza dos aditivos redutores de atrito e antidesgaste, presentes no óleo lubrificante, é muito importante para o bom desempenho tribológico, assim como o efeito interativo que pode surgir entre eles. O aditivo antidesgaste mais comumente usado é o ZDDP (Dialquil ditiofosfato de Zinco). Este aditivo é um composto inorgânico à base de fósforo e enxofre, que são os elementos responsáveis pela formação de filme lubrificante (fosfetos ou sulfetos de ferro), através da reação com o ferro da(s) superfície(s) em contato. No entanto, verificou-se que estes elementos, principalmente o fósforo, comprometem a ação dos conversores catalíticos instalados nos veículos modernos. Há uma busca crescente para o desenvolvimento de novos aditivos, que combinadamente com o ZDDP em menores concentrações, não afetem o desempenho dos catalisadores e possam oferecer um bom desempenho tribológico. Atualmente têm sido utilizados o ditiocarbamato de molibdênio (MoDTC) e ditiofosfato de Molibdênio (MoDTP), em conjunto com o ZDDP em menores concentrações e, recentemente, começou-se a usar o aditivo orgânico glicerol mono-oleato (TAYLOR; MAINWARNING; MORTIER, 2005).

2.3 AS MÁQUINAS DE DESGATE PARA ESTUDO TRIBOLÓGICO

Os óleos lubrificantes para MCI são normalmente avaliados em motores de combustão interna, mas para a fase de desenvolvimento de produtos, esses testes podem ser muito caros. Por esta razão, há testes que são realizados em tribômetros, como é o caso do “four ball”, além daqueles específicos que são projetados pelos próprios pesquisadores. Para o caso de avaliação do sistema anel de pistão / cilindro, há diversos equipamentos que simulam movimentos alternativos e podem usar os materiais reais de constituição usados nos motores para o par tribológico.

São diversos os tipos de tribômetros que podem ser usados para fins de estudo dos processos tribológicos. Na Figura 6 são apresentadas algumas configurações de contato que podem ser usadas para estudo tribológico.

Figura 6. Configurações de contato. (a) pino sobre disco. (b) cilindros transversais. (c) “block on ring”. (d) pino sobre disco com movimento alternado. (e) cilindro sobre plano com movimento alternado. (f) quatro esferas (four ball)

Sem dúvida as melhores configurações para avaliação / simulação do sistema anel / cilindro são aquelas com movimento alternativo. Neste projeto, a avaliação tribológica dos lubrificantes para fins de comparação será realizada num tribômetro do tipo “four ball”.

2.4 OS LUBRIFICANTES PARA MCI E INTERAÇÃO ENTRE ADITIVOS

Os lubrificantes para motores de combustão interna (MCI) são uma mistura complexa de óleo básico e aditivos. Eles possuem as funções básicas de fornecer um meio lubrificante, capaz de proteger contra o desgaste e reduzir o atrito, além de contribuir para a remoção do calor. Portanto, os aditivos são muito importantes para melhorar o desempenho de um lubrificante ou conferir alguma propriedade que o próprio óleo básico não possua. Nas seguintes seções serão apresentados os principais aditivos que compõem um lubrificante para

motor de combustão interna, os seus mecanismos básicos de atuação e o processo de interação entre eles.

2.4.1 Características Básicas dos Lubrificantes para Motores de Combustão Interna (MCI)

Um lubrificante para motor precisa possuir elementos que facilitem a limpeza de vernizes, que podem ter sido formados por meio de ação térmica que conduzam estes depósitos para o cárter do motor ou mesmo que os mantenha suspensos no meio líquido. Ele precisa garantir a partida a frio do motor, de forma que todos os elementos móveis recebam lubrificante o quanto antes. À medida que a temperatura normal de funcionamento é atingida, ele precisa garantir a viscosidade mínima, capaz de formar os filmes de óleo, na espessura adequada, de forma que o contato metal-metal seja impedido. Em sistemas onde o contato metal-metal é inevitável, ele precisa fornecer os aditivos químicos de superfície certos, de modo que um filme reacional de baixa resistência ao cisalhamento nas superfícies sob movimento relativo seja formado.

Os óleos sob altas temperaturas de operação, na presença de oxigênio, podem se oxidar e formar ácidos orgânicos de maneira que o desgaste corrosivo possa ocorrer. Para evitar a formação destes compostos, o óleo deve possuir agentes inibidores que reagem preferencialmente com o oxigênio e evitam ou atrasam a oxidação. Estes compostos são os antioxidantes. Com o passar do tempo, mesmo o óleo possuindo antioxidantes adequados, alguma formação de ácido ocorre e, quando isto acontece, é necessária a neutralização dos ácidos formados. Este papel é desempenhado por aditivos com característica básica.

O óleo num motor sofre alta agitação e, sob estas condições, pode haver a formação de espuma. Esta espuma quando atingir a bomba de óleo pode comprometer o fluxo normal do óleo e, assim, comprometer a integridade de todos os sistemas do motor. Esta formação de espuma é evitada adicionando-se ao óleo um agente que reduz a tensão superficial do óleo, o que permite a remoção rápida da espuma formada.

Como citado anteriormente, um óleo para motor é formado por óleo básico e um “coquetel” químico de aditivos. A maior parte destes aditivos compõe o que é conhecido, no meio de formuladores de óleo, como pacote de aditivos. São poucas empresas no mundo, atualmente, que desenvolvem estes pacotes de forma balanceada e com aprovação por diversos órgãos internacionais. A seguir serão apresentadas as principais propriedades dos lubrificantes para MCI, bem como os mecanismos de ação dos principais tipos de aditivos que compõem o lubrificante.

Antioxidantes

Como citado anteriormente, o óleo de motor opera em alta temperatura e, na presença de oxigênio, pode formar compostos de alto peso molecular e ácidos orgânicos. A formação dos compostos poliméricos de alto peso molecular, em grande quantidade, constitui o que se conhece como “borra”. Os ácidos podem atacar as superfícies metálicas, especialmente aquelas superfícies dos mancais de deslizamento constituídas principalmente por cobre e chumbo.

O fenômeno da oxidação inicia com a formação de peróxidos e os aditivos antioxidantes atuam no impedimento da formação destes compostos. Os antioxidantes podem ser

compostos sulfurosos, fosforosos, ou a combinação entre os dois, pertencentes aos grupos aril ou alquil (ZDDT) ou, ainda, podem ser aminas ou derivados fenólicos (BRAITHWAITE, 1967).

Detergentes e Dispersantes

Os detergentes e dispersantes são compostos polares, adicionados aos óleos lubrificantes, com a finalidade de manter material insolúvel de forma bem dispersa no meio líquido. Esses materiais insolúveis são produtos da oxidação ou material particulado. Os detergentes atuam preferencialmente em alta temperatura. Quando o motor está em fase de aquecimento, os dispersantes, que atuam preferencialmente em baixa temperatura, garantem que o motor permaneça limpo através da manutenção da “sujeira” em suspensão. Na Figura 7 pode-se visualizar o mecanismo de ação destes compostos.

Figura 7. Ação dos detergentes e/ou dispersantes sobre uma partícula não solúvel

Os dispersantes e detergentes são compostos polares, constituídos por uma cabeça polar, que tem afinidade com os materiais insolúveis, e por uma cauda não polar de característica lipofílica de alta afinidade ao óleo. Desta forma, ambos os aditivos impedem a deposição da sujeira e a sua conseqüente aglomeração.

Os detergentes são normalmente sabões metálicos solúveis no óleo, porém com solubilidade limitada na água. Os sais de metais alcalinos terrosos são os mais comuns, como os de cálcio e magnésio, e o seu caráter básico promove a neutralização dos ácidos formados provenientes da oxidação do óleo. Os aditivos dispersantes são de base succinimida ou poliméricos, tais como metacrilatos.

Antiespumantes e Abaixadores de Ponto de Fluidez

Os antiespumantes são compostos que reduzem a tensão superficial do óleo, de modo que quando espuma é formada, ela rapidamente é destruída. Esses aditivos são, normalmente, compostos à base de silicone.

Os aditivos abaixadores de ponto de fluidez são agentes que impedem a aglomeração de parafina normalmente presente nos lubrificantes em baixa quantidade e garantem a fluidez do meio líquido em temperaturas muito baixas, de até -50 °C. É muito importante a adição destes elementos, especialmente em países cujos invernos são muito rigorosos. É a sua adição, também, que garante o enquadramento dos óleos conhecidos como de inverno, que na sua denominação possuem a letra W (winter). Um óleo multiviscoso SAE 10W40, comparado com um monoviscoso SAE 40, possui o mesmo grau de viscosidade a 100 °C, mas garante fluidez a temperaturas muito menores do que o SAE 40. À medida que o numeral antes da letra (W) é diminuído, significa que o óleo pode continuar fluindo em temperaturas cada vez menores, ou seja, possui menor ponto de fluidez. Esses aditivos são normalmente de caráter polimérico tais como aqueles à base de metacrilatos ou polialquilnaftalenos ou ésteres de polialquilfenol.

Melhoradores de Índice de Viscosidade (MIV)

Os melhoradores de índice de viscosidade são aditivos que permitem uma menor dependência da viscosidade com a temperatura. Isto significa que a curva (viscosidade x temperatura) de comportamento de um óleo de alto IV comparada com a de um outro de baixo IV é de inclinação menor. Na Figura 8 são mostradas duas curvas de dois óleos com “IV” diferentes (abscissa em escala logarítmica).

Figura 8. Curvas de viscosidade de óleo com diferentes IV's

Os aditivos melhoradores de índice de viscosidade são poliméricos, normalmente do tipo polimetacrilato, que podem ainda possuir caráter dispersante ou não. Esses aditivos no meio lubrificante em baixa temperatura funcionam como uma espécie de “novelo” ou um emaranhado polimérico que não influencia nas características viscométricas do óleo. À medida que o óleo é aquecido, estes “novelos” abrem e formam uma rede por todo o meio lubrificante que, nestas condições, dificulta a movimentação do lubrificante, conferindo o comportamento de um óleo de alta viscosidade. Na Figura 9, é mostrada esquematicamente a ação destes aditivos.

Figura 9. Modelo esquemático de ação dos melhoradores de índice de viscosidade, MIV

Antidesgaste (AD) e Extrema Pressão (EP)

Esses aditivos são compostos polares que, na sua composição, possuem elementos que, em alta temperatura interfacial, reagem com a superfície ferrosa dos corpos em contato e formam uma espécie de sabão metálico de baixa resistência ao cisalhamento. O aditivo antidesgaste mais comumente usado é ZDDP (dialquil ditiofosfato de zinco), que também tem um bom comportamento antioxidante (BRAITHWAITE, 1967). Esse composto possui em sua composição os elementos fósforo e enxofre que podem “envenenar” o sistema catalisador dos veículos, que passam a emitir emissões em nível superior ao normal. Esses compostos, por serem polares, podem apresentar um comportamento competitivo com os detergentes / dispersantes e, no caso das superfícies sob contato, ter “preferência” por estes últimos. Assim, a propriedade de proteção contra o desgaste ficará comprometida. Daí a importância de o pacote de aditivos ser bem balanceado.

Os aditivos de extrema pressão (EP) são compostos normalmente à base de fósforo, enxofre ou cloro. O seu mecanismo de atuação é semelhante àquele dos antidesgaste (AD). Como resultado do processo reacional desses aditivos com as superfícies ferrosas, ocorre a formação de fosfetos, sulfetos ou cloretos de ferro, que são compostos de baixa resistência ao cisalhamento.

Uma das diversas propriedades dos lubrificantes, considerada como talvez a mais importante, é a viscosidade. A viscosidade de um lubrificante varia com a temperatura, com a taxa de cisalhamento e com a pressão. A espessura do filme de óleo depende, dentre diversas outras grandezas, da viscosidade efetiva entre as duas superfícies sob movimento relativo.

A força de cisalhamento entre duas placas que deslizam, uma em relação a outra, é proporcional ao produto da área efetiva de deslizamento e do gradiente de velocidade. Esta relação foi, inicialmente, definida por Newton e, por isso, é conhecida com a lei da viscosidade de Newton. A constante de proporcionalidade, nesta relação, é a viscosidade dinâmica do óleo entre as placas, que é expressa pela Equação 7.

$$F = \eta A \frac{dU}{dh} \quad \text{Equação 7}$$

Onde:

(F) – força de cisalhamento entre duas placas deslizantes, separadas por um filme de óleo;

(η) – viscosidade dinâmica do óleo;

(A) – área de contato entre as duas placas;

(U) – velocidade relativa entre as placas;

(h) – espessura do filme de óleo que separa as duas placas.

A viscosidade dinâmica, de acordo com análise dimensional da Equação 7, é expressa em (Pa.s). Essa unidade, no entanto, representa valores muito grandes, de modo que é usual se trabalhar com (mPa.s), que é o equivalente a (cP). A unidade centipoise foi assim

denominada em homenagem a Poiseville, um médico Francês que estudou o fluxo do sangue (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005).

Também é comum se trabalhar com a viscosidade cinemática, que é a razão entre a viscosidade dinâmica e a massa específica do óleo. Na Equação 8, esta relação é apresentada.

$$\mu_c = \frac{\eta}{\rho} \quad \text{Equação 8}$$

Onde:

(μ_c) – viscosidade cinemática;

(ρ) – massa específica do óleo.

Esta viscosidade é expressa em (m^2 / s) ou em (cS).

$$1 \text{ cS} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\eta \text{ (mPa.s)} = \mu_c \text{ (cS)} \times \rho \text{ (g/cm}^3\text{)}$$

A dependência da viscosidade, em relação à temperatura, é muito importante. Existem diversas relações para definir esta dependência, mas as mais utilizadas são a equação de Vogel e a de McCoool-Walther. Esta última relação é usada pela ASTM (American Society for Testing and Materials) para a elaboração das cartas de viscosidade comumente usadas. Elas são:

Equação de Vogel

$$\eta = ae^{\frac{b}{(T-c)}}$$

Equação 9

Onde

(η) – viscosidade dinâmica;

(a, b, c) – constantes;

(T) – temperatura.

Equação de McCoool-Walther

$$(\mu_c + a) = bd^{\frac{1}{T^c}}$$

Equação 10

Onde:

(μ_c) – viscosidade cinemática;

(a, b, c, d) – constantes;

(T) – temperatura.

Para a viscosidade em (cS), a constante (a) pode ser usada como sendo igual a 0,6. A base (d) pode ser igual a 10 e com a medição da viscosidade em duas temperaturas diferentes as demais constantes podem ser obtidas.

Como a massa específica dos óleos varia muito pouco com a temperatura, neste trabalho poder-se-á usar qualquer das duas relações de dependência viscosidade x temperatura.

2.4.2 Interação entre Aditivos

Os aditivos que compõem um pacote, individualmente possuem funções específicas ou que se complementam, como é o caso dos aditivos antioxidantes presentes nos pacotes e do antidesgaste (AD) que além de proteger as superfícies contra o desgaste também possuem um poder antioxidante. Mas também pode haver competição entre os aditivos, como é o caso dos detergentes / dispersantes e o próprio ditiofosfato de zinco (ZDDP).

O ZDDP (dialquil ditiofosfato de zinco) é o agente antidesgaste mais utilizado, conforme citado anteriormente. Em virtude do efeito maléfico do fósforo contido neste aditivo, para o sistema catalisador dos veículos modernos, os novos óleos para MCI devem conter um teor limitado deste elemento, abaixo do qual não há prejuízo para a eficiência do sistema catalisador. Deste modo devem ser adicionados outros aditivos para compensar a redução de fósforo, garantindo o mesmo desempenho tribológico, ou até melhorando-o. Atualmente se tem usado o MoDTC (ditiocarbamato de molibdênio). Esses aditivos em conjunto podem ter efeito sinérgico. Grossiord et. al. fizeram um estudo do efeito interativo entre esses aditivos e verificaram que quando ambos são usados conjuntamente, a adição de Modtc contribui com uma redução de atrito de 30%, quando comparado com o coeficiente de atrito atingido para o mesmo sistema operando apenas com ZDDP. Eles ainda verificaram que a presença de Modtc, em conjunto com ZDDP, resulta na formação de lamelas de MoS_2 que são as responsáveis pela redução do atrito (GROSSIORD et. al., 2000).

O ZDDP na presença de nitrogênio, normalmente contido nos dispersantes usados em óleo de MCI, tem o seu desempenho comprometido. Ambos os aditivos são polares e, nesse

caso, o dispersante adsorve primordialmente nas superfícies em contato e, assim, impede a ação do antidesgaste (MARTIN et. al., 2000; MA et al., 2004).

O mesmo aditivo, ZDDP, na presença de hidroperóxidos (produtos da oxidação do óleo), tem a sua ação de formação de tribofilme protetor das superfícies impedida. A condição de rugosidade das superfícies também pode ser muito importante. Em superfícies polidas, o tribofilme reacional, devido às reações do ZDDP, é formado rapidamente, mas também há a formação de “riscos” de abrasão nas superfícies. Isso se deve à ação das partículas de desgaste (debris). Os autores que realizaram esta investigação, Sheasby. et. al, inferiram que deve haver um nível de rugosidade ideal, que auxilie na formação do filme antidesgaste e que impeça a ação abrasiva dos “debris” (SHEASBY et. al., 1990).

O efeito antagônico entre o ZDDP e detergentes superbásicos ou neutros também pode surgir. Em superfícies testadas com apenas ZDDP foram detectados P, S e Zn. Nas superfícies de um óleo contendo ZDDP e um detergente neutro detectou-se a formação dos mesmos elementos para o ZDDP sozinho, mas não se pode afirmar que a presença destes elementos tenha resultado na formação de um filme antidesgaste, já que o desgaste com esses dois aditivos foi superior àquele para o ZDDP sozinho. Quando se avaliou o ZDDP juntamente com um detergente superbásico, não foi detectado nenhum elemento do antidesgaste ZDDP (KAPSA; MARTIN; GEORGES, 1981).

Um outro aspecto importante é o nível de carregamento que sofrem os sistemas. Sob baixa carga a competição entre os redutores de atrito (tipicamente MoDTC) com o ZDDP é praticamente nula, mas quando se aumentam as tensões de contato, a competição entre eles é aumentada e a integridade dos sistemas mecânicos pode ser comprometida. Num MCI, o

sistema de trem de válvula opera sob altas tensões de contato e, portanto, uma formulação adequada do óleo de motor deve ser feita de modo que a interação entre os aditivos seja minimizada ou impedida, sem danos severos para esse sistema (MOORE, 1993).

O tipo de revestimento usado nas superfícies dos pares tribológicos pode apresentar interação com os diversos aditivos contidos nos óleos lubrificantes. Li et al. (2003) realizaram avaliações de diferentes superfícies na presença dos aditivos ZDDP e detergente. Eles afirmam que as características das superfícies, que são dependentes das propriedades termodinâmicas e dos triboprocessos, são determinantes para as interações funcionais entre os aditivos presentes nos óleos para MCI. Avaliaram anéis de pistão revestidos com cromo, com molibdênio e nitretados. Os anéis nitretados apresentaram maior afinidade ao detergente presente no óleo, o que pode ser positivo, pois em motores à gasolina estas superfícies poderiam ser mantidas sempre limpas (Li et al., 2003).

Foi observada a interação entre o elemento nitrogênio e os aditivos ZDDP e detergente. Observações têm sido feitas quanto à inibição da ação do ZDDP na presença deste elemento. Entretanto há casos em que um efeito sinérgico pode ocorrer, como é o caso da interação entre o ZDDP com dispersantes do tipo poliisobutileno succinimida (MA et al., 2004).

2.4.2.1 OS ADITIVOS SÓLIDOS MAIS COMUNS

Os aditivos sólidos têm sido bastante usados nos últimos anos, especialmente aqueles com faixa de tamanho nanométrica. Os aditivos sólidos mais comuns são bissulfeto de molibdênio (MoS_2), grafite e PTFE – Teflon (Politetrafluoretileno). Outros aditivos sólidos, no entanto, também são usados, embora numa frequência menor, tais como WS_2 (bissulfeto

de tungstênio), BN (nitreto de boro), borato de zinco e pós-metálicos tais como cobre e chumbo (HUTCHINGS, 1992; JASTRZEBSKI, 1959; TARASOV et al., 2002; KIMURA et. al. 1999; DONG; HU, 1998).

Nos últimos anos foram desenvolvidos lubrificantes sólidos (principalmente MoS_2 e WS_2) com estrutura cristalina semelhante às dos fulerenos e, por isso, são mais conhecidos como fulerenos inorgânicos. Estes fulerenos podem ser produzidos como nanotubos ou quase esféricos em faixas de tamanho nanométricas (RAPOPORT et. al., 2003; RAPOPORT et. al., 1999; RAPOPORT et. al, 2002a; TENNE, 2002; FELDMAN et. al., 2000).

A maioria dos lubrificantes sólidos possui estrutura cristalina hexagonal e a ligação entre os planos basais é fundamentalmente mantida por forças de Van der Waals. No entanto, nem todo composto com essa estrutura possui propriedade lubrificante (HUTCHINGS, 1992).

Um dos modelos de atuação dos lubrificantes sólidos lamelares, com a estrutura cristalina hexagonal, é aquele que assegura que o baixo atrito entre duas superfícies deslizantes, contendo um aditivo desta natureza, seja atingido por decorrência do deslizamento entre os planos basais, ligados fracamente por forças de Van de Waals (KALPAJIAN, 1995; BANNISTER, 1995; HUTCHINGS, 1992; JASTRZEBSKI, 1959).

Gansheimer e Holinski (1972) verificaram alguns aspectos importantes sobre a atuação do bissulfeto de molibdênio, quando a interface em contato atingia a temperatura de 700 °C. Nessa condição, o bissulfeto reagia com o ferro da superfície e formava o composto lubrificante sulfeto de ferro (FeS) e abaixo dessa temperatura, um filme contínuo era formado de acordo com o modelo mecânico de atuação de deslizamento dos planos basais lamelares. Identificaram ainda, que sob altas cargas e por longos tempos de atrito, uma maior taxa de

deposição de bissulfeto de molibdênio ocorria, formando um filme de espessura máxima de 2 μm . Bartz e Muller (1972) questionaram o modelo de atuação física do MoS_2 e chegaram à mesma conclusão de Gansheimer e Holinski (1972): que a reação química superficial era importante para a redução do atrito e do desgaste.

Com o advento dos fulerenos inorgânicos de MoS_2 e de WS_2 , surgiram novas proposições para mecanismos de atuação desses aditivos. Como as partículas têm fator de forma muito próximo de um, com forma quase esférica, tem-se afirmado que os fulerenos podem atuar como nano-esferas capazes de reduzir o atrito e o desgaste dos corpos em contato. Ainda são propostos os modelos do “terceiro corpo” (as partículas de desgaste, juntamente com os fulerenos, que atuam para auxiliar na separação superficial), o de delaminação dos filmes formados (os filmes delaminados deslocam-se para as cristas das asperezas e reduzem a parcela de aspereza integral sob contato) e o modelo físico de preenchimento dos vales superficiais, no qual o preenchimento dos vales de rugosidade pelos fulerenos é o responsável pela redução da parcela de aspereza integral sob contato (RAPOPORT et al., 1999, 2002b, 2003).

Uma outra forma de se maximizar os benefícios tribológicos, quando duas superfícies em contato estão sob movimento relativo, é através da aplicação de revestimentos superficiais. Nos anéis de pistão é comum a utilização de revestimento de cromo duro em anéis de ferro fundido cinzento, especialmente para o primeiro anel de compressão e para o anel raspador de óleo. Para anéis de aço inoxidável usa-se o processo de nitretação. No caso da nitretação, na superfície é formado um composto intermetálico de alta dureza, com estrutura cristalina hexagonal. A sua presença confere incompatibilidade metalúrgica entre as

superfícies em contato, de modo que na presença de um filme líquido lubrificante, o atrito e o desgaste do par em contato podem ser reduzidos.

Neste projeto, estabeleceu-se a hipótese de que a produção de carbonitreto de ferro, em forma pulverizada, com forma quase esférica e na faixa de tamanho micrométrica, após adição a um meio lubrificante líquido, poderia permitir a redução do desgaste e do atrito entre as peças móveis. Pelo fato deste tipo de composto ser ferromagnético, a sua magnetização poderia conferir magnetismo aos óleos formulados com ele, o que por hipótese auxiliaria no processo de formação do filme lubrificante. Maiores detalhes sobre este composto serão apresentados na seção materiais e métodos.

2.5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Há diversos estudos computacionais, desde a primeira metade do século passado, que visavam calcular a espessura do filme de óleo lubrificante, bem como fazer previsões de atrito e desgaste na interface anel de pistão / cilindro. Esse interesse surgiu do fato de que as perdas por atrito neste tribossistema são uma das maiores num motor de combustão interna, como citado anteriormente. Alguns estudos são de caráter teórico, sem validação experimental e outros são de avaliação teórico-experimental, sendo quase todos de nível de doutoramento, visando basicamente compreender os mecanismos de formação do filme de óleo entre a superfície dos anéis e a do cilindro, bem como calcular as perdas oriundas dos processos fricionais.

Os modelos teóricos concentram-se na resolução da equação de Reynolds, considerando-se que o sistema anel de pistão-cilindro, na maior parte do ciclo motor, é submetido a lubrificação hidrodinâmica. Algumas abordagens mais simples consideram que:

1. O óleo lubrificante é considerado Newtoniano;
2. As forças de corpo e de inércia são desconsideradas;
3. A variação de pressão na direção circunferencial do anel é assumida muito pequena e, portanto, desprezível;
4. O fluxo de óleo na região de contato é laminar;
5. A densidade do lubrificante não varia;

Outras abordagens mais complexas consideram os efeitos da redução da viscosidade do óleo, em virtude da ação do cisalhamento que os lubrificantes sofrem, bem como da variação de temperatura na interface de contato (RADAKOVIC; KHONSARI, 1997; ISHIJIMA et al. 2006; HARIGAYA et al., 2006).

Há fundamentalmente dois enfoques experimentais para esse tipo de avaliação: cilindro flutuante e IMEP. Na primeira abordagem, um cilindro é montado sobre células de carga, que por influência do movimento friccional do pistão / anel na superfície do cilindro, são excitadas e, assim, registram os esforços / forças de atrito atuantes na interface anel do pistão / cilindro. Este método apresenta uma limitação, que é a dificuldade de manter a estanqueidade entre o cabeçote do motor e a superfície superior do cilindro. No segundo método, são montados sensores de deformação do tipo “strain-gage” na biela e, a partir de formulação matemática dos esforços atuantes no pistão e pino do pistão, conforme Figura 10, calcula-se a força de atrito total no pistão / anel (MUFTI; PRIEST, 2005).

Figura 10. Diagrama de corpo livre, pistão-biela, esquemático

Uma análise dos esforços no pistão e na biela, na Figura 10, conduz às seguintes equações.

$$F_g + F_{ip} - F_{atp} - F_b \cos \varphi = 0$$

Equação 11

$$F_b + F_{ib} - F_{sg} = 0$$

Equação 12

Onde

(F_g) – força resultante da pressão dos gases atuantes na cabeça do pistão;

(F_{ip}) – força de inércia do pistão;

(F_{atp}) – força de atrito atuante no pistão;

(F_b) – força atuante na biela;

(F_{ib}) – força inercial da biela;

(F_{sg}) – força medida no “strain-gage”;

(φ) – ângulo entre o eixo do pistão e a biela.

Dadas as condições de operação do motor de combustão interna, com a medição dos esforços na biela, calcula-se, através da Equação 12, a força de atrito atuante nos anéis do pistão / cilindro, bem como a perda de potência para esse sistema.

Neste trabalho, como será abordado na seção 3.3, o estudo computacional não terá validação experimental, uma vez que o mecanismo de ação dos aditivos no sistema anel de pistão / cilindro é o que será estudado.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Serão descritos os materiais que serão utilizados e a metodologia a ser adotada, tanto na parte de avaliação experimental quanto na de simulação computacional.

3.1 Produção dos Compostos Intermetálicos Lubrificantes (CIL)

Os compostos aqui denominados de Compostos Intermetálicos Lubrificantes (CIL) são formados por um grupo de carbonitreto de ferro. A idéia para o desenvolvimento desse tipo de composto surgiu no ano de 1998. Após avaliação de atrito e desgaste em sistema tribológico formado por anel sobre superfície plana nitrocarbonetada (block on ring), no ano de 2000, verificou-se que a resistência ao “scuffing” do sistema era aumentada, assim como o coeficiente de atrito era diminuído, quando se comparava esse sistema com outro no qual as superfícies não eram nitrocarbonetadas (OLIVEIRA et al., 2000). Em função dos resultados obtidos, formulou-se a hipótese de que, se a camada de compostos formada uniformemente sobre toda a superfície processada tinha a propriedade de reduzir o atrito e o desgaste, a sua inclusão em um meio lubrificante poderia resultar na produção de um lubrificante de alto desempenho. Na Figura 11 se pode visualizar a condição usual na qual os nitretos e carbonitreto são formados, bem como a nova condição proposta neste trabalho: pulverizada.

Figura 11. Resultado da realização de nitretação ou nitrocarbonetação. (I) condição típica, na qual se revestem as superfícies das peças completamente e (II) condição pulverizada dos carbonitreto

As peças quando são nitretadas ou nitrocementadas, possuem todas as superfícies (exceto quando se deseja processar apenas uma região específica) revestidas pelos compostos denominados nitretos e/ou nitrocarbonetos. Nesta obra, vislumbrou-se a possibilidade técnica de se sintetizar estes mesmos compostos na forma de pó. Uma vez produzido o pó, ele poderia ser adicionado a óleos básicos ou graxas e, localizadamente, formar o filme entre as superfícies sob movimento relativo. Na Figura 11.I é apresentada a condição normal de nitretação ou nitrocarbonetação das peças, e na Figura 11.II, os compostos nitretos e/ou nitrocarbonetos são apresentados na forma de pó, conforme proposto nesta tese.

A grande dificuldade era sintetizar esse tipo de composto na forma de pó e em seguida o introduzir num meio lubrificante líquido. Para se produzi-lo, discutiu-se uma rota tecnológica com o pesquisador Elídio Angiolleto, na época doutorando do Departamento de Ciência e Engenharia de Materiais, da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Como resultado do “brain storming” que ocorreu naquele ano, decidiu-se que o meio mais prático e econômico seria partir de precursores de óxidos de ferro, reduzindo-os a ferro metálico e, em

seguida, sob atmosfera rica de amônia (NH₃) e de metano (CH₄), submetê-los a nitrocarbonetação.

O processo de redução foi realizado a alta temperatura, na faixa de 600 a 750 °C, em atmosfera de hidrogênio (H₂), conforme reação apresentada abaixo.

Sob fluxo constante de hidrogênio, a água sob forma de vapor era removida do interior do reator. A câmara do reator era do tipo rotativa para promover uma adequada agitação do pó e evitar que as partículas ficassem aglomeradas, o que poderia dificultar a realização da síntese. Após duas horas de aquecimento em atmosfera redutora, a temperatura era reduzida para a faixa de 400 a 600 °C e o hidrogênio era progressivamente substituído por amônia e metano. A partir da estabilidade da temperatura, iniciava-se o processo de nitrocarbonetação, segundo a reação abaixo.

A temperatura era predominantemente mantida acima de 500 °C, pois nesta temperatura a dissociação da amônia ocorre com maior intensidade, e o nitrogênio atômico sobre a superfície das partículas de ferro puro, inicia o processo de nucleação e crescimento dos nitretos e carbonitretos. Quando a superfície atinge determinada concentração de nitrogênio e carbono, os carbonitretos começam a ser formados e, difusivamente, as partículas são transformadas de ferro puro para carbonitretos de ferro.

Os compostos resultantes são intermetálicos e possuem estrutura cristalina hexagonal semelhante àquela do bissulfeto de molibdênio e grafite. Este tipo de material possui alta dureza (500 a 800 HV), mas confere incompatibilidade metalúrgica entre superfícies sob movimento relativo. Os desgastes adesivo e abrasivo podem ser reduzidos quando se utiliza esse material sobre superfícies sob contato em movimento relativo. A combinação de ferro e nitrogênio pode resultar na formação de diversas fases cristalinas e a de maior interesse para fins tribológicos é a fase epsilon (ϵ), que é estabilizada na presença de carbono. Essa fase ainda possui propriedades magnéticas muito interessantes. Após a obtenção do CIL, procedeu-se a sua caracterização, que consistia em identificar as fases formadas através de difração de raios-X e medir o tamanho médio das partículas através de granulometria por difração.

O precursor, usado para a produção do CIL, foi um pó com distribuição de tamanho conforme a Figura 12.

Figura 12. Curva de distribuição de tamanho de partícula do óxido de ferro precursor para a síntese de CIL

O tamanho médio das partículas do óxido precursor era de $0,8\ \mu\text{m}$ e a curva com o percentual cumulativo, pode ser visto na Figura 13.

Figura 13. Curva de distribuição de tamanho de partícula cumulativa para a produção de CIL

Da Figura 13, pode-se observar que até 90% de todas as partículas tinham tamanho abaixo de aproximadamente $1,4\ \mu\text{m}$, o que constitui um pó bastante fino. Na Figura 14 é mostrada a curva de tamanho de distribuição de partícula de CIL.

Figura 14. Curva de distribuição de tamanho de partícula de CIL

O tamanho médio de partículas é de aproximadamente 7 μm . O aumento do tamanho ocorreu possivelmente durante a fase de redução e de remoção de oxigênio, pois as partículas reduzidas (ferro puro) são muito ativas superficialmente e se aglomeram com bastante facilidade. O posterior processo de nitrocarbonetação ocorreu sobre as partículas aglomeradas, resultando em partículas de CIL com tamanho médio superior ao das partículas de precursores.

Baseando-se nas características da fase epsilon estabilizada, iniciou-se um estudo para desenvolvimento de um lubrificante magnético contendo este composto, de forma que as partículas ficassem estáveis no meio fluido. Para isso, era necessário desenvolver um processo de magnetização e posterior estabilização no meio líquido.

Para a magnetização das partículas, antes de adicioná-las ao meio fluido, procedeu-se à mistura de aproximadamente 40% do CIL com 40% de óleo básico e 20% de polímeros (PEAD – polietileno de alta densidade ou SBR – borracha de estireno-butadieno). Estes polímeros foram usados nessa concentração porque permitiam uma consistência ao produto que facilitava o manuseio e posterior magnetização.

A massa impregnada com os polímeros era moldada na forma cilíndrica, a mesma forma do interior da bobina magnetizadora. O processo de magnetização consistia na introdução da massa polimerizada na cavidade de uma bobina eletromagnética, e aplicação posterior de um campo magnético de até 2 Teslas. Após esta fase, foi iniciado o processo de formulação do lubrificante no grau de viscosidade SAE 50. Esse grau de viscosidade foi escolhido porque se objetivou compará-lo com um óleo comercial de especificação API SL, SAE 20W50.

3.2 FORMULAÇÃO DOS LUBRIFICANTES E AVALIAÇÃO TRIBOLÓGICA

Para iniciar o processo de formulação dos óleos lubrificantes, foi necessário definir quais os aditivos a serem usados e o domínio para a variação na concentração do CIL. Nesta fase do desenvolvimento, prepararam-se cinco lubrificantes que consistiam de CIL e óleo básico, todas as formulações com a mesma concentração de MIVAD (dispersante usado para auxiliar na estabilização das partículas no meio líquido) devidamente balanceados para o grau SAE 50, que deve ter viscosidade a 100 °C compreendida entre 16,3 cS e 21,9 cS. A mistura composta por óleo básico e CIL nas diversas concentrações era agitada em um misturador de alta rotação, a 15.000 rpm. Na Tabela 2, as diversas concentrações de CIL são apresentadas.

Tabela 2. Formulações para definição do domínio de concentração do CIL

	FORMULAÇÕES				
	BASCIL1	BASCIL2	BASCIL3	BASCIL4	BASCIL5
Concentração de CIL (% massa)	0,05	0,10	0,35	0,50	1,00
Viscosidade a 100 °C (cS)	18,46	18,44	18,35	18,29	18,09

A fase de avaliação das formulações contidas na Tabela 2 foi denominada de “screening 1”. Essas formulações foram testadas em equipamento do tipo quatro esferas (four ball), com a finalidade de se avaliar os seus desempenhos tribológicos em comparação com o desempenho de um óleo comercial de grau API SL, SAE 20W50.

O tribômetro quatro esferas é caracterizado pelo contato deslizante entre 4 esferas de diâmetro de ½”, fabricadas em aço AISI 52100, com dureza de 64 a 66 Rockwell C, com

superfície extra polida. Este tribômetro permite a medição do torque de atrito, além do controle de temperatura, rotação e carga. Nesse equipamento, três esferas são mantidas fixas no interior de um pequeno reservatório montado sobre uma placa de aquecimento que é, por sua vez, conectada a um controlador de temperatura PID, destinado a manter a temperatura do óleo sob teste nos níveis previamente programados. Uma quarta esfera é fixa num eixo móvel que é acionado por um motor elétrico de corrente contínua. Quando se aplica carga ao sistema, as esferas imóveis, contidas no reservatório, são deslocadas ao encontro da quarta esfera. Com a aplicação de carga, a esfera superior encaixa no interstício formado pelas outras três e, assim, o contato é estabelecido. Em seguida a temperatura é estabilizada e o motor elétrico é acionado. Após o período de teste, as esferas inferiores são removidas e as marcas de desgaste formadas nas suas superfícies são lidas em microscópio óptico. O torque de atrito é medido através de uma célula de carga devidamente montada no equipamento. A análise, enfim, consiste na medição do diâmetro médio das cicatrizes (marcas) de desgaste e o torque de atrito ou força de atrito. Na Figura 15 é apresentada a configuração esquemática do contato entre as esferas e na Figura 16, mostra-se o equipamento usado.

Figura 15. Configuração de contato entre as esferas de teste, no equipamento quatro esferas (“four ball”)

Figura 16. Imagem do equipamento “four Ball” usado para as avaliações tribológicas

Para a avaliação das formulações, na fase de investigação inicial, denominada de “screening 1”, os testes foram realizados a 1.500 rpm, 40 kgf e a duração foi de trinta minutos. Nesta fase a temperatura não foi controlada, mas garantiu-se que todos os testes iniciassem a 60 °C. Optou-se pelo não controle, pois se buscou acompanhar a evolução da temperatura como resultado do processo friccional entre as esferas. Nestas condições de teste, predomina o regime de lubrificação limite, com coeficiente de atrito próximo a 0,1, o que permite avaliar efetivamente o desempenho dos aditivos presentes.

Após a realização dos ensaios com as amostras de “screening 1”, depois de definida a concentração de melhor desempenho tribológico (maior redução de atrito e / ou desgaste), preparou-se um desenho experimental fatorial 3². Este é um desenho de experimentos no qual se estudam dois fatores ou grandezas (concentração de MIVAD e de CIL), variando-se cada um em três níveis ou concentrações diferentes. Através da análise da superfície de respostas, gerada a partir do estudo estatístico do modelo 3², foi possível identificar o comportamento isolado de cada grandeza, bem como as suas possíveis interações. O aditivo MIVAD é um

dispersante à base de metacrilato, que também tem a função de melhorador de índice de viscosidade.

Finalmente, através de avaliação estatística foi desenvolvida a otimização de uma formulação final, com concentrações ideais de CIL e MIVAD. Essa formulação final propiciou um maior ganho de potência (redução de atrito), sem comprometimento da durabilidade ou da integridade das superfícies, garantindo a estabilidade do CIL no meio fluido, sem qualquer assentamento. Na Tabela 3, pode-se visualizar o modelo experimental fatorial para a fase de avaliação intermediária, denominada de “screening 2”.

Tabela 3. Desenho experimental para avaliação da interação entre o CIL e o dispersante MIVAD – “screening 2”

	COMPONENTES	
	CIL (%)	MIVAD (%)
SLCIL1	C1	1,00
SLCIL2	C2	1,00
SLCIL3	C3	1,00
SLCIL4	C1	8,00
SLCIL5	C2	8,00
SLCIL6	C3	8,00
SLCIL7	C1	15,00
SLCIL8	C2	15,00
SLCIL9	C3	15,00

As formulações foram avaliadas a 1.500 rpm, 100 °C, por um período de 30 minutos, com aplicação de carga de acordo com o perfil da Figura 17.

Figura 17. Perfil de carga, utilizado na avaliação experimental no tribômetro “four ball”

(0-15 minutos: 10 kgf; 15 a 22,5 minutos: 15 kgf e 22,5 a 30 minutos: 50 kgf)

Esse perfil de carregamento foi útil para a avaliação dos efeitos de diferentes tensões de contato sobre o atrito e o desgaste nas esferas testadas. Os níveis de carga (10, 15 e 50 kgf) foram definidos de maneira a garantir o estabelecimento do regime de lubrificação limite, no qual predomina coeficientes de atrito da ordem de 0,1. Os dados obtidos de torque cisalhante na avaliação tribológica no equipamento “four ball” foram utilizados para calcular a força de atrito no sistema anel de pistão / cilindro na fase de simulação computacional.

A formulação otimizada foi testada sob condições de carga, rotação e duração iguais as usadas na fase de “screening 2”, porém sob temperaturas de banho de óleo de 60 ° C (sem controle), 100 ° C (controlada durante todo o ensaio) e 150 ° C (controlada durante todo o ensaio). Sob essas condições, os testes foram interrompidos de acordo com a Figura 18.

Figura 18. Ciclo de interrupção de ensaio para avaliação da evolução do desgaste e da formação de filme lubrificante (1 – 6 min; 2 – 14 min; 3 – 17 min; 4 – 22 min; 5 – 26 min e 6 – 30 min)

As interrupções foram efetuadas com a finalidade de se avaliar a evolução do desgaste e da formação de filme lubrificante para as 3 temperaturas de teste. Também permitiu compreender melhor o efeito de magnetização das partículas quando duas superfícies sob movimento são submetidas à intensidade variável de carga ou tensão de contato.

Todos os testes foram realizados em replicata e comparados com o lubrificante comercial. As cicatrizes de desgaste foram avaliadas por microscopia óptica e microscopia eletrônica de varredura (MEV). No microscópio óptico, foram avaliadas as cicatrizes de desgaste. No microscópio eletrônico de varredura foi realizado um mapeamento químico da superfície desgastada, além de fotos para auxiliar na análise do mecanismo de desgaste.

3.3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Nesta tese foi feita uma abordagem apenas teórica, com a finalidade de comparar o lubrificante otimizado formulado com CIL com outro comercial de mesmo grau de

desempenho, além de estudar a influência da viscosidade sobre o atrito e perda de potência para o sistema anel de pistão / cilindro, bem como, por extrapolação, para os demais sistemas móveis que contribuem para o estabelecimento do rendimento mecânico dos motores de combustão interna. O sistema anel de pistão / cilindro foi modelado de acordo com a teoria de lubrificação hidrodinâmica.

A lubrificação do sistema anel de pistão / cilindro é bastante complexa, variando de hidrodinâmica (fluido espesso) a limite, conforme citado na revisão bibliográfica. O contato anel de pistão está submetido a lubrificação hidrodinâmica nas regiões de maior velocidade do pistão e a limite nas regiões de inversão do sentido do movimento, nos pontos morto inferior (PMI) e superior (PMS), quando a velocidade é nula. Entre estas regiões predomina a lubrificação mista, onde há contribuição mútua do contato mecano-químico e do filme lubrificante para o suporte de carga.

Conforme definido na revisão bibliográfica, o fator λ é usado para se determinar qual o regime de lubrificação que predomina em determinado sistema tribológico. Este fator é a razão entre a espessura mínima do filme de óleo e a rugosidade combinada das superfícies sob movimento relativo.

Para $\lambda < 1$, predomina a lubrificação limite de contato mecano-químico, e para $\lambda > 4$, predomina a lubrificação hidrodinâmica de contato totalmente fluido. Conhecendo-se a espessura do filme lubrificante e a rugosidade das superfícies do anel e cilindro, bem como das resistências ao cisalhamento do anel e do filme químico (proveniente da ação química dos aditivos antidesgaste e extrema pressão presentes no óleo), é possível quantificar as

contribuições químicas de cada lubrificante e, assim, inferir sobre o comportamento das micropartículas presentes no óleo.

A rugosidade composta do anel e do cilindro foi considerada igual a $0,50\text{ }\mu\text{m}$, que é um valor típico para as superfícies dos anéis e cilindro, em MCI, e a espessura do filme de óleo foi calculada de forma que o fator λ era determinado. Com esse fator conhecido, foi possível determinar o regime de lubrificação para cada região do contato durante todo o ciclo de operação do motor, através da Figura 4.

Inicialmente para as regiões de fator λ menor ou igual a 1, adotou-se um coeficiente de atrito de 0,10 (típico para lubrificação limite). Com esta informação, nestas regiões de lubrificação limite, foram calculadas as forças de atrito, resultado da contribuição mecano-química do contato. Esse procedimento foi aplicado para o lubrificante de alto desempenho e para o comercial e, enfim, calculou-se a perda de potência que ocorre no sistema anel de pistão / cilindro.

As equações básicas de velocidade do pistão e força atuante na cabeça do pistão foram deduzidas a partir do seguinte modelo físico, esquematicamente apresentado na Figura 19. Para fins de comparação dos diversos lubrificantes, considerou-se que o pino do pistão estava centralizado com o eixo geométrico dos munhões do virabrequim, o que configura uma condição de esforços laterais mais severos nos anéis dos pistões.

Figura 19. Diagrama esquemático de um MCI

A função que descreve o deslocamento do pistão é:

$$x = R \cdot \cos(\theta) + \sqrt{L^2 - R^2 \cdot \sin^2(\theta)} \quad \text{Equação 13}$$

A primeira derivada da Equação 13 resulta na velocidade do pistão:

$$V = \dot{x} = -R \cdot \omega \left(\sin(\theta) + \frac{R}{2 \cdot L} \cdot \sin(2\theta) \right) \quad \text{Equação 14}$$

Onde:

(x) – deslocamento do pistão;

(V) – velocidade do pistão;

(R) – raio da manivela;

(L) – comprimento da biela;

(w) – rotação do motor;

(θ) – ângulo do virabrequim ou manivela.

A força que atua diretamente na cabeça do pistão é

$$F_g = P_g \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{Equação 15}$$

Onde:

(F_g) – força dos gases na cabeça do pistão;

(P_g) – pressão dos gases atuantes na cabeça do pistão;

(D) – diâmetro do pistão.

O modelo físico para a resolução da equação de Reynolds (Equação 4) é apresentado na Figura 20. Não foram considerados os efeitos inerciais, como contribuição para os esforços nos anéis dos pistões.

Figura 20. Desenho esquemático do contato anel / cilindro

Onde:

(U) – velocidade do pistão;

(P_1) – pressão atuante na superfície traseira do primeiro anel, igual à pressão dos gases quando o pistão está no curso de expansão;

(P_2) – pressão atuante na superfície do segundo anel.

A pressão atuante no segundo anel de compressão pode ser calculada através de modelagem da expansão dos gases em sistema de orifícios, mas pode-se considerar que esta pressão é metade da pressão atuante no primeiro anel sem cometer grandes erros (KHONSARI; BOOSER, 2001; JENG, 1992).

Considerou-se que a superfície de contato dos anéis possui um perfil parabólico, com altura da parábola (δ). A espessura do filme é:

$$h(x,t) = h_0(t) + \delta \left(\frac{2x}{e} \right)^2 \quad \text{Equação 16}$$

Onde:

$h(x,t)$ – espessura do filme de óleo ao longo do anel;

(t) – tempo de contato do anel;

(δ) – altura da parábola, no perfil do anel;

(e) – espessura do anel;

(x) – variável ao longo da espessura do anel.

A obtenção da espessura do filme de óleo ao longo dos anéis do pistão, conforme descrito anteriormente, é oriunda da resolução da equação de Reynolds (Equação 4 transcrita abaixo).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{dh}{dx} + 12 \frac{dh}{dt} \quad \text{Equação 4}$$

A primeira integral desta equação resulta em:

$$h^3 \frac{dP}{dx} = 6\eta U h + 12\eta \frac{dh}{dt} x + C_1 \quad \text{Equação 17}$$

Integrando novamente,

$$P = 6\eta U \int \frac{1}{h^2} dx + 12\eta \frac{dh}{dt} \int \frac{x}{h^3} dx + C_1 \int \frac{1}{h^3} dx + C_2 \quad \text{Equação 18}$$

A aplicação das condições de contorno adequadas permite a obtenção das constantes C_1 e C_2 . Estas condições são:

1. Na descida do pistão ($\theta = 180^\circ$ a 360°) e ($\theta = 540^\circ$ a 720°)

$$P = P_2 \text{ para } x = -e/2;$$

$$P = P_1 = P_g \text{ para } x = e/2.$$

2. Na subida do pistão ($\theta = 0^\circ$ a 180°) e ($\theta = 360^\circ$ a 540°)

$$P = P_1 = P_g \text{ para } x = -e/2$$

$$P = P_2 \text{ para } x = e/2$$

Uma nova condição de contorno (condição de contorno de Reynolds) é adicionada, quando a pressão calculada for menor que zero:

$$P = \frac{dP}{dx} = 0 \quad \text{Equação 19}$$

A resolução da equação 18 também pode ser obtida por meio da utilização da técnica de diferenças finitas, e consiste em se estimar um valor inicial para h_0 , de forma que o balanço de forças no anel seja alcançado.

$$P_g \cdot e \cdot \pi D + P_{el} = \pi D \int_{-\frac{e}{2}}^{\frac{e}{2}} P dx \quad \text{Equação 20}$$

Onde:

(P_g) – pressão dos gases atuantes na superfície oposta àquela em contato com o cilindro;

(P_{el}) – força elástica (de montagem) dos anéis;

(F_a) – força atuante na superfície oposta àquela em contato com o cilindro, igual ao somatório da força dos gases com a força elástica;

(F_h) – força hidrodinâmica do óleo atuante na superfície em contato com o cilindro, membro direito da Equação 20;

(D) – diâmetro do cilindro.

É importante o conhecimento da viscosidade do lubrificante para cada ângulo do virabrequim, durante todo o ciclo de operação do motor. Para o cálculo da viscosidade, foi usada a equação de Mccool-Whalter. Considerou-se que a temperatura na parede do cilindro tem uma distribuição linear, entre o PMS (ponto morto superior) e o PMI (ponto morto inferior). Na Figura 21 é apresentada esquematicamente a curva de distribuição da temperatura.

Figura 21. Perfil de temperatura esquemático na parede do cilindro

Foram adotadas duas condições de distribuição de temperatura, com o objetivo de avaliar a influência desta grandeza na perda de potência para o sistema anel / cilindro e demais sistemas. Para os outros sistemas (trem de válvulas, saia do pistão / cilindro e mancais), foram consideradas as perdas médias para um MCI. As contribuições para a redução de consumo de combustíveis / ganho de potência oriundas da aplicação do aditivo CIL e a estratégia de formulação foram extrapoladas para os demais sistemas tribológicos. As distribuições de temperatura adotadas foram:

1. $T_{PMI} = 60^{\circ}$ e $T_{PMS} = 100^{\circ}\text{C}$;
2. $T_{PMI} = 80^{\circ}\text{C}$ e $T_{PMS} = 120^{\circ}\text{C}$.

Como citado anteriormente, o sistema anel de pistão / cilindro opera sob diferentes regimes de lubrificação, dependendo das condições operacionais dos MCI. Para a definição destes regimes, foi calculada, para cada ângulo do virabrequim, a espessura específica de filme (λ), conforme definida na revisão bibliográfica. Determinado o regime de lubrificação operante, calcularam-se as forças de atrito fluidas e mecano-química, de acordo com as equações seguintes:

$$F_{at} = F_{at(F)} + F_{at(mq)} \quad \text{Equação 21}$$

$$F_{at(F)} = \int_{-\frac{e}{2}}^{-\alpha_{mq}\frac{e}{2}} \left(-\frac{h}{2} \frac{dP}{dx} - \eta \frac{U}{h} \right) dx + \int_{\alpha_{mq}\frac{e}{2}}^{\frac{e}{2}} \left(-\frac{h}{2} \frac{dP}{dx} - \eta \frac{U}{h} \right) dx \quad \text{Equação 22}$$

$$F_{at(mq)} = \int_{-\alpha_{mq}\frac{e}{2}}^{\alpha_{mq}\frac{e}{2}} \tau_{mq} dx \quad \text{Equação 23}$$

Onde:

(F_{at}) – força de atrito total;

$(F_{at(f)})$ – força de atrito fluida;

$(F_{at(mq)})$ – força de atrito mecano-química;

(α_{mq}) – fração de contato mecano-química.

A perda de potência é, portanto, o produto da força de atrito total pela velocidade do pistão.

O motor a ser simulado foi um de cilindrada 1.8. Na Tabela 4 os dados deste motor são apresentados.

Tabela 4. Dados do motor simulado

Diâmetro do cilindro (mm)	81,01
Curso do pistão (mm)	86,40
Comprimento da biela (mm)	144
Taxa de compressão	11:1
Potência – Gasolina (kW)	76 a 5250 rpm
Potência – Álcool (kW)	78 a 5250 rpm

Informações sobre os anéis são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5. Dimensões típicas dos anéis do pistão

Anel	Espessura (mm)	Força elástica (N)	Altura da parábola – δ (μm)
Compressão 1	1,0	15	8
Compressão 2	1,5	10	8
Raspador de óleo	0,5	30	25

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

O conjunto dos resultados experimentais obtidos em equipamento “four ball” forneceu subsídios para estabelecimento de mecanismo de ação do aditivo CIL presente no óleo avaliado. A seguir, os resultados experimentais e computacionais são analisados e discutidos. Inicialmente foram preparadas duas formulações, uma contendo CIL magnetizado e outra com o mesmo composto, sem magnetização, para comparação com o óleo comercial SAE 20W50 API SL. Na Figura 22 são apresentados os resultados de variação de potência de atrito.

Figura 22. Resultados da comparação de óleos formulados com CIL sem magnetização e com CIL magnetizado, contra um óleo comercial

Conforme a Figura 22, ambos os óleos, tanto o formulado com CIL magnetizado quanto com o CIL sem magnetização, apresentaram ganho de potência em relação ao óleo comercial

comparado. Esse comportamento permite inferir, inicialmente, sobre os mecanismos de atuação do CIL:

1. Formação do filme lubrificante por ação exclusiva da atividade superficial das partículas (CIL não magnetizado);
2. Formação do filme por ação da atração magnética, resultado do processo friccional, combinada com a ação da atividade superficial.

4.1.1 Resultados de Atrito e Desgaste para a Fase de avaliação inicial (“screening 1”)

Essa fase de avaliação tribológica foi desenvolvida com a finalidade de conhecer a melhor concentração de CIL para posterior preparação de formulações, num domínio de concentração de CIL e MIVAD mais abrangente. As concentrações de CIL avaliadas inicialmente foram aquelas dispostas na Tabela 2.

Foram medidas as cicatrizes de desgaste, a força de atrito atuante, bem como os perfis de temperatura para cada óleo. Na Figura 23 são mostradas as curvas de variação da força de atrito e desgaste para os vários óleos testados comparados com um óleo comercial de grau de desempenho API SL, viscosidade SAE 20W50.

Figura 23. Curvas de atrito e desgaste para a fase de “screening 1”

Nas ordenadas estão expressos os resultados de atrito e desgaste. Na abscissa são expressas as concentrações de CIL usadas e a concentração zero corresponde ao óleo comercial comparado. Como se pode observar, apesar da ausência de outros aditivos de desempenho, essas formulações apresentaram, em geral, desempenho superior ao obtido para o óleo comercial.

Foram atingidas reduções de atrito (0,05 % de CIL) e de desgaste (0,50 % de CIL) de até 20 %. Em virtude destes resultados, escolheu-se o domínio de CIL, para a fase de avaliação intermediária (“screening 2”), definido pelas concentrações de 0,05 % a 0,50 %. Evitou-se usar concentrações maiores, pois poderiam surgir dificuldades para estabilização das partículas no meio fluido.

Na Figura 23 pode-se observar que a maior redução de atrito ocorreu para a menor concentração de CIL, ao passo que nessa mesma concentração o desgaste foi o maior de todos. Para as demais concentrações esse comportamento inverso entre redução de atrito e aumento de desgaste também ocorreu. Na Figura 24 é possível visualizar um esboço

esquemático representando um modelo para ação do CIL que pode ajudar na compreensão dos fenômenos que aconteceram na interface de contato.

Figura 24. Modelo físico esquemático de ação das partículas de CIL

Na Figura 24.I, que representa esquematicamente a formulação com a menor concentração de CIL (0,05%), não há a formação de um filme espesso suficiente para proteger as superfícies contra o desgaste, mas o filme formado permite que haja uma incompatibilidade metalúrgica entre as superfícies, auxiliando a redução do atrito. Na configuração III da Figura 24 há um filme muito espesso que protege as superfícies contra o desgaste, mas possui uma alta resistência para deslizamento das camadas adjacentes de CIL, o que resulta em maior atrito. Na configuração intermediária (II), com concentração de CIL compreendida entre as duas outras, há a formação de um filme que oferece uma boa proteção contra o desgaste e também permite uma boa redução de atrito.

As curvas de temperatura para estas diversas formulações, bem como para o óleo comercial, são apresentadas na Figura 25.

Figura 25. Perfil de temperatura para as formulações da fase “screening 1”

Da Figura 25 é possível observar o claro comportamento térmico das diversas formulações testadas, bem como do óleo comercial comparado. Todas as formulações preparadas apenas com óleo básico e CIL, nos vários níveis de concentração, apresentaram maiores reduções de temperatura que o óleo comercial. Esse comportamento é diretamente influenciado pelos triboprocessos friccionais que acontecem na interface entre as superfícies de contato. O melhor comportamento térmico pode ter sido influenciado, também, pela presença das partículas magnéticas no óleo, pois elas podem ter atuado para a redução do caminho médio para a transferência de calor, além de ter reduzido o coeficiente global de transferência de calor.

A formulação com 0,05 % de CIL (maior redução de atrito na Figura 23) é a que apresenta a maior inclinação temperatura X tempo na Figura 25. As outras três formulações apresentam inclinações temperatura X tempo diferenciadas, mas todas inferiores àquela da formulação com a menor concentração de CIL. O óleo comercial foi o que apresentou a menor inclinação de todas. A inclinação temperatura X tempo está diretamente relacionada com a redução da força de atrito ao longo dos testes. Os óleos que apresentam maiores

reduções da força de atrito têm uma formação de filme que evita uma alta perda de energia friccional e, portanto, menor fornecimento de energia térmica para a região de contato, com conseqüente menores temperaturas finais.

A fase de “screening 1” apresentou subsídios para inferir que o composto intermetálico lubrificante, presente nos óleos básicos, devidamente balanceado para o grau de viscosidade SAE 50, possui desempenho tribológico superior àquele dos aditivos de desempenho (ZDDP) presentes nos óleos comerciais. Esse efeito possivelmente é decorrência da natureza da estrutura cristalina do CIL (hexagonal compacta) e do mecanismo de formação do tribofilme entre as superfícies sob contato. A investigação destes aspectos será realizada na fase de estudos seguinte e na fase final, na qual interrupções dos ensaios serão realizadas para análise das superfícies de desgaste.

Para o dispersante a ser usado, MIVAD, o domínio foi mais abrangente, variando de 1% a 15%. Foi usada esta ampla faixa, pois se pretende obter um modelo de otimização estatística para uma maior região de concentração.

4.1.2 Resultados de Atrito e Desgaste para a Fase Intermediária (“screening 2”)

O detalhamento de estudo de mecanismos de ação dos aditivos CIL e MIVAD será realizado a partir do grupo de formulações preparadas para a fase de avaliação intermediária (“screening 2”). Na Tabela 6 são discriminados os aditivos usados, com as suas respectivas faixas de estudo.

Tabela 6. Domínios de concentração de aditivos para a fase de “screening 2”

	COMPONENTES	
	CIL (%)	MIVAD (%)
SLCIL1	0,05	1,00
SLCIL2	0,10	1,00
SLCIL3	0,50	1,00
SLCIL4	0,05	8,00
SLCIL5	0,10	8,00
SLCIL6	0,50	8,00
SLCIL7	0,05	15,00
SLCIL8	0,10	15,00
SLCIL9	0,50	15,00

Nas Figuras 26 e 27 são mostradas curvas de força de atrito e do perfil de temperatura para o óleo comercial e uma formulação contendo CIL.

Figura 26. Curvas de força de atrito para óleo comercial e formulação 7 do desenho experimental

Conforme pode ser visto na Figura 26, a força de atrito para o óleo comercial é superior à força de atrito para o óleo formulado com CIL. Isso é uma indicação do melhor desempenho tribológico do CIL quando comparado a outro óleo que contenha apenas ZDDP como agente antidesgaste.

Figura 27. Perfil de temperatura para o óleo comercial e formulado com CIL, SLCIL7

Na Figura 27, apesar da temperatura ser controlada, as mudanças triboquímicas entre as superfícies provocam leves mudanças no perfil de temperatura. Esse comportamento térmico sugere a ocorrência de formação e quebra de filme antidesgaste e antiatrito na interface de contato. As taxas com que os filmes redutores de atrito são formados e a natureza destes filmes contribuem para a oscilação no perfil térmico. As amostras que provocaram maiores reduções de atrito possuem perfis de temperatura inferiores àqueles perfis das amostras com maiores perdas friccionais. Para auxílio na compreensão do mecanismo de ação do CIL, foram realizadas interrupções para a formulação otimizada de acordo com o ciclo mostrado na Figura 18.

Os testes destas formulações (screening 2) foram realizados a 1.500 rpm, 100 °C, perfil de carga de acordo com a Figura 18, por um período de 30 minutos. As superfícies de desgaste foram analisadas por microscopia eletrônica de varredura (MEV), com o objetivo de observar a presença de elementos constitutivos dos filmes tribológicos, bem como analisar os mecanismos de desgaste predominantes. Na Figura 28 são apresentadas imagens das superfícies de desgaste do óleo comercial e de formulações contendo CIL.

Figura 28. Cicatrizes de desgaste obtidas para o óleo comercial (a) e (b); (c) SLCIL2; (d) SLCIL3; (e) SLCIL4 e (f) SLCIL5

É possível ver as marcas de desgaste por abrasão nas superfícies de desgaste, tanto na superfície avaliada com o óleo comercial, quanto nas formulações preparadas com CIL. Também há marcas de deformação plástica para todas as superfícies.

As marcas de desgaste por abrasão são provenientes da ação de partículas de desgaste presentes no óleo em teste, produzidas durante o processo friccional. O dano por deformação plástica, que pode ter resultado do desgaste adesivo, também foi mais severo para o óleo comercial. Esse dano é caracterizado pela falha do filme lubrificante, o que permite a inferência de maior efetividade do óleo formulado com CIL.

O processo friccional das esferas avaliadas com óleos formulados com CIL resultou na formação de tribofilmes mais efetivos que aquele formado com o óleo comercial. Na Figura seguinte, ampliações maiores podem ser vistas.

Figura 29. Superfícies de desgaste ampliadas (300 x). (a) óleo comercial. (b) SLCIL8

Na Figura 29 fica aparente o dano severo na superfície da esfera testada com o óleo comercial, quando comparado com os danos na superfície testada com um óleo formulado com CIL. Na superfície testada com óleo comercial identificou-se a presença de material

particulado aglomerado. Análises químicas, semiquantitativas, foram feitas na superfície de desgaste e no aglomerado de partículas e os resultados são mostrados na Figura 30.

(a)

(b)

Figura 30. Superfície analisada da esfera testada com o óleo comercial. (a) região delimitada da análise. (b) espectro de elementos detectados

Embora as concentrações de elementos medidas por energia dispersiva (EDS) sejam apenas semiquantitativas, é importante a apresentação destes números. Na superfície de desgaste detectaram-se os elementos de desempenho zinco (0,68 %), fósforo (1,09 %) e enxofre (2,12%), que são contidos no aditivo ZDDP. Os elementos cromo e ferro são constituintes do material das esferas (aço AISI 52100) e o oxigênio (12,4 %) é proveniente de

processo de desgaste oxidativo. Na Figura 31 são apresentados os resultados para o aglomerado de partículas.

(a)

(b)

Figura 31. Análise em aglomerado de partículas. (a) região analisada (3000x). (b) espectro de elementos detectados

No aglomerado foram detectados fósforo (0,29 %), enxofre (0,51 %) e silício (0,29 %), este último podendo ser proveniente do aditivo antiespumante ou da poeira do ambiente, o que é mais provável, já que na superfície de desgaste esse elemento não foi detectado. Também foi detectada uma alta concentração de oxigênio (48,63 %), o que sugere a formação de óxidos como um dos elementos de desgaste (debris).

Na Figura abaixo é mostrada a superfície de resposta, para o aumento da potência de atrito, obtida com o desenho experimental fatorial usado para a fase de “screening 2”. Essa superfície foi obtida através de análise estatística para um nível de confiança de 95%.

Figura 32. Superfície de resposta de aumento da potência de atrito

Observa-se na Figura 32 que os fatores MIVAD e CIL interagem entre si. O dispersante MIVAD atua no sentido de manter as partículas de CIL no meio líquido, sem a ocorrência de assentamento. Uma alta concentração de MIVAD, com baixa concentração de CIL, resulta na suspensão total das partículas, podendo até impedir a sua ação, como se discute na revisão bibliográfica. Por outro lado, uma baixa concentração do dispersante com alta concentração de CIL pode permitir um bom desempenho tribológico, mas com problemas de assentamento. As regiões vermelhas são aquelas nas quais a combinação do teor de MIVAD e de CIL não garante a formação de um bom filme lubrificante. Por outro lado, as regiões verdes são

aquelas nas quais o balanceamento de CIL e MIVAD permite a adequada formação do filme redutor de atrito e desgaste.

Durante a fase de otimização perseguiu-se as concentrações para os dois aditivos que podiam garantir um balanceamento entre as forças competitivas do dispersante, procurando evitar o assentamento das partículas e de atração magnética / superficial das partículas, que tende a formar o filme redutor de atrito e de desgaste.

Na Figura 33, é esboçada apenas a projeção da superfície de resposta. As regiões de maior interesse foram as de números 1, 2 e 3; as de maior redução de atrito. No entanto, considerando questões de custo e de estabilização das formulações, optou-se pela otimização apenas na região 1.

Figura 33. Projeção da superfície de resposta

Houve uma correlação muito boa entre o aumento da potência de atrito medida no tribômetro “four ball” e o calculado através da análise estatística, conforme pode ser visto na Figura 34.

Figura 34. Correlação entre o aumento da potência de atrito medido e o calculado estatisticamente – $R^2 = 0,999$

4.1.3 Resultados de Desgaste e Atrito - Fase de Otimização

Resultados de Desgaste

Conforme discutido anteriormente, os mecanismos de desgaste predominantes num MCI (para o sistema anel de pistão / cilindro) são os desgastes adesivo e abrasivo, que também foram verificados nos testes realizados no equipamento do tipo quatro esferas.

A seguir são apresentados os resultados de desgaste para o óleo comercial e o óleo formulado com CIL, expressos em unidade de volume.

Figura 35. Resultados de desgaste para o óleo comercial testado em diferentes temperaturas do banho de óleo

Figura 36. Resultados de desgaste para o óleo formulado com CIL testado em diferentes temperaturas do banho de óleo

Os resultados apresentados nas Figuras 35 e 36 são referentes às cicatrizes formadas a cada momento de interrupção dos testes. Percebe-se que o óleo formulado com CIL oferece uma maior proteção das superfícies que o óleo comercial comparado. Uma melhor evolução pode ser obtida através da análise dos desgastes incrementais, apresentados nas Figuras 37 e 38.

Figura 37. Resultados de desgaste incremental para o óleo comercial testado em diferentes temperaturas do banho de óleo

Figura 38. Resultados de desgaste incremental para o óleo formulado com CIL testado em diferentes temperaturas do banho de óleo

O desgaste incremental foi expresso em dimensão linear, referente aos diâmetros das cicatrizes. Inicialmente, para ambos os óleos, as esferas sofrem um desgaste abrupto e isso decorre do fato de que no início de cada ensaio, as superfícies ainda não possuem qualquer filme protetor ou antidesgaste, além do fato de que as pressões de contato no instante zero são muito maiores que em qualquer outro instante dos testes. Em seguida, também para os dois óleos, o filme redutor de desgaste é formado e a remoção de material é reduzida. Para o óleo

comercial, na temperatura de 150 °C, quando se atingiu o instante de interrupção de 26 minutos, o desgaste aumentou, mas em seguida voltou a cair. Para o óleo formulado com CIL também houve o aumento abrupto de desgaste, para o instante de interrupção de 26 minutos, mas sem a posterior recuperação do filme antidesgaste.

O comportamento de desgaste crescente para os instantes de 26 e 30 minutos sem a posterior recuperação do filme antidesgaste, para o óleo com CIL na temperatura de 150 °C, sugere a ocorrência do fenômeno de desmagnetização das partículas e a dessorção e não-reconstituição do filme.

Na Figura 39 são mostrados os resultados de aumento de desgaste, referente ao óleo com CIL comparado com o óleo comercial.

Figura 39. Resultados de aumento de desgaste

Conforme se pode ver na Figura 39, o óleo formulado com CIL apresentou uma redução máxima de desgaste próxima a 35 % em relação ao óleo comercial. A redução de desgaste, no entanto, foi diminuindo à medida que a temperatura de teste aumentou. Para a temperatura de 150 °C, nos instantes de 26 e 30 minutos, houve um grande aumento de desgaste para o óleo

com CIL. O comportamento de redução do desgaste do óleo formulado com CIL, em função da temperatura, corrobora com a hipótese da influência térmica sobre o magnetismo das partículas.

Resultados de Atrito

Além dos resultados de desgaste, foi feita a aquisição do torque de atrito através de uma célula de carga devidamente montada no equipamento quatro esferas. Os valores de torque obtidos foram convertidos para potência e força de atrito.

A potência de atrito é proporcional à força de atrito, que está relacionada diretamente com os fenômenos friccionais nas interfaces de contato. Nas Figuras 40, 41 e 42 são apresentados os resultados de potência de atrito, para as diferentes temperaturas de teste.

Figura 40. Potência de atrito para os óleos comercial e contendo CIL, testados a 60 °C

Figura 41. Potência de atrito para os óleos comercial e contendo CIL, testados a 100 °C

Figura 42. Potência de atrito atingida para os óleos comercial e contendo CIL, testados a 150 °C

A potência de atrito é crescente à medida que os testes vão evoluindo como decorrência dos aumentos de carga e do atrito entre as superfícies, independente da temperatura de teste.

As potências de atrito para o óleo com CIL são menores que aquelas atingidas com o óleo comercial para as temperaturas de 60 °C e 100 °C, o que remete a observação de que isso é função da menor energia de cisalhamento dos filmes interfaciais formados. As maiores reduções de potência, entre os óleos comparados, ocorrem para os instantes de interrupção de 26 e 30 minutos sob a maior intensidade de carga.

Para a temperatura de 150 °C, o óleo formulado com CIL não apresentou nenhum ganho de potência, independente dos instantes de interrupção.

Na Figura 43 são apresentados os resultados de perda de potência para o óleo com CIL comparado com o óleo comercial.

Figura 43. Redução de potência do óleo formulado com CIL em relação ao comercial, para as diferentes temperaturas de teste

O desempenho inferior, na temperatura de 150 °C, do óleo formulado com CIL, em relação ao óleo comercial decorre da redução na aderência do filme de CIL sobre as superfícies em contato. Essa redução de aderência pode estar sendo provocada pela influência dos efeitos térmicos sobre a orientação dos domínios magnéticos do CIL, que são, em parte, responsáveis pela formação e manutenção do filme.

Os maiores ganhos de potência ocorreram para a temperatura de 60 °C, pois a magnetização das superfícies das esferas atuava para a formação do filme redutor de atrito e a energia termo-friccional não era suficiente para comprometer a sua integridade. A 100 °C, o

comportamento foi anômalo, embora tenha havido ganho de potência para os instantes de 17, 26 e 30 minutos. A 150 °C houve perda de potência para praticamente todos os instantes de interrupção, conforme dito anteriormente. Esse comportamento pode ser devido a deficiência na formação e manutenção do filme redutor de atrito, em virtude do nível envolvido de agitação térmica.

Os maiores ganhos de potência, para os instantes de 26 e 30 minutos quando se usa o óleo formulado com CIL podem estar relacionados com os efeitos magnéticos das partículas / superfícies das esferas.

Nos óleos formulados com agentes químicos de desempenho, a formação dos filmes redutores de atrito e desgaste é catalisada pela temperatura que ocorre nas interfaces de contato. A continuidade no aquecimento até atingir um nível crítico de energia acarreta em processo de degradação ou dessorção desses filmes. No óleo formulado com CIL, no entanto, os únicos agentes que contribuem para a formação do filme redutor de atrito e desgaste são a atividade superficial e os processos que envolvem a magnetização das partículas e a magnetização das superfícies de contato por decorrência de processo friccional. No óleo formulado com CIL, a degradação do filme pode ser decorrência de processos físicos de dessorção (catalisados pela ação térmica) e de desmagnetização das partículas e/ou das superfícies das esferas.

Para o óleo formulado com CIL, apesar da menor eficiência em relação ao óleo comercial, quando testado a 150 °C, a perda de potência foi menor para os maiores níveis de carga. Há claramente uma competição entre as forças magnéticas agindo no sentido de formar o filme redutor de atrito e desgaste, e as de dessorção catalisadas pelos efeitos

térmicos, envolvidos nessa temperatura. Esse comportamento aponta para o fato de que o agente responsável por isso foi a alta temperatura que catalisou o processo de dessorção do filme lubrificante, e não diretamente a desmagnetização do binômio partículas de CIL / superfícies das esferas.

Na Figura 44, é proposto um modelo de ação das partículas de CIL, sob ação crescente de carga, que explica, fenomenologicamente, a formação dos filmes redutores de atrito e desgaste.

Figura 44. Modelo físico esquemático de ação das partículas de CIL magnetizadas, sob ação crescente de força. $P_3 > P_2 > P_1$

Dois corpos de natureza ferrosa, sob atrito, são submetidos à orientação de domínios magnéticos por ação da força friccional atuante entre elas. À medida que essa força aumenta, maior é a orientação dos domínios e maior é o campo magnético criado, que exerce maior força de atração nas partículas de CIL dispersas no meio lubrificante, resultando em um filme mais contínuo, que é o responsável pela redução do atrito entre as superfícies sob contato.

4.2 RESULTADOS COMPUTACIONAIS

Essa fase de análise computacional consiste em modelar o sistema físico anel de pistão / cilindro, incluindo o pacote total de anéis, constituído pelo anel de compressão (anel 1), pelo segundo anel de compressão (anel 2) e pelo anel raspador de óleo (anel 3). Objetiva-se, nessa fase do trabalho, compreender os efeitos de redução da viscosidade (tendência atual para desenvolvimento de óleo com característica de economia de combustível) sobre o desempenho tribológico num MCI, além de avaliar o papel tribológico do CIL sobre a redução de atrito, ganho de potência, com conseqüentes efeitos sobre a economia de combustível e redução das emissões. Com o objetivo de conduzir uma avaliação global, fez-se uma extrapolação dos resultados obtidos para o sistema anel de pistão para os sistemas de trem de válvula, mancais de deslizamento em geral e saia do pistão / cilindro.

As perdas típicas para os sistemas de trem de válvula, mancais de deslizamento e saia do pistão / cilindro variam, em geral, de motor para motor e também das suas condições operacionais. De acordo com Taylor (1998), o sistema do trem de válvula é responsável por 10% das perdas mecânicas num MCI, os mancais são responsáveis por 25%, o sistema completo anéis e saia do pistão / cilindro é responsável por 45% (sendo 55% deste valor para os anéis e 45% para a saia) e o acionamento dos sistemas auxiliares responsável por 20%. Nesse trabalho, esses valores típicos foram usados para fins de comparação.

Além das duas condições de perfis de temperatura, foram comparados óleos nas seguintes condições de viscosidade:

1. Dois óleos de viscosidades iguais, sendo um comercial, COM (AV) e outro com adição de CIL, CIL (AV);
2. Dois óleos de viscosidades diferentes, ambos com a carga química comercial, denominados COM (AV) e COM (BV);
3. Dois óleos de viscosidades diferentes, um comercial e outro com adição de CIL, denominados COM (AV) e CIL (BV).

Onde (AV) significa alta viscosidade e (BV) significa baixa viscosidade.

As constantes usadas na equação de McCool-Walther para esses óleos são mostradas na Tabela 7. Para o óleo de menor viscosidade adotou-se o valor inferior aceito para um óleo de grau SAE 50 (16,30 cS).

Tabela 7. Propriedades dos lubrificantes comparados

	Visc. Iguais COM (AV) e CIL (AV)	Visc. diferentes COM (AV) x COM (BV)	Visc. diferentes COM (AV) x CIL (BV)
Visc. a 40 °C (cS)	162,6 x 140,3	162,6 x 120,6	162,6 x 114,8
Visc. a 100 °C (cS)	18,50 x 18,56	18,50 x 16,33	18,50 x 16,34
IV	128 x 149	128 x 145	128 x 153
b	3,1178 x 2,9449	3,1178 x 3,0127	3,1178 x 2,9529
c	8,1263 x 7,6819	8,1263 x 7,8379	8,1263 x 7,6842

Na Figura 45 são apresentados os perfis de temperatura empregados, de 60 a 100 °C e 80 a 120 °C. A curva de velocidade do pistão (operando a 2.500 rpm) é apresentada na Figura 46. Na próxima Figura, 47, pode-se ver o perfil de pressão dos gases que atuam sobre os anéis

de compressão. Para o anel raspador, por estar em contato com o reservatório de óleo, considerou-se que a pressão atuante era a atmosférica.

Figura 45. Curvas de distribuição de temperatura na parede do cilindro

Figura 46. Curva de velocidade do pistão

Na curva de velocidade do pistão, pode-se observar que há pontos de inversão no sentido da velocidade (velocidade nula). Próximo a essas regiões a lubrificação hidrodinâmica deixa de existir, prevalecendo as lubrificações mista e limite, nas quais a ação química dos aditivos presentes no óleo exercem papel fundamental para a redução de atrito.

Figura 47. Perfil de pressão atuante na superfície traseira dos anéis

No perfil de pressão há um pico na posição referente ao início da queima da mistura ar-combustível, início do ciclo de expansão.

A seguir, análises são feitas para as duas condições operacionais de temperatura, comparando-se os diversos óleos citados anteriormente. Aqui, considerou-se o mesmo desempenho do CIL obtido experimentalmente para a formulação otimizada.

TEMPERATURA DO CILINDRO – 60°C a 100 °C

Na Figura 48 é apresentada a curva de variação de potência de atrito, referente à comparação do óleo comercial com outro adicionado de CIL obtida no equipamento quatro esferas para as diferentes temperaturas de teste.

Figura 48. Perfil de perda de potência para as diferentes temperaturas de teste

Os resultados da Figura 48 não foram influenciados pelas condições viscosimétricas dos óleos comparados, pois os testes foram conduzidos na condição de lubrificação limite. Parece haver uma temperatura limite (137 °C), acima da qual as partículas de CIL não contribuem para a redução do atrito e do desgaste.

Na temperatura de 150 °C houve perda de potência, conforme discutido na parte de resultados experimentais.

Para a determinação da resistência de cisalhamento mecano-química para o óleo comercial, considerou-se que o coeficiente de atrito de 0,10 predominava nas regiões de contato limite, ou seja, de espessura específica de filme (λ) menor ou igual a um. Para o óleo formulado com CIL, aplicou-se o fator de redução da perda de potência limite obtido da Figura 48. A resistência ao cisalhamento mecano-química do óleo comercial adotando-se esse procedimento foi de 141 kPa.

Na Figura 49 e 50 são apresentadas as curvas de espessura mínima de filme de óleo para os óleos comparados.

Figura 49. Curva de espessura mínima de filme de óleo, para a condição de viscosidades iguais

Como o óleo balanceado com CIL, apesar de possuir a mesma viscosidade a 100 °C, exigia a adição de MIVAD para garantir a estabilidade das partículas no meio líquido, ficou com viscosidade a 40 °C inferior que o óleo comercial. Isso implicou em leve aumento da espessura para o óleo comercial.

Figura 50. Curva de espessura mínima de filme de óleo, para a condição de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

Já para os óleos de viscosidades diferentes a 100 °C, houve uma maior diferença de viscosidade em baixa temperatura, o que contribuiu para uma diferença maior nas espessuras dos filmes de óleo. No entanto, como os perfis são muito semelhantes para os óleos COM (AV) x COM (BV) e COM (AV) x CIL (BV), decidiu-se expressar as curvas para esse último grupo de óleo no apêndice I. Nas Figuras 51 e 52 são apresentados os perfis de espessura específica de filme (FATOR LAMBDA).

Figura 51. Curva de espessura específica de filme (fator lambda) para os óleos comparados com as mesmas viscosidades

O mesmo comportamento que ocorreu para a espessura mínima de filme de óleo, também foi repetido para o fator lambda, já que ambos são influenciados pelas características viscosimétricas dos óleos. O mesmo comportamento aconteceu para os óleos COM (AV) x COM (BV) e COM (AV) x CIL (BV). As curvas para o primeiro grupo são apresentadas na Figura 51, enquanto para o segundo grupo são expressas no apêndice I.

Figura 52. Curvas de espessura específica de filme (fator lambda) para os óleos comparados, COM (AV) x COM (BV)

Partindo-se dos dados de espessura específica de filme (fator lambda), foram calculadas as frações de contato mecano-químico (lubrificação limite e mista) e hidrodinâmico, conforme podem ser vistas nas Figuras 53 e 54.

Figura 53. Curva de fração de contato mecano-químico para os óleos com viscosidades iguais

O que ocorreu para a espessura mínima de filme de óleo e fator lambda também ocorreu para as frações de contato mecano-químico, ou seja, para ambos os óleos comparados, as curvas são influenciadas pelas viscosidades a 40 °C e a 100 °C.

Figura 54. Curva de fração de contato mecano-químico para os óleos com viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

Os óleos com viscosidades menores possuem maior área de contato mecano-químico e também de contato misto. Fica evidenciado, portanto, que a carga química dos lubrificantes exerce papel fundamental nos óleos de baixa viscosidade, pois possui áreas aumentadas de contato limite e misto. As curvas de fração de contato para os óleos COM (AV) x CIL (BV) são apresentadas no apêndice I, a exemplo das curvas de espessura mínima de filme de óleo e fator lambda. Na Tabela 8 são apresentadas as frações globais (todos anéis) de contato para todos os óleos comparados.

Tabela 8. Fração de contato global para os diversos óleos comparados

	Visc. Iguais COM (AV) x CIL (AV)	Visc. Diferentes COM (AV) x COM (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x CIL (BV)
Fração de Cont. Limite (%)	2,19 x 2,19	2,19 x 2,42	2,19 x 2,42
Fração de Cont. Misto (%)	12,23 x 12,46	12,23 x 14,53	12,23 x 14,53
Fração de Cont. Fluido (%)	85,58 x 85,35	85,58 x 83,04	85,58 x 83,04

As diferenças de frações de contato para os óleos de mesmas viscosidades são, contudo, mínimas, ao passo que para os óleos de viscosidades diferentes, a menor viscosidade causa a ocorrência de maiores frações de contato limite e misto, com menor contato fluido. Apesar das diferenças serem da ordem de aproximadamente 2%, o impacto no resultado final pode ser significativo, uma vez que, como citado na introdução, um valor de ganho de potência ou economia de combustível de 0,5% é considerado significativo para um MCI.

Na Figura 55 são apresentadas as curvas de força de atrito global para os óleos de mesmas viscosidades.

Figura 55. Curvas de força de atrito para os óleos de mesmas viscosidades durante todo o ciclo de operação do motor simulado

Na Figura 55 observa-se que as perdas por atrito nos anéis são maiores para o óleo comercial. O fato de os dois óleos possuírem áreas de contato semelhantes faz com que a presença de CIL na região de contato limite e misto contribua para menores forças de atrito, mas o ganho de potência fluida não seja tão significativo. Nas Figuras seguintes, 56, 57 e 58 são apresentadas as contribuições isoladas para as forças limite, mista e fluida.

Figura 56. Força de atrito limite para os óleos de viscosidades iguais

Ambos os óleos possuem as áreas de contato limite iguais, como discutido anteriormente, e a presença do CIL contribui para a ocorrência de menor força de atrito na região de início da combustão, que ocorre a 360° do virabrequim.

Figura 57. Força de atrito misto para os óleos de mesmas viscosidades

Como se pode observar, as forças de atrito misto para o óleo com CIL também são menores que as forças para o óleo comercial.

Figura 58. Forças de atrito fluido para os óleos de viscosidades iguais

As contribuições das forças de atrito fluido são praticamente iguais, pois ambos os óleos comparados possuem perfis semelhantes de viscosidades e, portanto, as diferenças de resistências ao escoamento fluido não são tão grandes.

Na Figura 59 são apresentadas as curvas de força de atrito para os óleos de viscosidades diferentes COM (AV) x COM (BV).

Figura 59. Curvas de força de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, durante todo o ciclo de operação do motor simulado

Nas regiões de contato limite e misto, o óleo de menor viscosidade apresenta maiores forças de atrito, pois há maior área de contato nestas regiões, com a mesma carga química do óleo de maior viscosidade. Uma redução de atrito acontece apenas na região de contato fluido para o óleo comercial de baixa viscosidade. Nas Figuras 60, 61 e 62 são apresentadas as contribuições isoladas das três diferentes regiões.

Figura 60. Forças de atrito limite para os óleos comerciais, de viscosidades diferentes

Como observado anteriormente, o óleo de menor viscosidade e, portanto, de maior área de contato limite, possuindo a mesma carga química do outro de alta viscosidade, possui maior força de atrito.

Figura 61. Forças de atrito misto para os óleos comerciais de viscosidades diferentes

O raciocínio usado para explicar a ocorrência de maiores forças de atrito limite, para o óleo COM (BV), pode ser usado para as regiões de contato misto. As maiores áreas de contato misto, submetidas a contato lubrificado com óleo de mesma carga química do óleo de alta viscosidade, contribuem para maiores forças de atrito.

Figura 62. Forças de atrito para os óleos comerciais de viscosidades diferentes

Apenas nesta condição de contato, o óleo de menor viscosidade contribui para menores forças de atrito para o sistema anel de pistão / cilindro, o que é decorrência da menor resistência ao deslizamento das camadas fluidas adjacentes entre as superfícies sob movimento relativo.

Na Figura 63 são apresentadas as curvas de atrito total para os óleos de viscosidades diferentes COM (AV) x CIL (BV).

Figura 63. Curvas de força de atrito total para óleos de viscosidade diferentes, COM x CIL

Embora a resolução da figura não permita identificar claramente as menores forças de atrito em todas as regiões, o óleo de baixa viscosidade com CIL favoreceu a ocorrência de menores atritos para o sistema de contato anel de pistão / cilindro, tanto na região de contato limite, quanto misto e fluido. Detalhes para as contribuições isoladas são apresentados nas Figuras 64, 65 e 66.

Figura 64. Forças de atrito limite para os óleos de viscosidade diferentes, COM (AV) x CIL (BV)

Apesar das maiores áreas de contato limite para o óleo de baixa viscosidade, localmente as forças de atrito são inferiores às aquelas para o óleo comercial, em virtude da presença de CIL na sua preparação. Isso, no entanto, não significa que prevalecerão menores forças médias de atrito.

Figura 65. Forças de atrito misto para os óleos de viscosidades diferentes COM (AV) x CIL (BV)

A presença de CIL no óleo de baixa viscosidade também contribui para menores forças de atritos locais para o contato misto.

Figura 66. Forças de atrito fluido para os óleos de viscosidades diferentes comparados, COM (AV) x CIL (BV)

A menor viscosidade do óleo com CIL contribui para menores atritos fluidos, conforme citado anteriormente, em virtude da menor resistência ao cisalhamento fluido das camadas adjacentes.

É importante observar que as menores forças de atrito locais nos óleos COM (AV) x CIL (BV) não garantem, necessariamente, menores perdas de potências, como será discutido posteriormente. Na Tabela 9 são apresentadas as forças médias de atrito para as formulações de óleo comparadas, para todas as regiões de contato.

Tabela 9. Forças de Atrito Limite, Mista e Fluida, para os diversos óleos comparados

	Visc. Iguais COM (AV) x CIL (AV)	Visc. Diferentes COM (AV) x COM (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x CIL (BV)
Força de Atrito Limite Média (N)	0,79 x 0,63	0,79 x 1,19	0,79 x 0,94
Força de Atrito Mista Média (N)	11,06 x 9,38	11,06 x 13,15	11,06 x 10,95
Força de Atrito Fluida Média (N)	41,40 x 41,02	41,40 x 39,18	41,40 x 39,08

Na Figura 67 é apresentada a curva de potência perdida no sistema anel de pistão / cilindro, para um único cilindro, para os óleos de viscosidades iguais.

Figura 67. Potências de atrito para os óleos de mesmas viscosidades

Em toda a região de contato fluido, a potência de atrito é praticamente igual, mas nas regiões de maiores temperaturas na parede do cilindro (0, 360 e 720°), o óleo formulado com CIL apresenta melhores resultados. Nas Figuras 68, 69 e 70 são apresentadas as contribuições individuais.

Figura 68. Potência de atrito para os óleos de viscosidades iguais, COM (AV) x CIL (AV)

O óleo com CIL apresenta menor perda de potência local em relação ao óleo comercial comparado.

Figura 69. Potências de atrito misto para os óleos de viscosidades iguais

Pelo fato desses óleos possuírem semelhantes frações de contato, a presença de um produto de menor resistência ao cisalhamento como o CIL confere menores perdas de potência, tanto limite como mista.

Figura 70. Potências de atrito fluido para os óleos de mesmas viscosidades

Ambos os óleos apresentam perdas de potência fluida praticamente iguais, dadas as condições viscosimétricas dos óleos comparados.

Na Figura 71, os resultados de potência de atrito para os óleos com mesmas cargas químicas e viscosidades diferentes são apresentados.

Figura 71. Potências de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

Nas regiões de maiores temperaturas, o óleo de menor viscosidade COM (BV) apresenta maiores perdas friccionais, ao passo que nas regiões de contato fluido o mesmo óleo apresenta ganho de potência. Nas Figuras 72, 73 e 74 são apresentadas as contribuições isoladas para as diversas regiões de contato.

Figura 72. Potência de atrito limite para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

A maior área de contato do óleo de menor viscosidade, multiplicada pela velocidade do pistão e pela resistência ao cisalhamento, que é a mesma para ambos os óleos, resulta em maior perda de potência friccional.

Figura 73. Potência de atrito misto para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV)
x COM (BV)

A exemplo do caso da potência de atrito limite, a maior área de contato misto, sob contato com produto químico de mesma resistência mecano-química, resulta em maiores perdas de potência.

Figura 74. Potência de atrito para a condição de comparação COM (AV) x COM (BV)

O óleo de baixa viscosidade COM (BV) apresentou menores perdas fluidas, dada a maior facilidade para o cisalhamento das camadas de fluido, quando comparado com o óleo de maior viscosidade COM (AV).

As curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidade diferentes, COM (AV) x CIL (BV), são apresentadas na Figura 75.

Figura 75. Curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, COM x CIL

Para essa condição de comparação, o óleo formulado com CIL (BV) apresentou perdas maiores que o outro óleo nas regiões de temperaturas maiores. Nessas regiões, a fração de contato para o óleo de baixa viscosidade é maior que a do óleo comercial e, apesar da presença do composto de baixa resistência ao cisalhamento, CIL, e das forças de atrito local serem menores, a contribuição média dessas superfícies, do ponto de vista da potência, é maior. Essas maiores perdas friccionais não implicam em uma menor proteção ao desgaste, pois localmente as forças de atrito são inferiores para o óleo com CIL.

Nas Figuras 76, 77 e 78 são apresentadas as contribuições individuais para as regiões de contato limite, misto e fluido.

Figura 76. Potências de atrito limite para os óleos de viscosidade diferentes, COM x CIL

Localmente, a potência de atrito para o óleo de baixa viscosidade é inferior que a potência perdida quando se usa o óleo comercial de maior viscosidade.

Figura 77. Potência de atrito misto para os óleos de viscosidade diferentes, COM x CIL

O óleo com CIL, nas regiões de maiores temperaturas, apresentou maior potência de atrito. A contribuição para tal resultado foi da maior área de contato misto, quando comparada com o óleo comercial.

Figura 78. Potência de atrito fluido para os óleos de viscosidade diferentes, COM x CIL

A menor viscosidade do óleo formulado com CIL promoveu uma menor potência de atrito fluido que o óleo comercial comparado, contribuição exclusiva da menor resistência ao cisalhamento das camadas de óleo paralelas.

Comparadas as três condições, COM (AV) x CIL (AV), COM (AV) x COM (BV) e COM (AV) x CIL (BV), o óleo formulado com CIL (AV) apresentou um ganho, quando comparados os óleos de viscosidades iguais. Para os óleos de viscosidades diferentes, o óleo com CIL apresentou uma perda limite e mista inferior àquela para os óleos comerciais, COM (AV) x COM (BV). Na Tabela 10 são apresentadas as contribuições médias, para todo ciclo de funcionamento do motor de combustão interna, para as potências de atrito limite, mista e fluida.

Tabela 10. Resultados de potência para todas as regiões de contato e condições de comparação

	Visc. Iguais COM (AV) x CIL (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x COM (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x CIL (BV)
Potência de Atrito Limite Média (W)	0,51 x 0,40	0,51 x 0,76	0,51 x 0,60
Potência de Atrito Mista Média (W)	22,81 x 19,55	22,81 x 29,28	22,81 x 25,10
Potência de Atrito Fluida Média (W)	349,81 x 347,71	349,81 x 335,81	349,81 x 335,07
Ganho de Pot. nos Anéis (%) - todos cilindros	1,46	1,95	3,31

Para os óleos de viscosidades iguais, a formulação com CIL apresentou um ganho de potência no sistema anel de pistão / cilindro de 1,46%, que foi praticamente contribuição das regiões de contato limite e misto.

Para os óleos de viscosidades diferentes, com a mesma carga química, o óleo de baixa viscosidade apresentou um ganho de 1,95%, que foi devido unicamente aos efeitos fluidos nas regiões de contato fluido. Apesar do maior ganho de potência para essa condição de estudo COM (AV) x COM (BV), quando comparada com a condição COM (AV) x CIL (AV), há uma maior proteção das superfícies de contato para o óleo formulado com CIL (AV).

Já o óleo formulado com CIL (BV), da combinação COM (AV) x CIL (BV), apresentou o maior ganho de potência para o sistema anel de pistão / cilindro, 3,31%, que foi contribuição das regiões de contato fluido, garantindo ao mesmo tempo uma boa proteção das superfícies de contato limite e misto.

A extrapolação dos resultados de potência de atrito, calculados para o sistema anel de pistão / cilindro para os demais sistemas num motor de quatro cilindros, resulta em ganho global para cada condição de comparação de óleos. Esses resultados podem ser vistos nas Figuras 79, 80 e 81.

Figura 79. Potências perdidas nos demais sistemas mecânicos, num MCI, para os óleos de mesmas viscosidades, COM (AV) x CIL (AV)

O ganho de potência para os mancais foi mínimo, pois operam sob regime de lubrificação hidrodinâmica, e o fato dos óleos possuírem perfis de viscosidade semelhantes não implica em grande redução da resistência ao atrito fluido.

O sistema came-seguidor apresentou um maior ganho de potência, pois nesse sistema que opera fundamentalmente no regime de lubrificação limite, a presença de CIL tem grande efeito sobre a redução de atrito. O sistema saia do pistão / cilindro opera nos mesmos regimes dos anéis de pistão / cilindro e, portanto, apresentou um ganho de potência da mesma ordem de grandeza deste último.

Figura 80. Potências perdidas nos demais sistemas mecânicos, num MCI, para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

Nessa condição de comparação, os mancais apresentaram maior ganho de potência que a condição anterior, pois a baixa viscosidade do óleo comercial (BV) contribuiu para isso. Por outro lado, como ambos os óleos possuem a mesma carga química, caracterizada por iguais resistências mecano-químicas, no sistema came-seguidor não houve qualquer ganho de potência.

Os sistemas de anel de pistão / cilindro e saia / cilindro apresentaram os resultados de potência, conforme discutido anteriormente.

Figura 81. Potências perdidas nos demais sistemas mecânicos, num MCI, para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV)

Todos os sistemas apresentaram ganho de potência para esta condição de comparação, pois o binômio fluido x mecano-químico foi favorecido através da menor viscosidade e presença de CIL no óleo CIL (BV).

Na Tabela 11 são apresentados os ganhos de potência globais para as diversas condições de comparação.

Tabela 11. Resultados de ganho de potência global, considerando os diversos sistemas num MCI

	Visc. Iguais COM (AV) x CIL (AV)	Visc. Diferentes COM (AV) x COM (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x CIL (BV)
Ganho de Pot. Global (%)	0,90	0,45	1,32

O óleo de baixa viscosidade balanceado com CIL, CIL (BV), foi o que apresentou o maior ganho de potência, resultado da contribuição mútua da menor resistência fluida e da

menor resistência mecano-química, atuando nos diversos sistemas mecânicos do MCI simulado.

TEMPERATURA DO CILINDRO – 80°C a 120 °C

Esse perfil de temperatura é o que se aproxima mais de um perfil real para um motor de combustão interna. A análise dos resultados de simulação, para essa faixa de temperatura, consiste na apresentação e discussão de curvas semelhantes para a condição de temperatura anterior. Para sintetizar, são apresentados apenas os resultados globais, sem o detalhamento das contribuições individuais para as regiões de contato limite, misto e fluido. As curvas referentes as contribuições individuais são apresentadas no Apêndice I.

Nas Figuras 82 e 83 são apresentadas as curvas de espessura mínima de filme de óleo para as condições de comparação.

Figura 82. Curvas de espessura mínima de filme de óleo para os óleos com viscosidades iguais, COM (AV) x CIL (AV)

A mudança no perfil de temperatura implicou numa redução de espessura mínima do filme de óleo de aproximadamente 8 μm para aproximadamente 4 μm , o que leva a uma maior exposição das superfícies sob contato aos regimes de lubrificação misto e limite.

Figura 83. Espessura mínima de filme de óleos para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

A mudança de temperatura resulta em redução ainda maior na espessura de filme para os óleos de menores viscosidades (BV). Nas Figuras 84 e 85 são apresentados os fatores Lambda.

Figura 84. Curvas de espessura específica de filme para os óleos de mesmas viscosidades.

A mudança de espessura específica (fator Lambda), sob a mudança de temperatura, mudou de aproximadamente 15 para 8, o que significa, de forma direta, uma redução na espessura mínima de filme de óleo, como discutido anteriormente.

Figura 85. Curvas de espessura específica de filme (fator lambda) para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

As curvas de fator lambda para os óleos COM (AV) x CIL (BV) são semelhantes para a combinação COM (AV) x COM (BV), dado o fato de que ambos os grupos possuem as mesmas viscosidades a 100 °C. Nas Figuras 86 e 87 são apresentados os resultados das frações de contato mecano-químico para os grupos de óleos comparados.

Figura 86. Curvas de fração de contato mecano-químico para os óleos de viscosidades iguais, COM (AV) x CIL (AV)

Por possuírem as mesmas viscosidades a 100 °C, os óleos COM (AV) e CIL (AV), possuem praticamente as mesmas frações de contato mecano-químico.

Figura 87. Curvas de fração de contato mecano-químico para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

O óleo de menor viscosidade, COM (BV), possui maior fração de contato mecano-químico e, portanto, maior região de lubrificação limite e mista. Na Tabela 12 são relacionadas às frações de contato global, considerando-se a contribuição conjunta de todos os anéis para todas as regiões de contato.

Tabela 12. Resultados de Fração de contato para os diversos óleos comparados

	Visc. Iguais COM (AV) x CIL (AV)	Visc. Diferentes COM (AV) x COM (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x CIL (BV)
Fração de Cont. Limite Média (%)	3,58 x 3,58	3,58 x 4,27	3,58 x 4,38
Fração de Cont. Mista Média (%)	21,91 x 22,84	21,91 x 25,84	21,91 x 25,37
Fração de Cont. Fluida Média (%)	74,51 x 73,59	74,51 x 69,90	74,51 x 70,24

Como observado anteriormente, os óleos de menores viscosidades possuem maiores áreas de contato limite e misto, com conseqüente redução da fração de contato fluido. Esses resultados apontam para a necessidade de que quando se reduzir a viscosidade dos óleos, se adicionar em sua formulação compostos químicos de desempenhos melhores, com vistas à proteção das superfícies sob contato mecano-químico. O ganho de potência fluida obtido, caso não se adicione os compostos químicos de alto desempenho, pode não ser justificado, visto que os motores operando com um óleo com essa característica poderão ter as suas durabilidades comprometidas. Em um prazo médio, pode-se perder o benefício inicialmente ganho com a redução da viscosidade, pois as folgas serão aumentadas, o processo de combustão será prejudicado, o efeito de “blowby” será intensificado e o óleo terá suas propriedades lubrificantes comprometidas ainda mais.

Nas Figuras 88, 89 e 90 são apresentas as curvas de força de atrito total, incluindo todos os anéis, para as diversas condições de lubrificantes comparadas.

Figura 88. Curvas de força de atrito total para os óleos de viscosidades iguais

Como se pode observar na Figura 88, o óleo sem a adição de CIL apresentou maiores forças de atrito nas regiões de contato limite e misto. Pelo fato de possuírem perfis de viscosidade semelhantes, não houve diferença perceptível entre as contribuições para as regiões de contato fluido.

Figura 89. Curvas de força de atrito total para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

O óleo de maior viscosidade, COM (AV), apresentou maior força de atrito fluido, mas menor força de atrito nas regiões de contato limite e fluida. Por possuir a mesma carga

química, o óleo de baixa viscosidade COM (BV) pode causar o comprometimento da integridade do motor que o use.

Figura 90. Curvas de força de atrito total para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV)

Nas regiões de contato limite e misto, o óleo de menor viscosidade, CIL (BV), apresentou menores forças de atrito localmente. O mesmo óleo ainda apresentou menores forças de atrito fluido, dadas as suas condições viscosimétricas. Na Tabela 13 são apresentados os valores médios para os diversos óleos comparados.

Tabela 13. Forças de Atrito Limite, Mista e Fluida para os diversos óleos comparados

	Visc. Iguais COM (AV) x CIL (AV)	Visc. Diferentes COM (AV)x COM (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x CIL (BV)
F. de Atrito Limite Média (N)	2,94 x 2,54	2,94 x 4,11	2,94 x 3,61
F. de Atrito Mista Média (N)	20,63 x 17,88	20,63 x 23,56	20,63 x 19,95
F. de Atrito Fluida Média (N)	33,11 x 32,82	33,11 x 30,62	33,11 x 30,79

O fato de na Figura 90 haver indicação de que o óleo CIL (BV), quando comparado com COM (AV), contribuir localmente para menores forças de atrito, mas na média haver um aumento dessas forças, de acordo com a Tabela 13, deve-se ao fato de que as maiores áreas de contato, apesar da atuação do composto de menor resistência ao cisalhamento, contribuem para a predominância de maiores forças passivas. Isso, no entanto, não implica necessariamente em menor proteção das superfícies. Nas Figuras 91, 92 e 93 são apresentados os resultados de potência de atrito para os diversos óleos comparados.

Figura 91. Curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidades iguais, COM (AV)
x CIL (AV)

Observa-se que não há diferença entre as potências de atrito fluido, o que se deve ao fato de possuírem, ambos os óleos, as mesmas viscosidades. Nas regiões de contato limite e misto, o óleo comercial apresentou maiores perdas friccionais, o que se deve à ausência de CIL na sua composição.

Figura 92. Curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

O óleo de menor viscosidade apresentou uma menor potência de atrito fluida, mas nas regiões de contato limite e misto houve perda de potência, o que se deveu ao fato de ambos os óleos possuírem a mesma carga química. Como citado anteriormente, o ganho de potência obtido pela redução de atrito fluido certamente não trará benefícios ao longo do tempo.

Figura 93. Curvas de potência de atrito para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV)

As maiores regiões de contato tanto para a lubrificação limite quanto mista contribuíram para uma maior potência de atrito do óleo com CIL. No entanto, quando comparado com os

óleos com cargas químicas comerciais (Figura 92), as perdas são menores. Na Tabela 14 são apresentados os valores médios individuais para as diferentes regiões de contato.

Tabela 14. Potências de atrito limite, mista e fluida, para os diversos óleos comparados

	Visc. Iguais COM (AV) x CIL (AV)	Visc. Diferentes COM (AV) x COM (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x CIL (BV)
P. de Atrito Limite Média (N)	2,40 x 2,07	2,40 x 3,43	2,40 x 2,98
P. de Atrito Mista Média (N)	61,74 x 54,82	61,74 x 78,08	61,74 x 67,93
P. de Atrito Fluida Média (N)	295,72 x 295,12	295,72 x 279,99	295,72 x 281,44
Ganho de Pot. nos Anéis (%) - todos cilindros	2,18	-0,46	2,09

Para os óleos de mesmas viscosidades, há uma redução da potência de atrito nas regiões de contato limite e mista, mas não há contribuição significativa para a região de lubrificação fluida. Para os óleos comerciais, de viscosidades diferentes, há redução da potência de atrito apenas para as regiões de contato fluido para o óleo COM (BV). Para os óleos de viscosidades diferentes, um dos quais balanceado com CIL, também houve ganho de potência apenas nas regiões fluidas para o óleo CIL (BV), mas as perdas nas regiões limite e mista são inferiores às aquelas para os óleos com mesma carga química.

As maiores perdas de potência de atrito para o óleo de baixa viscosidade CIL (BV) não implicam necessariamente em maiores desgastes, pois as superfícies estão protegidas pelo filme de baixa resistência ao cisalhamento. Globalmente há um ganho de potência para o motor que opera com o óleo CIL (BV), visto que os compostos intermetálicos lubrificantes

contribuem para a redução da potência de atrito no sistema came-seguidor. Nas Figuras 94, 95 e 96 são apresentadas as potências de atrito para os quatro cilindros do motor simulado, para os sistemas came-seguidor, anel de pistão / cilindro, saia do pistão cilindro e mancais hidrodinâmicos.

Figura 94. Potência de atrito para todos os sistemas passíveis de perdas mecânicas em um MCI para os óleos de viscosidades iguais

O maior benefício continua sendo para o sistema came-seguidor, seguido pelo pistão / cilindro (anéis e saias). Como possuem perfis de viscosidade com poucas diferenças, o ganho de potência nos mancais é pequeno.

Figura 95. Potência de atrito para todos os sistemas passíveis de perdas mecânicas em um MCI para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV)

Houve ganho de potência apenas para os mancais, mas perdas nos sistemas pistão / cilindro e nenhum ganho para o sistema came-seguidor, pois a carga química era a mesma para ambos os óleos comparados.

Figura 96. Potência de atrito para todos os sistemas passíveis de perdas mecânica em um MCI para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV)

Para essa configuração houve ganho de potência para todos os sistemas, pois o óleo formulado com CIL, que contribui para a redução da potência de atrito no sistema came-

seguidor, também era de baixa viscosidade, o que auxiliou para a redução das potências de atrito nos sistemas pistão / cilindro e mancais.

Na Tabela 15 são apresentados os ganhos de potência globais para as diversas condições de comparação.

Tabela 15. Resultados de ganho de potência global, considerando os diversos sistemas num MCI, para o perfil de temperatura de 80 °C a 120 °C

	Visc. Iguais COM (AV) x CIL (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x COM (BV)	Visc. Diferentes COM (AV) x CIL (BV)
Ganho de Pot. Global (%)	0,85	0,26	1,11

Quando comparados os óleos de viscosidades iguais e os de viscosidades diferentes, o óleo CIL (BV) apresentou o maior ganho de potência, que foi resultado tanto da contribuição viscosa quanto da baixa resistência ao cisalhamento mecano-química propiciada pela presença do CIL. A opção de redução de viscosidade, mantendo-se a mesma carga química, não se mostrou adequada, pois o ganho de potência de 0,26% pode custar o comprometimento da integridade ou durabilidade dos MCI que operem com esses óleos ao longo do tempo.

Na Figura 97, são comparados os ganhos de potência nos anéis para as três configurações comparadas de óleos, sendo duas as condições de temperaturas simuladas.

Figura 97. Comparação das potências de atrito nos anéis para todas as configurações de óleos, para as duas condições de temperatura

Claramente se observa uma redução no ganho de potência para os óleos de viscosidades diferentes. Para os óleos comerciais comparados, COM (AV) x COM (BV) em alta temperatura, houve uma perda de potência para o sistema anéis de pistão / cilindro e isso ocorreu em virtude da maior área de contato estar submetida à ação dos mesmos compostos químicos que o óleo de maior viscosidade. Para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV), houve uma redução do ganho de potência de 3,31% para 2,09%, o que ocorreu em virtude do aumento da área de contato, embora o impacto não tenha sido tão severo quanto na configuração de óleos de diferentes viscosidades e mesma carga química, devido à presença de CIL. Para os óleos de viscosidades iguais houve, ao contrário dos demais, um aumento de potência com o aumento da temperatura, provocado pela presença de CIL agindo em área praticamente igual a do óleo comparado. Na Figura 98 são apresentados os resultados de ganho de potência global, que inclui a participação dos demais sistemas mecânicos.

Figura 98. Comparação das potências de atrito globais para todas as configurações de óleos, para as duas condições de temperatura

O aumento de temperatura foi responsável por uma queda no ganho de potência global para todas as configurações de óleos comparados. Para os óleos de viscosidades iguais, no entanto, essa redução não pode ser considerada significativa. Para os óleos de viscosidades diferentes houve uma maior redução no ganho de potência que a configuração anterior. Os óleos COM (AV) x CIL (BV) apresentaram os maiores ganhos de potência entre as três configurações de óleos comparados.

Como discutido anteriormente, para a configuração de óleos com viscosidades diferentes e mesmas cargas químicas, apesar do ganho global de potência apresentado para o óleo de menor viscosidade, o aumento das áreas de contato limite e misto e o possível comprometimento da integridade dos motores que usem o óleo COM (BV) anulam o benefício de potência.

Diante do discutido acima, poderia surgir a dúvida sobre qual o melhor óleo para se usar no motor simulado neste trabalho. Sem dúvida, o óleo que não seria recomendado é o COM (BV). Melhor que este óleo é o CIL (AV), que além de oferecer um maior ganho de potência, promove uma maior proteção das superfícies. Entre todos, no entanto, o melhor óleo foi o

CIL (BV), que além de oferecer o benefício da menor viscosidade também permite uma proteção mecano-química adequada para as superfícies, apesar das maiores áreas de contato limite e misto.

Na Figura 99 são apresentadas as parcelas de contato limite, misto e fluido para os óleos comparados.

Figura 99. Frações de contato para todos os óleos comparados, COM (AV), CIL (AV), COM (BV) e CIL (BV)

O aumento de temperatura, como observado anteriormente, implica no aumento da área de contato para todos os óleos comparados. Sem dúvida, o óleo CIL (AV) oferece uma maior proteção fluida e mecano-química que o CIL (BV), mas o ganho de potência de aproximadamente 0,30% que pode ser obtido com este último em relação ao CIL (AV), justifica a sua utilização em MCI.

5 CONCLUSÕES

Com o desenvolvimento dessa tese pode-se confirmar algumas hipóteses:

1. É possível desenvolver um lubrificante com partículas magnéticas, capaz de oferecer menor resistência mecano-química e, assim, reduzir o consumo de combustíveis e as emissões gasosas;
2. O óleo formulado com CIL tem por mecanismo de ação a combinação entre a atividade superficial das minúsculas partículas e a atração magnética provocada pelas superfícies friccionadas;
3. Há a clara indicação de que a temperatura de 150 °C pode ser o limite crítico para inibição da atividade das partículas de CIL;
4. O principal mecanismo para desativação das partículas de CIL, a alta temperatura, foi a ação térmica, provocando a dessorção do filme de CIL;
5. A presença das partículas magnéticas, através da redução do caminho médio para a transferência de calor, pode ter contribuído para a redução da temperatura do banho de óleo, em combinação com a formação de filme friccional de menor energia de cisalhamento;

6. A estratégia de desenvolvimento de lubrificantes de alto desempenho, baseada apenas na redução da viscosidade, mantendo a carga química original, pode levar ao comprometimento da integridade dos motores de combustão interna, aumentando o nível de consumo e das emissões gasosas;
7. Um óleo formulado com CIL, com viscosidade a 100 °C no limite superior recomendado para determinado grau SAE de viscosidade, pode oferecer maior proteção às superfícies que estejam sob regime de lubrificação limite e mista, do que um óleo de mesmo grau SAE formulado para o limite inferior de viscosidade a 100 °C. No entanto o ganho de potência global de aproximadamente 0,3% obtido para o óleo CIL (BV) em relação ao CIL (AV), justifica a utilização do óleo de menor viscosidade.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Essa obra apresentou contribuição por desenvolver um novo conceito de lubrificante magnético, tê-lo testado em equipamento de laboratório “tribômetro do tipo quatro esferas” e também ter estudado, computacionalmente, os efeitos friccionais desse lubrificante em um motor de combustão interna. No entanto, é sabido que nenhum trabalho é completo no sentido de ter investigado todos os aspectos do assunto estudado, o que resulta na necessidade de realização de trabalhos futuros, os quais poderão ser:

1. Estudar as propriedades magnéticas do lubrificante formulado com CIL, caracterizando grandezas como remanência magnética, susceptibilidade magnética, temperatura de Curie, entre outras;
2. Fazer um trabalho de simulação de um motor de combustão interna, usando dados de um levantamento real do perfil de temperatura do cilindro;
3. Avaliar, sobretudo, o comportamento desse lubrificante formulado com CIL sobre o consumo de combustível, emissões gasosas e sobre o desgaste dos sistemas anel de pistão / cilindro, came-seguidor e superfícies dos mancais hidrodinâmicos, através de ensaios em bancos dinamométricos;
4. Como sugestão de um trabalho futuro integrado entre as áreas de engenharia mecânica e química, sugere-se o desenvolvimento de uma tese destinada a estudar os processos

interativos aditivos-superfícies e interação aditivos-aditivos, procurando compreender, de um ponto de vista fundamental, as suas contribuições individuais.

REFERÊNCIAS

- BALLENTINE, B. (2003). Motor oils – fuel economy vs. wear. **Machinery Lubrication Magazine**, Tulsa, n.200307, July/Aug. Disponível em:<http://www.machinerylubrication.com/article_detail.asp?articleid=518>. Acesso em: 15 Nov 2007.
- BANNISTER, K.E. (1995). **Lubrication for industry**. New York: Industrial Press.
- BARTZ, W.J.; MULLER, K. (1972). Investigations on the lubricating effectiveness of molybdenum disulfide. **Wear**, Amsterdam, v.20, n.3, p.371-379, July.
- BECKER, E.P. (2004). Trends in tribological materials and engine technology. **Tribology International**, London, v.37, n.7, p.569-575, July.
- BRAITHWAITE, E.R (1967). **Lubrication and lubricants**. London. Elsevier Publishing Company.
- COY, R.C. (1998). Practical applications of lubrication models in engines. **Tribology International**, London, v.31, n.10, p.563-571, Oct.
- DONG, J.X.; HU, Z.S. (1998). A Study of the anti-wear and friction-reducing properties of the lubricant additive, nanometer zinc borate. **Tribology International**, London, v.31, n.5, p.219-223, May.
- EYRE, T.S. (1978). The Mechanisms of wear. **Tribology International**, London, v.11,n.2, p.91-96, Apr.
- EYRE, T.S.; DENT, N.; DALE, P. (1983). Wear characteristics of piston rings and cylinder liners. **Lubrication Engineering**, Chicago, v.39, n.4, p.216-221.
- FELDMAN, Y. et al. (2000). New reactor for production of tungsten disulfide hollow onion-like (inorganic fullerene-like) nanoparticles. **Solid State Science**, Amsterdam, v.2, n.6, p.663-672, Oct.
- FITCH, J. (2002). New lubrication commandments – conserve energy, protect the environment. **Machinery Lubrication Magazine**, Tulsa, n.200207, July/Aug. Disponível em:<http://www.machinerylubrication.com/article_detail.asp?articleid=362>. Acesso em: 10 Out 2005.
- GANSHEIMER, J.; HOLINSKI, R. (1972). A Study of solid lubricants in oils and greases under boundary conditions. **Wear**, Amsterdam, v.19, n.4, p.439-449, Apr.
- GROSSIORD, C. et al. (2000). Tribochemical interactions between Zn₂Te₂P₂O₇, MoS₂ and calcium borate. **Tribology Letter**, Berlin, v.8, n.4, p.203-212, May.

HARIGAYA, Y. et al. (2006). Analysis of oil thickness and heat transfer on a piston ring of diesel engine: effect of lubricant viscosity. **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, Washington, v.128, n.3, p.685-693, July.

HOLISNKI, R.; JUNGK, M. (2000). New solid lubricants as additive for greases – “polarized graphite”. **NLGI Spokesman**, Chicago, v.64, n.6, p.23-27.

HOSHI, M.; BABA, Y. (1986). A Study of piston friction force in an internal combustion engine. **ASLE Transactions**, Abingdon, v.30, n.4, p.444-451.

HUTCHINGS, I.M. (1992). **Tribology** – friction and wear of engineering materials. London: Edward Arnold.

ISHIJIMA, T. et al. (2006). An Analysis of ring temperature, oil film temperature, oil film thickness and heat transfer on a piston ring of an IC engine in consideration of ring movement in a cycle. In: SPRING TECHNICAL CONFERENCE OF THE ASME INTERNAL COMBUSTION ENGINE DIVISION, Aachen, 2006. **Proceedings...** New York: ASME. p.665-676.

JASTRZEBSKI, D. (1959). **Nature and properties of engineering materials**. New York: John Willey.

JENG, Y.R. (1992). Theoretical analysis of piston-ring lubrication. Part 1 – Fully flooded lubrication. **Tribology Transactions**, Abington, v.35, n.4, p.696-706, Oct.

KALPAJIAN, S. (1995). **Manufacturing engineering and technology**. 3rded. Reading: Addison-Wesley.

KAPSA, P.H.; MARTIN, J.M.; GEORGES, J.M. (1981). Antiwear mechanism of ZDDP in the presence of calcium sulfonate detergent. **Journal of Lubrication Technology**, New York, v.103, p.486-496.

KHONSARI, M.M.; BOOSER, E.R. (2001). **Applied tribology** – bearing design and lubrication. New Jersey: John Willey.

KIMURA, Y. et al. (1999). Boron nitride as a lubricant additive. **Wear**, Amsterdam, v.232, n.2, p.199-206, Oct.

LACEY, P.I.; GUNSEL, S. (2001). A New apparatus to evaluate friction modifier additives for engine oil. **Lubrication Engineering**, Clayfield, v.57, n.11, p.13-22, Nov.

LI, S. et al. (2003). Competitive surface interactions of critical additives with piston ring / cylinder liner components under lubricated breaking-in conditions. **Lubrication Engineering**, Clayfield, v.59, n.7, p.10-15, July.

MA, M.T. et al. (1997). Development of a detailed model for piston-ring lubrication in IC engines with circular and non-circular cylinder bores. **Tribology International**, London, v.30, n.11, p.779-788, Nov.

MA, Y. et al. (2004). Impacts of friction-modified fully formulated engine oils on tribological performance of nitrided piston rings sliding against cast iron cylinder bores. **Tribology Transactions**, Abingdon, v.47, n.3, p.421-429, July/Sept.

MARTIN, J.M. et al. (2000). Role of nitrogen in tribochemical interaction between Zn-dtp and succinimide in boundary lubrication. **Tribology International**, London, v.33, n.7, p.453-459, July.

MOORE, D.F. (1975) **Principles and applications of tribology**. Dublin. Pergamon Press.

MOORE, A.J. (1993). Fuel efficiency screening tests for automotive engine oils. In: INTERNATIONAL FUELS & LUBRICANTS MEETING & EXPOSITION, Philadelphia. **Proceedings...** Washington: SAE. p.1-9.

MUFTI, R.A.; PRIEST, M. (2005). Experimental evaluation of piston-assembly friction under motored and fired conditions in a gasoline engine. **Journal of Tribology**, New York, v.127, n.4, p.826-836, Oct.

NAKADA, M. (1994). Trends in engine technology and tribology. **Tribology International**, London, v.27, n.1, p.3-8, Feb.

NORTON, R.L. (1996). **Machine design** – an integrated approach. New Jersey: Prentice-Hall.

OLIVEIRA, A.M. et al. (2000). The Scuffing resistance of the nitrocarburized and carburized steel. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 9., São Paulo, 2000. **Anais...** São Paulo: SAE Brasil. Cod.2000-01-3258.

PRIEST, M. (2001). Optimisation of piston assembly tribology for automotive applications. In: LEEDS-LYON SYMPOSIUM ON TRIBOLOGY “TRIBOLOGICAL RESEARCH AND DESIGN FOR ENGINEERING SYSTEMS, 29., Leeds, 2002. **Proceedings...** Amsterdam: Elsevier. p.739-748.

PULKRABEK, W.W. (2004). **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. 2nd ed. New Jersey: Person Prentice-Hall.

RADAKOVIC, D.J.; KHONSARI, M.M. (1997). Heat transfer in a thin-film flow in the presence of squeeze and shear thinning: application to piston rings. **Journal of Heat Transfer**, New York, v.119, n.2, p.249-257, May.

RAPOPORT, L. et al. (1999). Inorganic fullerene-like material as additives to lubricants: structure-function relationship. **Wear**, Amsterdam, v.225-229, pt.2, p.975-982, Apr.

RAPOPORT, L. et al. (2002a). Friction and wear of powdered composites impregnated with WS₂ inorganic fullerene-like nanoparticles. **Wear**, Amsterdam, v.252, n.5/6, p.518-527, Mar.

RAPOPORT, L. et al. (2002b). Load bearing of bronze, iron and iron-nickel powder composites containing fullerene-like WS₂ nanoparticles. **Tribology International**, London, v.35, n.1, p.47-53, Jan.

- RAPOPORT, L. et al. (2003). Tribological properties of WS₂ nanoparticles mixed lubrication. **Wear**, Amsterdam, v.255, n.7/12, p.785-793, Aug./Sept.
- RYCROFT, J.E.; TAYLOR, R.I.; SCALES, L.E. (1997). Elastohydrodynamic effects in piston ring lubrication in modern gasoline and diesel engines. In: LEEDS-LYON SYMPOSIUM ON TRIBOLOGY, 23., Leeds, 1996. **Proceedings...** Amsterdam: Elsevier. v.32, p.49-54.
- RYK, G.; ETSION, I. (2006). Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction. **Wear**, Amsterdam, v.261, n.7/8, p.792-796, Oct.
- SHEASBY, J.S. et al. (1990). A Reciprocating wear test for evaluating boundary lubrication. **Tribology International**, London, v.23, n.5, p.301-307, Oct.
- SHELBY, J. (1987). Proper lubrication reduces engine wear. **Fire Engineering**, Tulsa, v.140, n.3, p.42-43, Mar.
- SMITH, O. et al. (2005). In-Cylinder fuel and lubricant effects on gasoline engine friction. In: WORLD TRIBOLOGY CONGRESS, 3., Washington, 2005. **Proceedings...** New York: ASME. p.601-602.
- STACHOWIAK, G.W., BATCHELOR, A.W. (2005) **Tribology Engineering**. Elsevier Butterworth Heinemann.
- TENNE, R. (2002). Fullerene-like materials and nanotubes from inorganic compounds with a layered (2-D) structure. **Colloids and Surfaces A: physicochemical and engineering aspects**, Amsterdam, v.208, n.1/3, p.83-92, Aug.
- TARASOV, S. et al. (2002). Study of friction reduction by nanocopper additives to motor oil. **Wear**, Amsterdam, v. 252, n.1/3, p.63-69, Jan.
- TAYLOR, C.M. (1998). Automobile engine tribology – design considerations for efficiency and durability. **Wear**, Amsterdam, v.221, n.1, p.1-8, Oct.
- TAYLOR, R.I.; COY, R.C. (2000). Improved fuel efficiency by lubricant design: a review. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: journal of engineering tribology**, London, v.214, n.1, p.1-15.
- TAYLOR, R.I.; MAINWARNING, R.; MORTIER, R.M. (2005). Engine lubricant trends since 1990. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: journal of engineering tribology**, London, v.219, n.5, p.331-346, Oct.
- TAYLOR, R.I. et al. (2005). **Lubricants & energy efficiency: life-cycle analysis**. Elsevier: Amsterdam. p.565-572. (Tribology and Interface Engineering, Série 48).
- TRUHAN, J.J.; QU, J.; BLAU, P.J. (2005). The Effect of lubricating oil condition on the friction and wear of piston ring and cylinder liner materials in a reciprocating bench test. **Wear**, Amsterdam, v.259, 7/12, p.1048-1055, July/Aug.

_____. (2005). A Rig test to measure friction and wear of heavy duty diesel engine piston rings and cylinder liners using realistic lubricants. **Tribology International**, London, v.38, n.3, p.211-218, Mar.

TUNG, S.C.; McMILLAN, M.L. (2004). Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future. **Tribology International**, London, v.37, n.7, p.517-536, July.

GLOSSÁRIO

Debris – Material particulado de desgaste

Four Ball – Equipamento para avaliação de desgaste, do tipo quatro esferas

Ploughing – Riscamento de abrasão

Running-in – Processo de amaciamento de superfícies sob movimento relativo

Screening – Etapa investigativa inicial em um processo de pesquisa

Scuffing – Sulcamento profundo

APÊNDICE I

RESULTADOS ADICIONAIS DE SIMULAÇÃO

1. Curvas de espessura mínima de filme de óleo, fração de contato fator lambda para os óleos comparados COM (AV) x CIL (BV);
2. Contribuições individuais das forças em cada anel do pistão – 60 °C a 100 °C e 80 °C a 120 °C;
3. Contribuições separadas das forças de atrito, para os regimes de lubrificação limite, mista e hidrodinâmica – 80 °C a 120 °C;
4. Contribuições separadas das potências de atrito, para os regimes de lubrificação limite, mista e fluida - 80 °C a 120 °C.

1. Curvas de espessura mínima de filme de óleo, fração de contato fator lambda para os óleos comparados COM (AV) x CIL (BV)

60 °C a 100 °C

Espessura mínima de filme para os óleos COM (AV) x CIL (BV)

Fração de contato mecano-químico para os óleos COM (AV) x CIL (BV)

Espessura específica de filme (fator lambda) para os óleos COM (AV) x CIL (BV)

80 °C a 120 °C

Espessura mínima de filme para os óleos COM (AV) x CIL (BV)

Fração de contato mecano-químico para os óleos COM (AV) x CIL (BV)

Espessura específica de filme (fator lambda) para os óleos COM (AV) x CIL (BV)

2. Contribuições individuais das forças em cada anel do pistão – 60 °C a 100 °C e 80 °C a 120 °C

60 °C a 100 °C

(a)

Resultados de forças de atrito individuais para os óleos de viscosidades iguais. (a) COM (AV)e (b) CIL (AV).

(a)

(b)

Resultados de forças de atrito individuais para os óleos de viscosidades diferentes. (a) COM (AV) e (b) CIL (BV).

(a)

(b)

Resultados de forças de atrito individuais para os óleos de viscosidades diferentes. (a) COM (AV) e (b) CIL (BV).

80 °C a 120 °C

(a)

(b)

Resultados de forças de atrito individuais para os óleos de viscosidades iguais. (a) COM (AV) e (b) CIL (AV).

(a)

(b)

Resultados de forças de atrito individuais para os óleos de viscosidades diferentes. (a) COM (AV) e (b) COM (BV).

(a)

(b)

Resultados de forças de atrito individuais para os óleos de viscosidades diferentes. (a) COM (AV) e (b) CIL (BV).

3. Contribuições separadas das forças de atrito, para os regimes de lubrificação limite, mista e hidrodinâmica – 80 °C a 120 °C

(a)

(b)

(c)

Resultados de forças de atrito para os diferentes regimes de lubrificação, para os óleos de viscosidades iguais, COM (AV) x CIL (AV). (a) contato limite (b) contato misto e (c) contato fluido.

(a)

(b)

(c)

Resultados de forças de atrito para os diferentes regimes de lubrificação, para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV). (a) contato limite (b) contato misto e (c) contato fluido.

(a)

(b)

(c)

Resultados de forças de atrito para os diferentes regimes de lubrificação, para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV). (a) contato limite (b) contato misto e (c) contato fluido.

4. Contribuições separadas das potências de atrito, para os regimes de lubrificação limite, mista e fluida - 80 °C a 120 °C

(a)

(b)

(c)

Resultados de potência de atrito para os diferentes regimes de lubrificação, para os óleos de viscosidades iguais, COM (AV) x CIL (AV). (a) contato limite (b) contato misto e (c) contato fluido.

(a)

(b)

(c)

Resultados de forças de atrito para os diferentes regimes de lubrificação, para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x COM (BV). (a) contato limite (b) contato misto e (c) contato fluido.

(a)

(b)

(c)

Resultados de forças de atrito para os diferentes regimes de lubrificação, para os óleos de viscosidades diferentes, COM (AV) x CIL (BV). (a) contato limite (b) contato misto e (c) contato fluido.

APÊNDICE II

1. ROTINA COM DADOS DE ENTRADA PARA USO NA ROTINA 2

```

function P = fPistaoEscalarOtm5(h0,h0Ant,espe,teta,Pis,dt,Pn)
%clc

%Função otimiza para h0 calculando dhdt; Usa Pn como entrada

L = 144e-3; %m Comprimento da biela
R = 43.2e-3; %m Raio da manivela
w = 2500*2*pi/60; %rad/s rotacao do motor = 2500rpm
D = 81.01e-3; %m Diametro do pistao
delta = [8e-6 8e-6 25e-6]; %m
P1 = Pn/2;
pontos = 20;
aneis = 3;oleos = 4;
ai = 2; oi = 1; Ti = 1;

if h0Ant == 99999
    dhdt = -6.5e-5*0;
else
    dhdt = (h0 - h0Ant)/dt;
end

Tpms = [333.15 353.15]; Tpms = [373.15 393.15]; %K
coefb = [3.1178 3.0127 2.9449 2.9529]; coefc = [8.1263 7.8379 7.6819
7.6842];

    x = R*cos(teta) + (L^2 - (R*sin(teta))^2)^(1/2);
    U = -R*w*(sin(teta) + R/(2*L) * sin(2*teta)); %<---
    S = 2*R;
    Steta = (R + L) - x;

    Tteta = (Tpms(Ti) - Tpms(Teta))/S * (S - Steta) + Tpms(Ti);
    eta = (10^(10*(coefc(oi) - coefb(oi)*log10(Tteta))) - 0.6) * 0.89*1e-3;
%<---

    deltaxi = espe/(pontos-1);
    ii = 2:(pontos-1);
    xi = -espe/2 + (ii-1)*deltaxi;
    h = h0 + 4*delta(ai)/(espe^2)*xi.^2; %<---

    dh = 8*delta(ai)/espe^2*xi; %<---
    dh3 = 24*h0^2*delta(ai)/espe^2*xi + 192*h0^2*delta(ai)^2/espe^4*xi.^3 +
384*delta(ai)^3/espe^6*xi.^5; %<---

    alfa = 2*h.^3 - deltaxi*dh3;
    beta = -4*h.^3;
    gama = 2*h.^3 + deltaxi*dh3;
    lambda2 = (12*(eta'*U)*dh + 24*eta'*dhdt*ones(1,pontos-2))*deltaxi^2;

    A = diag(beta) + diag(gama(1:end-1),1) + diag(alfa(2:end),-1);

    b = lambda2;
    b(:,1) = b(:,1) - alfa(1) * P1;
    b(:,end) = b(:,end) - gama(end) * Pn;

```

```
P = [P1; A\b'; Pn];
```

```
P(P<0) = 0;
```

```
P = abs(pi*D*sum(P) '*deltaxi-Pis);
```

2. ROTINA PARA CALCULAR A DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO NOS ANÉIS

```
clear all
```

```
load Pi
```

```
%Resolve para cada posicao; otimiza para h0 calculando dhdt; Inclui Pn na  
%função
```

```
%usa função fPistaoEscalarOtm5
```

```
deltaTeta = 2.5; %graus
```

```
w = 2500*2*pi/60; %rad/s rotacao do motor = 2500rpm
```

```
posicoes = 720/deltaTeta + 1;
```

```
esp = [1e-3 1.5e-3 1e-3]; %m espessura dos aneis do pistao
```

```
D = 81.01e-3; %m Diametro do pistao
```

```
ai = 2;
```

```
Fe = [15 10 30]; %N
```

```
h0Ant = zeros(posicoes+1,1);
```

```
h0Ant(1) = 99999;
```

```
dhdt = ones(posicoes,1);
```

```
dhdt(1) = -6.5e-5;
```

```
teta = 0 : 4*pi/(posicoes-1) : 4*pi;
```

```
dt = (deltaTeta*pi/180)/w
```

```
for ipos = 1 : posicoes;
```

```
    Pis = Pi(ipos)*esp(ai)*pi*D + Fe(ai);
```

```
    Pn = Pi(ipos);
```

```
    [h0,fval] = fminsearch @(h0)
```

```
fPistaoEscalarOtm5(h0,h0Ant(ipos),esp(ai),teta(ipos),Pis,dt,Pn),1.721e-6);
```

```
    saida(ipos) = h0;
```

```
    h0Ant(ipos+1) = h0;
```

```
    teste2(ipos) = fval;
```

```
    if ipos > 1
```

```
        dhdt(ipos) = (h0 - h0Ant(ipos))/dt;
```

```
    end
```

```
end
```

```
saida = saida';
```

```
saida = [saida dhdt];
```

```
teste2 = teste2';
```

```
save Resultado saida
```

```
pontos = 20;
```

```
deltaxi = esp(ai)/(pontos-1);
```

```
%ii = 2:(pontos-1);
```

```
%xi = -esp(2)/2 + (ii-1)*deltaxi;
```

```
%xi = [-esp(ai)/2 xi esp(ai)/2];
```

```
%teta = 0 : pi/(posicoes-1) : pi;
```

```
%surf(teta,xi,P)
```

```
%xlabel('Teta');
```

```
%ylabel('xi');
```

3. ROTINA PARA SAÍDA DE RESULTADO FINAL

```

clear all
%clc
load Pi
load Resultado
Pi = ones(289,1)*100000;
%Mostra solucao dado resultado para h0 e dhdt em arquivo "Resultados"

L = 141.9e-3; %m Comprimento da biela
D = 88.9e-3; %m Diametro do pistao
R = 40.0e-3; %m Raio da manivela
esp = [1.475e-3 1.5e-3 1*10e-3]; %m espessura dos aneis do pistao
w = 3000*2*pi/60; %rad/s rotacao do motor = 2500rpm
Fe = [22.38 10 30]; %N
delta = [14.9e-6 8e-6 25e-6]; %m
deltaTeta = 2.5; %graus

posicoes = 720/deltaTeta + 1;
pontos = 20;
aneis = 3; oleos = 4;

h0 = saida(:,1);
dhdt = saida(:,2);

%h0 = ones(posicoes,1) * 1.721e-6; %Temp
%dhdt = ones(posicoes,1) * (-6.5e-5); %Temp
%dhdt(end) = (-1.9e-5); %Temp

ai = 1; oi = 1; Ti = 2;

Tpmi = [333.15 353.15]; Tpms = [373.15 393.15]; %K
coefb = [3.1178 3.0127 2.9449 2.9529]; coefc = [8.1263 7.8379 7.6819
7.6842];

teta = 0 : 4*pi/(posicoes-1) : 4*pi;

for ipos = 1:posicoes
    Pn = Pi(ipos);
    Pl = Pn/2;
    x = R*cos(teta(ipos)) + (L^2 - (R*sin(teta(ipos)))^2).^(1/2);
    U = -R*w*(sin(teta(ipos)) + R/(2*L) * sin(2*teta(ipos))); %<---
    S = 2*R;
    Steta = (R + L) - x;

    Tteta = (Tpms(Ti) - Tpmi(Ti))/S * (S - Steta) + Tpmi(Ti);
    eta = (10.^(10.^(coefc(oi) - coefb(oi)*log10(Tteta))) - 0.6) * 0.89*1e-
3; %<---
    eta = 6.89e-3;
    deltaxi = esp(ai)/(pontos-1);
    ii = 2:(pontos-1);
    xi = -esp(ai)/2 + (ii-1)*deltaxi;
    h = h0(ipos) + 4*delta(ai)/(esp(ai)^2)*xi.^2; %<---

    dh = 8*delta(ai)/esp(ai)^2*xi; %<---
    dh3 = 24*h0(ipos)^2*delta(ai)/esp(ai)^2*xi +
192*h0(ipos)^2*delta(ai)^2/esp(ai)^4*xi.^3 +
384*delta(ai)^3/esp(ai)^6*xi.^5; %<---

```

```

    alfa = 2*h.^3 - deltaxi*dh3;
    beta = -4*h.^3;
    gama = 2*h.^3 + deltaxi*dh3;
    lambda = (12*(eta'.*U')*dh + 24*eta'*dhdt(ipos)*ones(1,pontos-
2))*deltaxi^2;

    A = diag(beta) + diag(gama(1:end-1),1) + diag(alfa(2:end),-1);

    b = lambda;
    b(:,1) = b(:,1) - alfa(1) * P1;
    b(:,end) = b(:,end) - gama(end) * Pn;

    P(:,ipos) = [P1; A\b'; Pn];
end

P(P<0) = 0;
xi = [-esp(ai)/2 xi esp(ai)/2];
surf(teta,xi,P)
xlabel('Teta');
ylabel('xi');

plot(teta*180/pi,h0)
xlabel('Teta');
ylabel('h0');

Pe = pi*D*sum(P)'\deltaxi;
Pis = Pi(1:posicoes)*esp(ai)*pi*D + Fe(ai);

```