

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

GUSTAVO AUGUSTO VOLCI

**COMPORTAMENTO TRIBOLÓGICO DO ANEL DE PRIMEIRO CANALETE
EM MOTORES OPERANDO EM SISTEMAS FLEX FUEL**

CURITIBA

2007

GUSTAVO AUGUSTO VOLCI

**COMPORTAMENTO TRIBOLÓGICO DO ANEL DE PRIMEIRO CANALETE
EM MOTORES OPERANDO EM SISTEMAS FLEX FUEL**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica no Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, na Área de Concentração Manufatura.

Orientador: Prof. Dr. Carlos José de Mesquita Siqueira

CURITIBA

2007

V911c

Volci, Gustavo Augusto
Comportamento tribológico do anel de primeiro canaleta em motores operando em sistemas flex fuel / Gustavo Augusto Volci. – Curitiba, 2007. 120 f. : il. color ; 30 cm.

Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2007.

Orientador: Carlos José de Mesquita Siqueira
Bibliografia: p. 99-101.

1. Automóveis – Motores. 2. Pistões. 3. Motores - Pistões e anéis de pistão. 4. Motores à álcool. 5. Motores à gasolina. I. Universidade Federal do Paraná. II.Siqueira, Carlos José de Mesquita. III. Título.

CDD: 629.252

TERMO DE APROVAÇÃO

GUSTAVO AUGUSTO VOLCI

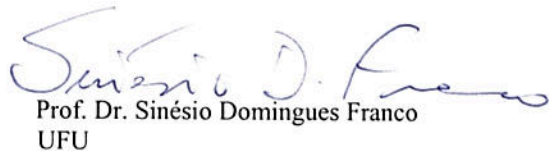
COMPORTAMENTO TRIBOLÓGICO DO ANEL DE PRIMEIRO CANALETE EM MOTORES OPERANDO EM SISTEMAS FLEX FUEL

Dissertação aprovada como requisito parcial à obtenção de grau de Mestre em Engenharia Mecânica, no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia da Universidade Federal do Paraná.

Banca Examinadora:



Prof. Dr. Vladimir Prokofievich Poliakov
UFPR



Prof. Dr. Sinésio Domingues Franco
UFU



Prof. Dr. Carlos José de Mesquita Siqueira
UFPR/PG-MEC
Presidente

Curitiba, 24 de agosto de 2007.

DEDICATÓRIA

A Deus, pela saúde e oportunidade desta dissertação.

À todos que contribuíram com apoio e motivação para que eu levasse em frente este trabalho e vencesse todas as dificuldades encontradas.

Ao meu pai Oeldes pela coragem, conselhos e orientações que forjaram o caráter e a determinação de seus filhos lhes indicando os caminhos do mundo.

À minha mãe Luiza, pelo modelo, determinação e preocupação, sempre nos alertando para as coisas corretas da vida.

Aos meus irmãos Leonardo e Daniela, motivos de alegrias, que apesar da distância sempre permaneceram próximos.

Aos meus amigos verdadeiros com quem sempre posso contar em todos os momentos e me motivaram para a conclusão deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Professor Carlos José de Mesquita Siqueira pelo apoio, encaminhamento, motivação e contribuição na condução deste trabalho.

Ao amigo Ludovic Gouere pelos momentos de compreensão e ajuda, e também por acreditar neste trabalho, motivá-lo, e apoiá-lo para que pudesse ser construído e concluído.

Ao amigo engenheiro Fabio José Pereira Silva, pelas valorosas discussões técnicas e reflexões que muito contribuíram para o direcionamento e condução deste trabalho.

Ao amigo François Lapoutte pela ajuda na análise da concorrência e trabalhos realizados com os pistões e anéis flex fuel do mercado.

Ao amigo Jean Sima, pelas idéias e contribuição na preparação das amostras de cilindros e metrologias realizadas.

Ao amigo Erlon Murilo Fogaça pelo apoio e motivação demonstrados para a conclusão deste trabalho.

Ao Carlos Aparecido dos Santos pelo apoio a esta dissertação.

Ao Laboratório de Tribologia da Universidade Federal do Paraná, pelo apoio no desenvolvimento de ensaios e suporte na discussão das atividades.

Ao engenheiro Julio Arelano pelo apoio no fornecimento das amostras de anéis e colaboração nas medições realizadas.

Ao Laboratório de Tribologia de Guyancourt – França, pela realização de ensaios e suporte na definição dos parâmetros de teste.

A todas as pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

EPÍGRAFE

O impossível é o possível que nunca foi tentado.

Benigno

RESUMO

O estudo do comportamento tribológico dos anéis de pistão de um motor à combustão interna envolve interações complexas relativas ao contato mecânico, temperaturas, pressões, velocidades e acelerações. Este sistema é responsável pela manutenção da vedação da câmara de combustão e tem influência direta na performance do motor, sendo também o principal responsável pelo consumo de óleo durante a vida do motor. O consumo de óleo controlado pelos anéis também influencia diretamente a quantidade de gases emitidos pelo motor e por consequência o respeito às normas de emissões. Diversas soluções técnicas são amplamente utilizadas pela indústria automobilística em motores à gasolina. Muitos estudos e desenvolvimentos foram realizados anteriormente sobre os motores a álcool, porém atualmente com o surgimento dos motores flexíveis, chamados de sistema Flex Fuel, muitos motores à gasolina foram adaptados para o funcionamento em álcool e apresentam soluções robustas para o funcionamento nos dois tipos de combustível. Estes motores, em ampla ascensão no mercado brasileiro, são atualmente temas de diversos estudos e desenvolvimentos por se tratarem de uma tendência econômica de mercado em crescimento no Brasil. O objetivo deste trabalho é avaliar o desgaste e a durabilidade de anéis da primeira canaleta de pistões quando sujeitos a um funcionamento em álcool e gasolina em um sistema Flex Fuel. Esta avaliação será efetuada em laboratório através de ensaios em tribômetro. Os testes serão comparados com amostras de anéis testadas em ciclos de durabilidade em dinamômetro de motor e veículos de teste de rodagem durante 100.000 km. Os resultados desta análise visam otimizar a definição técnica dos anéis de modo a minimizar custos, porém visando manter a mesma confiabilidade e durabilidade dos motores.

Palavras-chave: Pistões. Anéis. Tribologia. Desgaste. Durabilidade. Etanol. Álcool. Motor. Flex fuel.

ABSTRACT

Tribological behavior of internal combustion piston rings engine includes complex interactions of mechanical contacts, temperatures, pressures, velocities and accelerations. This system is responsible for the combustion sealing with direct influence to the engines performance and oil consumption. Many solutions are applied in these days by automotive industries and many studies and developments were realized in the past for alcohol engines, but actually with the technology of flexible engines called Flex Fuel many classical gasoline engines were adapted to work with alcohol fuel and solutions to work with these two kinds of fuel were established. These Flex Fuel engines have a growing tendency in the Brazilian Market in the last years because the electronic flexibility technology to control the engines and the low price of alcohol in the market. The purpose of this paper is evaluate the wear and durability of top piston rings working with gasoline and ethanol alcohol as a fuel. This presentation will also describe the wear and friction of cast iron and steel Flex Fuel piston rings during reciprocating bench tests, vehicles durability tests and dyno tests. The results will guide the optimization of technical definitions for Flex Fuel piston rings.

Keywords: Piston. Piston ring. Tribology. Wear. Durability. Ethanol. Alcohol. Engine. Flex fuel.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Produção de veículos a álcool em relação à produção nacional.	25
FIGURA 2.2 - Crescimento da produção de álcool etílico anidro no Brasil.	26
FIGURA 2.3 - Crescimento da penetração dos veículos Flex Fuel no mercado Brasileiro	30
FIGURA 2.4 - Forças sobre um anel de pistão.....	33
FIGURA 2.5 - Conjunto pistão-biela e pacote de anéis montados sobre um pistão..	34
FIGURA 2.6 – Exemplos de anéis de pistão	34
FIGURA 2.7 - Tipos variados de distribuição da pressão de contato em anéis. (1) Distribuição constante, (2) distribuição em formato “pêra”, (3) distribuição em formato “maçã”	38
FIGURA 2.8 - Características controladas em anéis de pistão	39
FIGURA 2.9 - Vista em corte da distribuição de temperaturas em um pistão e cilindro	39
FIGURA 2.10 - Dissipação térmica através de cada elemento do pistão	40
FIGURA 2.11 - Exemplos de materiais utilizados em anéis de pistão.....	42
FIGURA 2.12 - Exemplos de revestimentos em anéis corta-fogo.	43
FIGURA 2.13 – Coeficiente de atrito em função da posição angular do virabrequim de um motor	45
FONTE: TOMANIK (2000).....	45
FIGURA 2.14 - Regimes de lubrificação para componentes de motor	46
FIGURA 2.15 – Adesão de partículas de alumínio sobre um anel de primeiro canaleta, evidenciada através de inspeção em microscópio eletrônico de varredura.....	47
FIGURA 2.16 – Mecanismos de desgaste por abrasão	48
FIGURA 2.17 – Anéis de pistão com desgaste abrasivo na face de contato com o cilindro.....	49
FIGURA 2.18 – Anéis de pistão com exemplo de desgaste corrosivo	49
FIGURA 2.19 – Exemplo de trincas de fadiga de contato na superfície de contato do anel com o cilindro	50
FIGURA 2.20 – Análise da microestrutura de um anel nitretado mostrando a formação de trincas inclinadas e propagação da parte inferior da camada nitretada de anéis de aço inoxidável.	51
FIGURA 2.21 – Análise da microestrutura de um anel nitretado mostrando a formação de trincas ortogonais à superfície e propagação na região inferior da camada nitretada de anéis de aço inoxidável.	51
FIGURA 3.1 – Pontos de medição da rugosidade sobre as amostras de anéis.....	53

FIGURA 3.2 – Controle de erro de forma do cilindro do bloco.	56
FIGURA 3.3 – Controle dos parâmetros de rugosidade dos cilindros	57
FIGURA 3.4 – Curva de Abbot.....	57
FIGURA 3.5 – Dimensões das amostras de cilindro (em mm) e foto da amostra para os ensaios no tribômetro	58
FIGURA 3.6 – Localização de cada amostra retirada dos cilindros	59
FIGURA 3.7 – Exemplos de relatórios de rugosidade das amostras de cilindro	59
FIGURA 3.8 – Amostra de anel para ensaio em tribômetro	60
FIGURA 3.9 – Tribômetro utilizado nos ensaios em laboratório.....	63
FIGURA 3.10 – Esquema mostrando a aplicação da força normal sobre o conjunto e sentido de deslizamento do anel.....	64
FIGURA 3.11 – Riscos formados pelo processo de brunimento dos cilindros	67
FIGURA 3.12 – Dinamômetro em uma sala de ensaios de motores.....	69
FIGURA 4.1 – Curvas de Stribeck para os anéis de aço nitretado com os 3 lubrificantes	73
FIGURA 4.2 – Valores de atrito nas fases limite e mista de lubrificação para cada óleo com anel de aço	73
Figura 4.3 – Valores de atrito nas fases limite e mista de lubrificação para cada óleo	74
FIGURA 4.4 – Valores de atrito nas fases limite e mista de lubrificação para cada óleo com anel de ferro.....	75
FIGURA 4.5 – Curva de Stribeck com o óleo 5W30 e anéis de ferro fundido e aço .	75
FIGURA 4.6 – Curva de Stribeck com o óleo 10W40 e anéis de ferro fundido e aço	76
FIGURA 4.7 – Curva de Stribeck com o óleo 15W40 e anéis de ferro fundido e aço	77
FIGURA 4.8 – Curva de Stribeck para os anéis de aço e ferro fundido	78
FIGURA 4.9 – Imagem do revestimento de molibdênio do anel de ferro fundido, obtida em um microscópio eletrônico de varredura, após a Curva de Stribeck..	78
FIGURA 4.10 – Imagem da superfície do anel de aço nitretado, obtida em um microscópio eletrônico de varredura, após a Curva de Stribeck.....	79
FIGURA 4.11 – Evolução do coeficiente de atrito do anel de aço com óleo 15W40 e 10W40.....	80
FIGURA 4.12 – Região central do anel deslizada contra o cilindro e perfil medido após o teste.....	81
FIGURA 4.13 – Perfil do anel de aço medido após o teste.	81
FIGURA 4.14 – Cartografia 3D da superfície do anel de aço após o ensaio.	82
FIGURA 4.15 – Evolução do coeficiente de atrito do anel de ferro fundido com óleo 15W40 e 10W40.	82
FIGURA 4.16 – Região de contato do anel de ferro fundido com o cilindro.	83

FIGURA 4.17 – Perfil do anel de ferro fundido medido após o teste.....	83
FIGURA 4.18 – Cartografia 3D da superfície do anel de ferro fundido após o ensaio.	84
FIGURA 4.19 – Desgaste radial dos anéis de aço após ensaios em dinamômetro. .	85
FIGURA 4.20 – Desgaste radial dos anéis de ferro fundido após ensaios em dinamômetro.	86
FIGURA 4.21– Comparação do desgaste radial dos anéis de ferro fundido e aço em dinamômetro.	87
FIGURA 4.22 – Desgaste da superfície de contato com o cilindro do anel de ferro fundido (cilindro 03) e aço (cilindro 04) após ensaio de potência máxima	88
FIGURA 4.23–Trinca e destacamento de material evidenciado no microscópio eletrônico de varredura	89
FIGURA 4.24 – Metalografia da superfície nitretada do anel de aço com camada de nitretação de 70µm.	89
FIGURA 4.25 – Metalografia da superfície do anel de ferro fundido e da interface entre o ferro e a camada de molibdênio.....	90
FIGURA 4.26 – Desgaste da superfície de contato com o cilindro do anel de aço (cilindro 03) e ferro fundido (cilindro 04) após ensaio de torque e potência máxima.....	91
FIGURA 4.27 – Destacamento de material e presença de trincas propagadas na superfície dos anéis de aço do ensaio de torque máximo e potência máxima...	92
FIGURA 4.28 – Metalografia da superfície do anel de aço à esquerda, e do anel de ferro fundido à direita evidenciando a camada de molibdênio (região mais clara).	92
FIGURA 4.29 – Desgaste radial dos anéis de aço após 100.000km de rodagem sobre veículo.....	93
FIGURA 4.30– Fotos da superfície de contato com o cilindro de anéis de aço após ensaio de rodagem em veículo durante 100.000km.	94
FIGURA 4.31 – Metalografia da superfície do anel de aço proveniente do ensaio em veículo.....	95
FIGURA 4.32 – Ponto de arrancamento do material da superfície do anel.....	95
FIGURA A1 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 01	102
FIGURA A2 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 02	102
FIGURA A3 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 03	103
FIGURA A4 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 04	

.....	103
FIGURA A5 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 05	
.....	104
FIGURA A6 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 06	
.....	104
FIGURA A7 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 07	
.....	105
FIGURA A8 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 08	
.....	105
FIGURA A9 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 09	
.....	106
FIGURA A10 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº	
10	106
FIGURA A11 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº	
11	107
FIGURA A12 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº	
12	107
FIGURA A13 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº	
13	108
FIGURA A14 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº	
14	108
FIGURA A15 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº	
15	109
FIGURA A16 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº	
16	109
FIGURA A17 – Relatório de controle de forma dos cilindros do bloco nº 01 para	
ensaio em dinamômetro.....	110
FIGURA A18 – Controle de rugosidade dos cilindros do bloco nº 01 para ensaio em	
dinamômetro	111
FIGURA A19 – Relatório de controle de forma dos cilindros do bloco nº 02 para	
ensaio em dinamômetro.....	112
FIGURA A20 – Controle de rugosidade dos cilindros do bloco nº 02 para ensaio em	
dinamômetro	113
FIGURA A21 – Relatório de controle de forma dos cilindros do bloco nº 03 para	
ensaio em dinamômetro.....	114
FIGURA A22 – Controle de rugosidade dos cilindros do bloco nº 03 para ensaio em	
dinamômetro	116
FIGURA A23 – Relatório de controle de forma dos cilindros do bloco nº 04 para	

ensaio de veículo	117
Figura A24 – Rugosidade dos cilindros do bloco nº 04 para ensaio em veículo	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Resultados da mistura da gasolina A com álcool anidro.	28
Tabela 2.2 - Motores com tecnologia Flex Fuel em produção no Brasil atualmente.	29
Tabela 2.3 - Vendas internas no mercado por combustível – 1957/2005	31
Tabela 2.4 - Geometrias de anéis de corta-fogo	35
Tabela 2.5 - Posição dos revestimentos em anéis corta-fogo.	36
Tabela 2.6 - Geometrias de anéis de estanqueidade.	36
Tabela 2.7 - Geometrias de anéis de óleo.	37
Tabela 2.8 - Materiais e revestimentos de anéis corta-fogo em motores Flex Fuel e Álcool.	43
Tabela 3.1 – Composição química e dureza dos anéis.	53
Tabela 3.2 – Parâmetros controlados nas amostras de anéis de ferro fundido	54
Tabela 3.3 – Parâmetros controlados nas amostras de anéis de aço.	54
Tabela 3.4 – Composição química do bloco.	56
Tabela 3.5 – Características físico-químicas dos lubrificantes utilizados	61
Tabela 3.6 – Especificações do Álcool etílico anidro combustível (AEAC) e álcool etílico hidratado combustível (AEHC).	62
Tabela 3.7 – Tabela de planejamento dos ensaios para determinação da curva de Stribeck	65
Tabela 3.8 – Condições de funcionamento do tribômetro para os ensaios de desgaste das superfícies.	66
Tabela 3.9 – Tabela de ensaio de desgaste e avaliação do coeficiente de atrito	66
Tabela 3.10 – Parâmetros utilizados no amaciamento das amostras	68
Tabela 3.11 – Anéis testados em ensaios de dinamômetros	70
Tabela 3.12 – Anéis testados em ensaio de veículo	71
Tabela A1 – Análise dos pistões e anéis flex fuel e álcool, disponíveis no mercado brasileiro em 2006.	120

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 O MOTOR A ÁLCOOL	21
2.1.1 Histórico da utilização do álcool como combustível no brasil	21
2.1.2 O programa proalcool	22
2.1.3 A produção de álcool etílico no brasil	25
2.1.4 O álcool etílico e suas propriedades como combustível	26
2.1.4.1 Mistura de álcool à gasolina	28
2.2 MOTORES FLEX FUEL	28
2.2.1 Principais alterações em motores flex fuel	31
2.3 OS ANÉIS DE PISTÃO	32
2.3.1 – Tipos de anéis	35
2.3.1.1 – Anéis corta-fogo	35
2.3.1.2 – Anéis de estanqueidade	36
2.3.1.3 – Anéis de controle de óleo	37
2.3.2 – Vedação dos gases da combustão	37
2.3.3 – Transferência de calor através dos anéis	39
2.3.4 – Característica dos materiais utilizados em anéis	40
2.3.4.1 – Elasticidade	40
2.3.4.2 – Resistência à corrosão	41
2.3.4.3 – Baixo peso	41
2.3.4.4 – Tenacidade	41
2.3.5 – Materiais usualmente utilizados em anéis de pistão	41
2.3.6 – Revestimentos aplicados em anéis corta-fogo	42
2.3.7 – Atrito nos anéis de pistão	44
2.3.8 – Desgaste em anéis	46
2.3.8.1 – Desgaste por adesão	47
2.3.8.2 – Desgaste abrasivo	48
2.3.8.3 – Desgaste corrosivo	49
2.3.8.4 – Desgaste por fadiga de contato	50
3 MATERIAIS E MÉTODO	52
3.1 AMOSTRAS DE ANÉIS CORTA-FOGO	52
3.1.1 Análise dos anéis e pistões da concorrência	55

3.2 AMOSTRAS DE BLOCOS.....	55
3.2.1 PREPARAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA - CILINDROS.....	58
3.2.2 PREPARAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA - ANÉIS	60
3.3 ÓLEOS LUBRIFICANTES	61
3.4 COMBUSTÍVEL PARA OS ENSAIOS EM DINAMÔMETRO E VEÍCULO.....	62
3.5 ENSAIO EM TRIBÔMETRO	63
3.5.1 Determinação da curva de stribeck.....	64
3.5.2 Determinação do desgaste das superfícies	65
3.6 ENSAIO EM DINAMÔMETRO DE MOTOR	68
3.7 ENSAIO EM VEÍCULOS DE RODAGEM	70
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	72
4.1 ENSAIOS EM TRIBÔMETRO DE ALTA FREQUÊNCIA PARA ANÉIS.....	72
4.1.1 Determinação da curva de stribeck.....	72
4.1.1.1 Resultados com o anel de aço.....	72
4.1.1.2 Resultados com o anel de ferro fundido	74
4.1.1.3 Resultados para cada tipo de lubrificante.....	75
4.1.1.4 Comparativo entre aço e ferro fundido	77
4.1.2 Determinação do desgaste do anel de aço e ferro fundido em ensaio no tribômetro de alta frequência.....	79
4.1.2.1 Desgaste do anel de aço	79
4.1.2.2 Desgaste do anel de ferro fundido.....	82
4.2 ENSAIOS EM DINAMÔMETRO	84
4.2.1 Inspeção e controle dos anéis de após os testes.....	85
4.3 ENSAIOS EM VEÍCULO.....	93
4.3.1 Inspeção e controle dos anéis após os testes.....	93
5 CONCLUSÕES.....	96
6 TRABALHOS FUTUROS.....	98
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	99
ANEXOS	102

1 INTRODUÇÃO

O sistema tribológico que envolve os anéis do pistão de um veículo automotivo pode ser considerado de alta complexidade. Este sofre influência de cargas alternadas, velocidades variáveis e cíclicas durante sua vida útil. As superfícies possuem acabamentos superficiais desiguais e se modificam em função do tempo de trabalho, atrito hidrodinâmico, misto e limite, presença de substâncias corrosivas com composições variáveis durante o funcionamento, passagem e aprisionamento de partículas resultantes da combustão do motor, funcionamento em condições adversas de temperaturas e paradas do sistema. Além da possibilidade de contaminação por agentes externos como poeira e água. Todos estes parâmetros são importantes para a vida útil dos anéis e também para o seu correto funcionamento, sendo que as rugosidades dos anéis e do cilindro evoluem com o período de uso do motor e influenciam no desgaste e durabilidade deste componente.

Estes elementos são responsáveis por três funções primordiais para o funcionamento do motor:

- a) Vedação da câmara de combustão com o bloco do motor em relação aos gases produzidos na câmara de combustão e resíduos da injeção não queimados (YOSHIDA, 1990);
- b) Limitação e regulação do consumo de óleo do motor;
- c) Transferência do calor gerado pela combustão para a área refrigerada do cilindro no bloco.

Em motores de combustão interna, os anéis de pistão têm sido largamente utilizados como soluções viáveis para estas aplicações e têm sido objeto de diversos desenvolvimentos e pesquisas que visam o aumento do rendimento dos motores alternativos e o atendimento das evoluções das normas de emissão de poluentes em todo o mundo (FEUGA, 1984).

Em relação à sua função, é possível de estabelecer duas categorias de anéis:

- a) Os anéis de compressão, sendo que o primeiro anel de um motor à

combustão interna é chamado de anel corta fogo, e o segundo de anel chamado de anel de estanqueidade;

- b) Os anéis raspadores de óleo, os quais têm a função de assegurar e regularizar o filme de óleo durante o movimento alternativo do pistão.

O gás que flui da câmara de combustão para o cárter de óleo situado na parte inferior dos motores é reaspirado pelo sistema de gases do motor (Blow-by) e admitido para ser queimado. Porém os resíduos de combustão presentes nestes gases degradam as propriedades do óleo lubrificante e aderem sob forma de depósitos nas canaletas dos pistões, nas superfícies dos anéis e até mesmo nas paredes dos cilindros (MUNRO, 1981). Estes depósitos podem atacar os anéis e cilindros provocando desgastes consideráveis, e desta maneira aumentar a fuga de gases da câmara de combustão para o cárter de óleo (TAYLOR, 1993).

A qualidade da combustão e o tipo de combustível utilizado têm influências significativas sobre a geração e circulação destes depósitos resultantes da combustão da mistura ar-combustível.

As aplicações comerciais nos dias de hoje envolvem diversos tipos de motores que utilizam combustíveis dos mais variados: gasolina, diesel, GNV, GPL, metanol, e mais recentemente os biocombustíveis como o biodiesel e o álcool (YÜKSEL, 2004). Sendo que cada aplicação apresenta solicitações térmicas e mecânicas diferentes que interferem diretamente no comportamento dos anéis, os quais têm que resistir a gradientes de pressão e temperaturas elevados e mesmo assim manter sua eficiência e durabilidade.

Com o desenvolvimento do Programa Nacional do Álcool (PROALCOOL) pelo governo brasileiro em 1975, em função da queda no preço do açúcar e a ascensão do preço do petróleo, a utilização do álcool como combustível visava incentivar a produção de uma tecnologia nacional que aproveitasse o potencial deste biocombustível. Assim teve início no país um período de desenvolvimento e pesquisa técnica sobre motores voltados para o objetivo de conceber, adaptar e adequar os motores à gasolina para o funcionamento com o novo combustível. Estas mudanças provocaram o desenvolvimento de novos componentes de motores, inclusive os anéis. Este programa durou até 1989, quando a situação econômica em relação ao açúcar se inverteu e provocou a falta deste combustível em todo país, iniciando assim o colapso e o final desta fase da história automobilista brasileira.

Recentemente com o aumento do preço da gasolina, e com o álcool em baixa, surgiu uma nova tendência no mercado: o veículo Flex Fuel. Esta nova tecnologia flexível proporciona a utilização do motor do automóvel com os dois tipos de combustível, em qualquer proporção de mistura, tornando-se praticamente uma exigência e unanimidade em todos os veículos lançados nos últimos quatro anos no mercado brasileiro. Inclusive alcançando atualmente mercados maiores, como a Europa que inicia a produção de veículos com tecnologia flexível entre gasolina e álcool, com a particularidade de funcionarem até com no máximo 85% de álcool.

1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO

O objetivo do presente trabalho é analisar o comportamento em atrito e quantificar o desgaste de anéis de primeiro canaleta, ou também chamados anéis corta-fogo, de pistões de um motor à combustão interna, com diferentes lubrificantes. Serão estudados os anéis de um motor versão Flex Fuel e gasolina de 1600cm³, disponível no mercado brasileiro, que possui anel corta-fogo em aço nitretado para a versão Flex Fuel (definição mais resistente ao desgaste) e ferro fundido com revestimento de molibdênio para a versão gasolina (definição de menor custo).

Para alcançar estes objetivos citados, as seguintes atividades foram realizadas:

- Avaliação do comportamento em atrito e taxa de desgaste dos anéis através de tribômetro de alta frequência em laboratório;
- Realização de ensaios em dinamômetros e avaliação dos anéis para determinação do desgaste e estado dos anéis;
- Ensaios de rodagem em veículos e avaliação do desgaste e estado dos anéis depois de uma utilização real.

Desta forma, através da compreensão do sistema tribológico dos anéis de primeiro canaleta, serão avaliados os problemas relacionados ao desgaste encontrados nos ensaios e a viabilidade da aplicação da solução técnica normalmente utilizada nos motores gasolina para os motores Flex-Fuel.

Esta proposta visa também à realização de economias sobre o motor, sendo

que a versão Flex-Fuel é aproximadamente 5 dólares americanos mais cara que a versão gasolina, devido à alteração sobre os anéis e pistões. Este sobre custo ainda não leva em conta os custos de gestão de diversidade de estoque e controle do processo de montagem de anéis diferentes sobre a mesma família de motores. Deste modo este trabalho busca proporcionar informações que auxiliem a evolução técnica, econômica e logística destes motores.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O MOTOR A ÁLCOOL

2.1.1 Histórico da utilização do álcool como combustível no Brasil

Se considerarmos historicamente a utilização do álcool como combustível no Brasil, o país tem um programa pioneiro para produzir e consumir álcool para fins automotivos desde 1927, quando foi instalada a primeira bomba de álcool do Brasil, na Praça do Diário de Pernambuco, pela Usina Serra Grande de Alagoas, cujo combustível era um "blending" batizado com o nome de USGA (Usina Serra Grande), das iniciais daquela usina, de propriedade do Dr. Salvador Lira, um dos pioneiros do álcool no país. O empreendimento manteve-se até os primeiros anos da década seguinte, com bastante êxito em Pernambuco e Alagoas, estados onde sua comercialização atingiu níveis expressivos. Paralelamente a algumas experiências que foram desencadeadas no país, nos anos que sucederam a Primeira Guerra Mundial, a Usina Serra Grande, localizada no Município de São José da Laje - Alagoas, desde o ano de 1921 passou a pesquisar e desenvolver um combustível a base de álcool em substituição à gasolina, tendo importado todo maquinário necessário à realização do empreendimento da Alemanha (que detinha as patentes da Eletrina - 50% álcool desidratado e 50% benzol - e o Leuchtspiritus - cerca de 35% de hidrocarbonetos benzênicos). A principal motivação para tal alternativa, segundo vários autores, era a crise na indústria e agricultura provocada pela retração do mercado internacional do pós-guerra, que culminou na grande depressão de 30. Como naquela época toda gasolina era importado dos Estados Unidos, um combustível nacional significaria economia de divisas e principalmente a independência energética.

A fórmula da USGA não encerrava muitos segredos. Tratando-se de uma mistura de álcool e éter etílicos, adicionada de uma pequena porcentagem de óleo de rícino (óleo de mamona) Na época já existia comercialmente em outros países misturas semelhantes como a Natalite - 45% de éter (seu papel era melhorar o rendimento do motor, pois formando uma mistura não azeotrópica, sua maior expansibilidade conferia efeito equivalente à elevação da taxa de compressão, aproveitando melhor as características antidetonantes do álcool) e 55% de álcool etílico - originário da África do Sul. Mas como mostram resultados obtidos em testes

públicos realizados, naquele período, em Pernambuco, envolvendo estes e outros combustíveis a base de álcool, as frações adotadas na USGA conferiam-lhe um rendimento superior.

Em 1931, pelo Decreto-lei 19.317, o etanol foi oficialmente batizado com o nome de Álcool Motor, quando apareceram bombas de álcool pelo resto do Brasil. Em 1933, pelo Decreto 22.789, foi criado o Instituto do Açúcar e do Álcool, porém naquele documento já era estimulada a produção de álcool de outras fontes, além da cana de açúcar. Em 1934 em Divinópolis - MG foi instalada uma bomba de álcool da mandioca (SILVA, 2000).

Deste modo a partir de 1931, o uso do álcool etílico anidro combustível (AEAC) passou a ser obrigatório em toda gasolina comercializada no Brasil. Inicialmente tratava-se de uma proporção de 5% do volume (FAORO, 2003). Esta porcentagem variou ao longo dos anos devido às alterações promovidas nas diretrizes políticas energéticas do país, e também devido ao preço do açúcar e do próprio álcool no mercado internacional. Sob orientação do governo esta mistura era adotada quando os preços do açúcar no mercado internacional encontravam-se abaixo do esperado pelos produtores. Com isso, o uso do álcool combustível acabava funcionando como um regulador do mercado externo. Em 1966, a legislação foi modificada e o teor de álcool foi aumentado para 10% do volume.

2.1.2 O programa proalcool

Com o fim da guerra árabe-israelense (Guerra do Yon-Kippur), em 1973, houve um aumento do preço do barril de petróleo, passando de dois dólares para onze dólares e sessenta e cinco centavos, caracterizando assim um choque em toda a cadeia produtiva que dependia do petróleo. Neste momento diversos países do mundo iniciaram pesquisas para identificar outras fontes de energia.

Em 1975, em resposta à crise do petróleo e as diversas alternativas cogitadas pelas autoridades brasileiras, foi criado o Programa Nacional do Álcool (PROALCOOL), programa apresentado pelo II Plano Nacional de Desenvolvimento – (II PND em 1974), estabelecido no governo Ernesto Geisel, pelo Decreto no 76.593 de 14 de novembro daquele ano. Tinha como objetivo apoiar e desenvolver a potencialidade e o "know-how" brasileiro na fabricação do álcool etílico da cana de açúcar. Este programa alcançou um grande sucesso na década de 80, sendo

impulsionado pela segunda forte crise do petróleo em 1979, como resultado da deposição do Xá Reza Pahlevi e da Revolução Xiita em 1979, desorganizando o setor produtivo de petróleo do Irã. Esta crise se estendeu até 1981, quando o barril do petróleo saltou de US \$ 13 para impressionantes US \$ 34.

Para identificar a proporção ideal da mistura álcool-gasolina, o governo brasileiro recorreu aos pesquisadores do Centro Tecnológico Aeroespacial (CTA), em São José dos Campos. Eles concluíram que um volume de até 15% de álcool poderia ser acrescido à gasolina sem qualquer modificação nos motores usados na época, sendo 10% a quantidade ideal. Com pequenas adaptações o teor poderia subir para 25 %. Em 1975, um Dodge 1800 tornou-se o primeiro veículo movido por motor a álcool a rodar no Brasil. Um ano depois do Dodge, um Fusca e um Gurgel Xavante fariam um giro de 8000 km por nove estados (o Circuito de Integração Nacional) para demonstrar a viabilidade técnica do carro à álcool. O feito só foi possível porque técnicos do Instituto Nacional de Tecnologia no Rio de Janeiro, desenvolveram materiais que suportavam a corrosividade do álcool, e engenheiros do CTA adaptaram o motor à gasolina às propriedades físico-químicas do combustível.

O Programa Nacional do Álcool incentivou a expansão da área cultivada com cana de açúcar. A espécie "*Saccharum officinarum*" inicialmente originária da Ásia, sendo posteriormente trazida para a Península Ibérica pelos árabes, quando a invadiram no século X. Posteriormente esta espécie foi emigrada para a Ilha da Madeira - Açores e de lá para a Ilha de Itamaracá, Capitania de Pernambuco, de Duarte Coelho Pereira em 1520, onde foi plantado o primeiro reboleiro de cana do Brasil, trazido pelos portugueses. De uma produção de 700 milhões de litros/ano em 1974, chegamos a 15 bilhões de litros, no auge da produção em 1988, em cerca de 600 destilarias, como resposta da iniciativa privada ao programa de Energia Alternativa.

Contando com uma série de incentivos, a indústria automotiva passou a colaborar de forma bastante ativa com o PROALCOOL. Nos anos de 1980 e 1981 a produção de veículos a álcool já chegava a quase 30% do total de automóveis (veículos de passeio e utilitários) fabricados no Brasil. Este percentual cresceria para 88% em 1993, 94,8% em 1985 e atingiu seu auge em 1986, quando 96% dos veículos produzidos no Brasil neste ano eram movidos a álcool.

O ITA foi pioneiro no desenvolvimento do motor a álcool nacional com o

Coronel Aviador Engenheiro e Professor Urbano Ernesto Stumpf, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), 1953. Os primeiros passos para industrialização também foram tomados pelo Professor Stumpf que começou seus testes com a frota de veículos da TELESP (Telecomunicações de São Paulo). A continuação das pesquisas em motores e combustíveis alternativos levou a Divisão de Motores do Instituto de Pesquisa e Desenvolvimento (IPD), do Centro Técnico Aeroespacial (CTA), a desenvolver também o primeiro motor a gás natural para ônibus do país.

A partir de 1987, ano em que o Estado entrou com apenas 3% dos investimentos para o PROALCOOL, a forte retração dos recursos públicos para financiar o programa associado às incertezas acerca da continuidade deste Programa de governo contribuíram para mudança de política do PROALCOOL. Quando o PROALCOOL foi criado, o mercado açucareiro apresentava preços em queda e o mercado do petróleo apresentava preços em ascensão. No final da década de 80 estes fatores encontravam-se bastante alterados, apesar dos 5.895 bilhões de dólares de recursos públicos destinados a este programa entre os anos de 1976 à 1989 (FAORO, 2003).

Esta situação desestimulou a expansão e a renovação dos canaviais. Em 1989, em um contexto de crescimento dos preços do açúcar no mercado mundial para o patamar de US \$ 0,15 por libra-peso, os produtores (principalmente aqueles que tinham usinas e destilarias) passaram a desviar a matéria-prima da produção de álcool para a fabricação do açúcar visando a exportação. Deste modo, no final de 1989 ocorreu um choque do álcool, levando a formação de grandes filas nos postos de abastecimento em todas as cidades brasileiras. Os paradoxos finais foram que no final dos anos 80, o Brasil estava importando metanol para abastecer a frota de veículos, bem como adicionando 5% de gasolina ao álcool combustível. Enquanto isso o preço da gasolina e do petróleo desabavam nas bolsas internacionais do patamar de mais de US \$ 30,00 o barril, para o patamar de US \$ 20,00. O lema do "pode usar que não vai faltar" caiu por terra e desde então o PROALCOOL entrou em uma séria crise de confiabilidade.

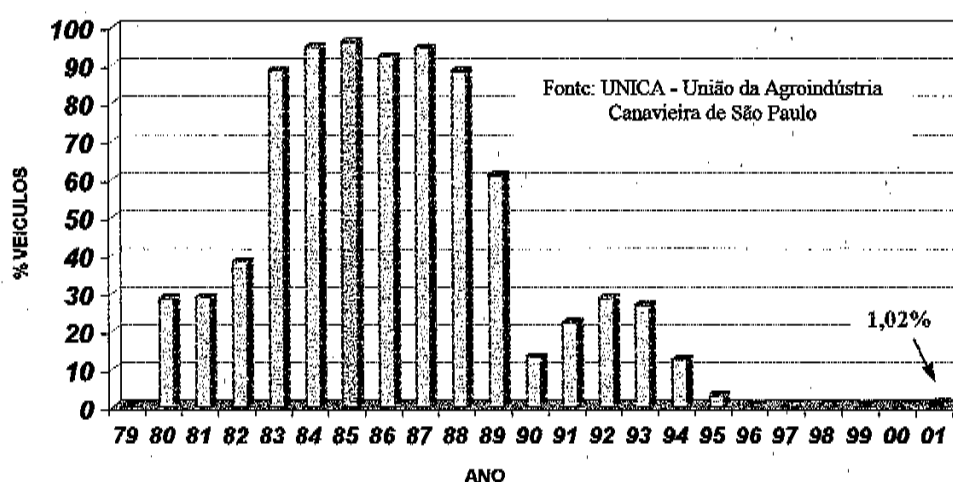
No auge do PROALCOOL em 1985, 85% dos veículos leves fabricados no País eram movidos a álcool. Os usuários tinham de enfrentar pequenos inconvenientes, como a dificuldade de dar a partida ao motor nos dias frios, o alto consumo e a corrosão das peças metálicas.

Na década de 90, o governo brasileiro acaba com os descontos no IPI dos

carros a álcool, abre o mercado para veículos importados, que não eram oferecidos com motores a etanol, e estimula a produção de carros populares com motores de 1000 cilindradas, que não haviam sido adaptados para o novo combustível. Se no ano de 1988 as vendas de veículos a álcool chegaram a 94% no país, em 1995 este percentual era de minúsculos 3%.

A produção anual de veículos a álcool no Brasil caiu de 95% do volume total em 1985 para 1,02% em 2001, conforme mostrado na Figura 2.1.

FIGURA 2.1 - Produção de veículos a álcool em relação à produção nacional.



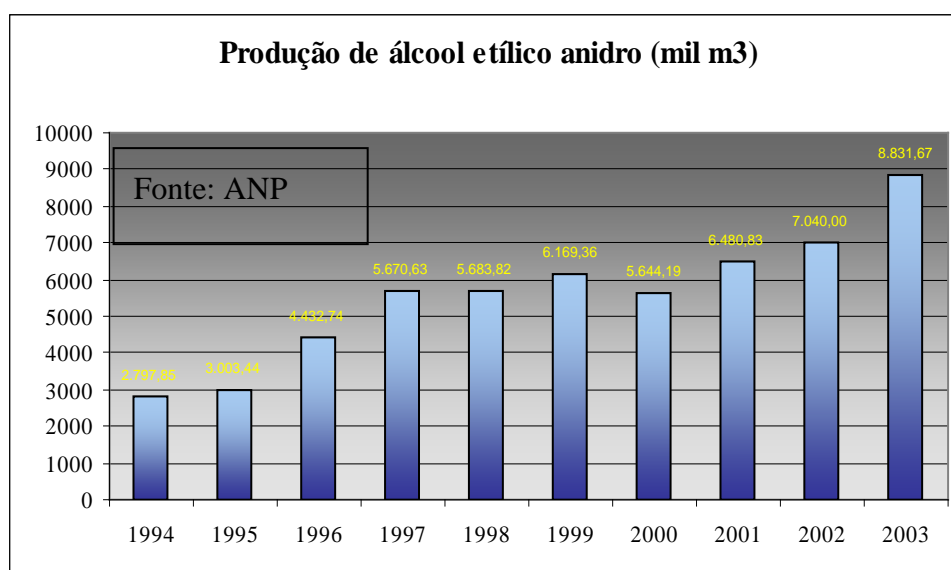
Fonte: Única, 2006

Apesar de todos os problemas com o programa PROALCOOL, é unânime entre os envolvidos no processo que a adição de etanol nos combustíveis foi um avanço na matriz energética brasileira. Primeiramente por promover a redução das emissões automobilísticas de enxofre, CO e particulados. E também por permitir a substituição do chumbo tetraetila da gasolina em 1988, no qual o álcool agiu como melhorador da octanagem da gasolina (SILVA, 2000).

2.1.3 A produção de álcool etílico no Brasil

Em 2002 o volume de álcool etílico de origem agrícola produzido foi de 12,5 milhões de metros cúbicos, destes 92% destinados para o uso como combustível, sendo que 22,4 milhões de toneladas de açúcar foram produzidos em paralelo neste mesmo período. As previsões para 2005 eram de 14 milhões de metros cúbicos e para o horizonte de 2010 será de 18,5 milhões de metros cúbicos.

FIGURA 2.2 - Crescimento da produção de álcool etílico anidro no Brasil.



FONTE: ANP (2006)

2.1.4 O álcool etílico e suas propriedades como combustível

As biomassas, das quais obtém-se o álcool etílico (etanol) é possível estão classificadas em três grupos:

- a) Plantas e matérias ricas em açúcares (cana de açúcar, sorgo sacarídeo, Stevia rebaudiana, etc);
- b) Plantas ricas em amidos (mandioca, batata, milho, etc), transformáveis em açúcar, pelas enzimas;
- c) Plantas ricas em celulose (madeira, bambu, aguapé, etc).

Os tipos de álcool presentes no mercado, para o uso automotivo, recebem o nome de álcool carburante. São compostos oxigenados adicionados à gasolina (quando o objetivo for o aumento de octanagem) ou para uso puro em motores projetados para utilização de tal combustível. O metanol é um álcool oriundo da mesma família do etanol; seu uso, como carburante, remonta ao início do século XX, quando teve sua utilização como combustível pelo pioneiro Henry Ford. Nos primórdios do desenvolvimento da tecnologia dos motores a combustão interna, em 1916, Ford já declarava que "o álcool é mais limpo e melhor combustível para

automóveis do que a gasolina e acredito que será o combustível do futuro para os motores de combustão interna". Os alemães, na 2ª guerra mundial, utilizaram tal combustível em larga escala.

O álcool hidratado utilizado como combustível no Brasil tem duas particularidades: alta resistência à detonação (como se tivesse alta octanagem, embora o álcool não possua octanas) e baixo poder calorífico (gera menos energia na queima que a gasolina). Em função dessas características, o motor a álcool pode utilizar taxa de compressão mais elevada, mas requer uma relação estequiométrica diferenciada, ou seja, a mistura ar-combustível tem de ser mais rica (com mais combustível) que no motor a gasolina. Na prática, isso significa que o motor a álcool pode obter mais potência e torque, o que não ocorre em alguns casos por simples escolha do fabricante, mas consome mais combustível. A utilização do álcool como combustível implica aumento de consumo devido ao menor poder calorífico, quando comparado ao da gasolina. Isto significa que é necessária maior quantidade de combustível para realização do mesmo trabalho. Nos tempos áureos do álcool o governo o subsidiava de modo a mantê-lo em proporção interessante diante da gasolina, compensando no preço por litro o maior consumo dos motores de combustível vegetal. Hoje essa proporção se alterou e o álcool encontra-se no limiar da viabilidade econômica como combustível automotivo. Algumas vantagens do álcool, como o menor índice de emissões, perderam importância com as normas de controle de poluição que restringiram também as emissões dos motores a gasolina.

O etanol ou AEHC, álcool etílico hidratado carburante, é produzido no Brasil através da fermentação de açúcares (amido e celulose), e é o combustível que adquirimos nas bombas dos postos de serviço. Sua composição de álcool e água é padronizada pela ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas), CNP (Conselho Nacional do Petróleo) e INPM (Instituto Nacional de Pesos e Medidas), pois alterações em sua densidade acarretarão mau funcionamento e possíveis danos internos ao motor. O álcool hidratado é utilizado exclusivamente como combustível, por motivos de economia produtiva e por sua eficiência. É adicionada pequena quantidade de gasolina para inibir seu uso doméstico ou na fabricação de bebidas, por exemplo.

2.1.4.1 Mistura de álcool à gasolina

Nas misturas carburantes com a gasolina, é o obrigatório o uso de álcool anidro, devido à insolubilidade da água de álcool hidratado na gasolina. No Brasil, deve-se sempre considerar o etanol, cuja obtenção é bem mais econômica, além de possuir um grau de toxidez bem menor que o metanol.

O álcool etílico possui elevado índice de octanas, agindo assim como aditivo antidetonante em mistura com a gasolina. A cada 5% de álcool adicionado à gasolina aumenta-se o índice de octanas em duas unidades – IOM (Índice de Octanas Motor) (BALLERINI, 2006).

A tabela 2.1 apresenta as características das misturas de álcool anidro e gasolina tipo A (gasolina comum brasileira).

TABELA 2.1 - Resultados da mistura da gasolina A com álcool anidro.

Misturas	A	B	C	D	E	F
Gasolina tipo A (% em volume)	100	95	90	85	80	75
Álcool anidro (% em volume)	0	5	10	15	20	25
Densidade à 20,4°C	0,721	0,724	0,7227	0,723	0,733	0,736
Índice de Octanas motor (IOM)	73,1	76,1	76,8	81	83,4	85,6

FONTE: LIMA (2002)

A proporção da mistura do álcool anidro à gasolina é em média $22\pm 1\%$, conforme legislação vigente, definida pelo Conselho Interministerial de Açúcar e Álcool, variando conforme aspectos econômicos, de 20 à 25%. Sendo necessária uma adaptação do sistema de controle do motor, para considerar a adição de um carburante com uma relação estequiométrica menor em relação à gasolina, resultando em aproximadamente 13,7 kg de ar para 1kg de gasolina, à qual contém álcool anidro na proporção de 22%.

2.2 MOTORES FLEX FUEL

Frente às dificuldades encontradas de se ter disponível o álcool no mercado brasileiro durante todo o ano, a indústria automobilística brasileira partiu para o desenvolvimento de motorizações que permitissem o funcionamento em gasolina e álcool em qualquer proporção. Esta iniciativa visa proporcionar para o cliente, além

do direito de escolha do combustível a utilizar, uma flexibilidade frente à oferta de produto nos postos de abastecimento e o preço praticado em cada período do ano.

Os motores Flex Fuel atuais possibilitam esta flexibilidade porque fazem uso da tecnologia eletrônica de controle da injeção de combustível. Os antigos motores a álcool das décadas de 80 e 90 não tinham esta tecnologia industrializada em escala na época. Deste modo o funcionamento e as diferentes taxas de álcool na gasolina, que podem variar da gasolina comum brasileira (mínimo de 20% de álcool anidro) até o álcool hidratado, podem ser admitidas e o funcionamento do motor garantido.

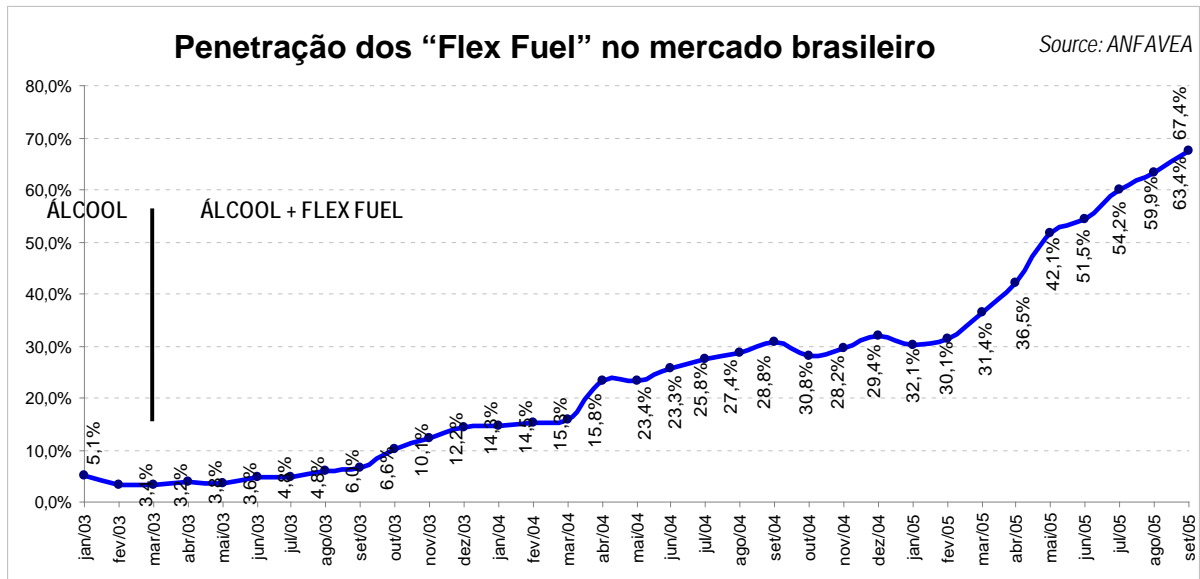
A tabela 2.2 descreve os principais motores Flex Fuel em produção no mercado brasileiro atualmente.

TABELA 2.2 - Motores com tecnologia Flex Fuel em produção no Brasil atualmente.

Marca	Tecnologia FLEX	Modelos	Motor	Cilindrada (m3)	Taxa de compressão	Álcool				Gasolina			
						Potência máxima	Rotação de potência máxima	Torque máximo	Rotação de torque máximo	Potência máxima	Rotação de potência máxima	Torque máximo	Rotação de torque máximo
						cv	rpm	N.m	rpm	cv	rpm	N.m	rpm
Fiat	Flex Power	Palio/Mille	FIRE 1.0	999	10,8:1	66	6000	9,2	2500	65	6000	9,1	2500
		Palio/Idea	FIRE 1.4	1386	10,3:1	81	5500	12,4	2250	80	5500	12,2	2250
		Palio R	1.8	1798	10,5:1	115	5500	18,6	2800	113	5500	17,8	2800
		Palio/Strada/Meriva/Stilo/Doblo/Idea	1.8	1798	10,5:1	114	5500	18,5	2800	112	5500	17,5	3000
Ford	Flex	Fiesta	1.0	999	12,8:1	73	6000	9,28	4750	71	6000	9,12	4750
		Fiesta/EcoSport	ROCAM 1.6	1598	12,3:1	111	5500	15,8	4250	105	5500	14,8	4250
		Focus	ROCAM 1.6	1598	12,3:1	112,6	5500	16	4250	105,2	5500	15,1	4250
GM	Flex Power	Corsa Classic/Celta	1.0	999	12,6:1	72	6400	9	3000	70	6400	8,8	3000
		Corsa	1.0	999	12,6:1	79	6400	9,4	5200	77	6400	9,3	5200
		Prisma	EconoFLEX 1,4	1389	12,4:1	97	6200	12,9	3200	89	6200	12,4	3200
		Corsa SS	1.8	1798	10,5:1	114	5600	17,7	2800	112	5600	17,7	2800
		Corsa/Montana/Meriva/Astra	1.8	1798	10,5:1	109	5400	18,2	3000	105	5400	17,3	3000
		Zafira/Astra	2.0	1998	11,3:1	127,6	5200	19,6	2400	121	5200	19,6	2400
		S10	2.4	2405	11,5:1	147	5200	21,9	2400	141	5200	21,9	2400
Vectra	2.4	2405	9,6:1	150	5200	23,7	4000	146	5200	23,1	4000		
Honda	Flex	Fit	1.4	1339	10,35:1	81	5500	12,1	2800	80	5500	11,8	2800
		Civic	1.8	1799	11,5:1	140	6200	17,7	4300	138	6200	17,5	500
PSA	Flex	206/C3	1.4	1360	10,5:1	82	5250	12,6	3250	80	5250	12,5	3250
		206	1.6	1587	11,1:1	113	5750	15,5	4000	110	5750	14,2	4000
Renault	Hi-Flex	Clio	1.0	999	10,0:1	77	6000	10,2	4250	76	6000	10	4250
		Kangoo	1.6	1598	9,8:1	115	5750	152	3750	110	5750	149	3750
		Clio/Scénic/Mégane	1.6	1598	9,8:1	115	5750	152	3750	110	5750	149	3750
Toyota	Flex	Corolla	1.8	1794	10,0:1	136	6000	17,5	4200	136	6000	17,5	4200
VW	Total Flex	Fox	EA 1.0	999	10,8:1	73	5750	9,8	4300	72	5750	9,5	4300
		Gol	EA 1.0	999	10,8:1	71	5750	9,7	4250	68	5750	9,4	4250
		Fox/Polo	EA 1.6	1598	10,8:1	103	5500	14,3	3250	101	5500	14,5	3250
		Gol/Parati/Saveiro	AP 1.6	1595	10,2:1	99	5750	14,4	3200	97	5750	14,1	3200
		Gol/Parati/Saveiro	AP 1.8	1781	10,0:1	106	5250	16	3000	103	5250	15,5	3000

A Figura 2.3 mostra o crescimento das vendas dos veículos dotados da tecnologia Flex Fuel à partir de 2003. A penetração destes veículos no mercado alcançou em 2 anos 67,4% do total de veículos vendidos, sendo que três anos antes (setembro/2003) representava apenas 6% das vendas.

FIGURA 2.3 - Crescimento da penetração dos veículos Flex Fuel no mercado Brasileiro



FONTE: ANFAVEA (2006)

Na tabela 2.3 são mostrados os volumes, de vendas de veículos no mercado interno.

Tabela 2.3 - Vendas internas no mercado por combustível – 1957/2005

ANO YEAR	AUTOMÓVEIS CARS				COMERCIAIS LEVES LIGHT COMMERCIALS				AUTOVEÍCULOS LEVES (automóveis e comerciais leves) LIGHT VEHICLES (cars and light commercials)			
	Gasolina Gasoline	Álcool Ethanol	Flex fuel Flex fuel	Diesel Diesel	Gasolina Gasoline	Álcool Ethanol	Flex fuel Flex fuel	Diesel Diesel	Gasolina Gasoline	Álcool Ethanol	Flex fuel Flex fuel	Diesel Diesel
1957	1.172	-	-	-	9.838	-	-	-	11.010	-	-	-
1958	3.682	-	-	-	26.527	-	-	-	30.209	-	-	-
1959	14.371	-	-	-	41.522	-	-	466	55.893	-	-	466
1960	40.980	-	-	-	48.207	-	-	310	89.187	-	-	310
1961	60.132	-	-	-	55.322	-	-	4	115.454	-	-	4
1962	83.541	-	-	-	66.530	-	-	538	150.071	-	-	538
1963	94.619	-	-	-	53.695	-	-	1.489	148.314	-	-	1.489
1964	103.427	-	-	-	51.458	-	-	2.222	154.885	-	-	2.222
1965	114.882	-	-	-	46.786	-	-	979	161.668	-	-	979
1966	127.865	-	-	-	58.673	-	-	859	186.538	-	-	859
1967	139.211	-	-	-	54.656	-	-	648	193.867	-	-	648
1968	164.341	-	-	-	65.893	-	-	921	230.234	-	-	921
1969	241.542	-	-	-	61.977	-	-	914	303.519	-	-	914
1970	308.024	-	-	-	65.801	-	-	589	373.825	-	-	589
1971	395.266	-	-	-	71.874	-	-	504	467.140	-	-	504
1972	457.124	-	-	-	89.143	-	-	589	546.267	-	-	589
1973	557.692	-	-	-	105.745	-	-	573	663.437	-	-	573
1974	639.668	-	-	-	116.280	-	-	545	755.948	-	-	545
1975	661.332	-	-	-	117.588	-	-	726	778.920	-	-	726
1976	695.207	-	-	-	113.522	-	-	1.449	808.729	-	-	1.449
1977	678.824	-	-	-	69.247	-	-	2.614	748.071	-	-	2.614
1978	797.942	-	-	-	79.353	-	-	4.315	877.295	-	-	4.315
1979	826.462	2.271	-	-	79.244	843	-	15.870	905.706	3.114	-	15.870
1980	566.676	226.352	-	-	59.791	14.291	-	19.686	626.467	240.643	-	19.686
1981	318.929	128.679	-	-	25.538	7.563	-	34.899	344.467	136.242	-	34.899
1982	344.468	211.761	-	-	20.966	20.814	-	43.983	365.434	232.575	-	43.983
1983	70.098	538.401	-	-	8.520	40.927	-	28.638	78.618	579.328	-	28.638
1984	28.670	503.565	-	-	4.812	61.971	-	29.183	33.482	565.536	-	29.183
1985	23.892	578.177	-	-	4.763	67.374	-	26.169	28.655	645.551	-	26.169
1986	53.094	619.290	-	-	8.822	77.759	-	27.421	61.916	697.049	-	27.421
1987	23.084	387.176	-	-	8.106	71.507	-	23.759	31.190	458.683	-	23.759
1988	64.734	492.010	-	-	12.578	74.472	-	36.042	77.312	566.482	-	36.042
1989	220.984	345.598	-	-	39.837	53.931	-	43.612	260.821	399.529	-	43.612
1990	462.585	70.250	-	71	80.270	11.746	-	36.415	542.855	81.996	-	36.486
1991	468.462	129.139	-	291	77.796	21.843	-	34.913	546.258	150.982	-	35.204
1992	431.635	164.840	-	489	67.292	30.663	-	29.732	498.927	195.503	-	30.221
1993	675.403	227.289	-	1.136	89.195	36.946	-	51.417	764.598	264.235	-	52.553
1994	1.007.462	119.203	-	1.008	120.023	22.631	-	60.132	1.127.485	141.834	-	61.140
1995	1.374.265	32.808	-	-	183.409	7.898	-	53.898	1.557.674	40.706	-	53.898
1996	1.399.212	6.333	-	-	222.756	1.314	-	43.521	1.621.968	7.647	-	43.521
1997	1.568.803	924	-	-	232.885	196	-	70.857	1.801.688	1.120	-	70.857
1998	1.210.904	981	-	-	177.830	243	-	76.465	1.388.734	1.224	-	76.465
1999	1.001.996	9.851	-	-	120.233	1.096	-	62.433	1.122.229	10.947	-	62.433
2000	1.167.164	9.610	-	-	143.315	682	-	83.062	1.310.479	10.292	-	83.062
2001	1.280.117	14.979	-	-	132.303	3.356	-	80.432	1.412.420	18.335	-	80.432
2002	1.181.780	47.366	-	-	102.183	8.595	-	64.341	1.283.963	55.961	-	64.341
2003	1.046.474	33.034	39.095	-	105.989	3.346	9.083	54.729	1.152.462	36.380	48.178	54.729
2004	967.235	49.801	278.764	-	110.710	1.149	49.615	66.247	1.077.945	50.950	328.379	66.247
2005	606.903	30.904	728.375	-	87.130	1.453	83.729	77.446	697.033	32.357	812.104	77.446

FONTE: ANFAVEA (2006)

2.2.1 Principais alterações em motores flex fuel

Os motores com a tecnologia Flex Fuel permitem o funcionamento do veículo com álcool ou gasolina, sendo que os dois combustíveis podem ser misturados em qualquer proporção. Esta flexibilidade na escolha ou mistura dos combustíveis é possível devido ao sistema eletrônico de gerenciamento do motor. Este sistema utiliza o sinal da sonda lambda do motor para identificar o combustível presente no tanque, através da composição do gás de escapamento que passa pela sonda.

Para que todo o sistema funcione o motor deve estar preparado e adequado às solicitações que envolvem o funcionamento com álcool.

Entre as principais modificações físicas presentes em um motor flex fuel, podemos citar como as principais:

- Pistões modificados devido à variações na taxa de compressão e cargas térmicas e pressões maiores;
- Anéis de pistão em aço devido ao maior desgaste, condições de funcionamento menos lubrificadas e temperaturas mais elevadas;
- Válvulas e assentos de válvulas adequadas ao trabalho em ambiente menos lubrificado que a gasolina;
- Bicos injetores com maior vazão para atender o funcionamento em álcool;
- Sondas de oxigênio adequadas ao funcionamento com os 2 combustíveis;
- Unidade de controle eletrônica do motor com mapeamento adaptado para as diversas proporções de mistura entre os combustíveis.

2.3 OS ANÉIS DE PISTÃO

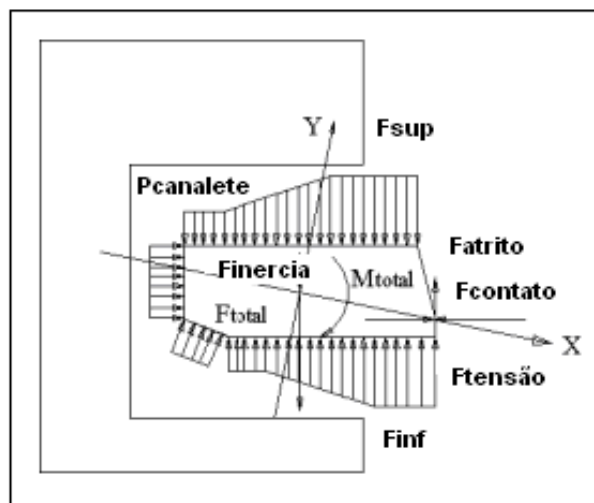
Os anéis de pistão são retentores metálicos responsáveis basicamente por duas funções primordiais no funcionamento de um motor à combustão interna: manter os gases pressurizados da combustão na parte superior do pistão e a segunda função, que se tornou mais importante nos últimos tempos em função do maior rigor das normas de emissões, manter o óleo do motor abaixo do pistão (ANDERSSON, 2003). Esta segunda função evita o consumo excessivo de óleo lubrificante durante o funcionamento do motor e por consequência a emissão de poluentes resultantes desta queima (RABUTÉ, 2000). Além destas funções os anéis também cumprem importante papel na dissipação térmica do pistão, conduzindo calor do pistão para a parede do cilindro do bloco do motor (PRIEST, 2000).

Para atingir seu propósito, os anéis do pistão devem estar em contato constante com o bloco do motor na região do cilindro, bem como com o canaleta superior e inferior do pistão (FERGURSON, 1985). O contato com a parede do cilindro é mantido pela ação de mola do anel, ou também chamada de força tangencial, que faz o anel expandir radialmente contra o cilindro (VAN-BASSHUYSEN, 2004).

A figura 2.4 mostra as forças atuantes sobre um anel de pistão (ANDERSSON, 2002). O anel está sujeito aos esforços devido ao contato com o

pistão, como o esforço superior da canaleta (F_{sup}) e inferior (F_{inf}), e a pressão exercida pelos gases entre o anel e o fundo da canaleta ($P_{canaleta}$). Esforços de atrito também estão presentes, como o atrito entre o anel e a parede do cilindro (F_{atrito} / $F_{contato}$). Devido à sua massa em movimento o anel também está sujeito aos esforços de inércia ($F_{inercia}$) e a um momento em torno de seu eixo (M_{total}). Além de todas essas componentes existe também a força de mola do anel ($F_{tensão}$), a qual é resultado do próprio processo de fabricação do anel que lhe proporciona um efeito de mola contra as paredes do cilindro quando montado em sua posição de funcionamento.

FIGURA 2.4 - Forças sobre um anel de pistão



FONTE: ANDERSON (2002)

A pressão dos gases na câmara de combustão aumenta o contato radial e axial com o canaleta do pistão (GUIBET, 2000). O contato axial alterna entre o flanco superior e inferior do canaleta devido à influência da massa do anel, da pressão de combustão e do atrito com o cilindro e o canaleta (GANESAN, 1995).

O número de anéis por pistão influencia a perda por atrito em um motor, e as massas dos anéis fazem parte das massas oscilantes de um motor (LIGIER, 2002).

Estas razões conduziram a uma política de menores e poucos anéis por pistão (MAHLE METAL LEVE, 2003). Uma configuração com três anéis é padrão, com dois anéis de compressão e um anel de controle de óleo (RICARDO, 1952). Arranjos com dois anéis apenas, visando uma redução de perdas por atrito, são igualmente encontrados em veículos de competição e também em veículos de série de alta performance (ROGOWSKI, 1953). Porém, aqui se deve ter em conta que se

um anel apresentar uma falha, a função de vedação de todo o conjunto será comprometida (TUNG, 2003). A figura 2.5 mostra o posicionamento do pacote de anéis sobre o conjunto pistão-biela-cilindro e um exemplo de pistão com os anéis montados sobre as canaletas do pistão (CARLEY, 2006).

FIGURA 2.5 - Conjunto pistão-biela e pacote de anéis montados sobre um pistão



FONTE: MAHLE (1997)

Os anéis de pistão são fabricados em diversos tamanhos para diversas aplicações em motores. Os anéis de pistão estão presentes em grandes motores como os marítimos e de geração de energia, até pequenos anéis de motores de equipamentos de uso domésticos (cortadores de grama, moto-serra e pequenos veículos). A grande maioria dos anéis hoje produzidos é para a indústria automobilística e de caminhões com diâmetros variando entre 40mm até 120mm. Na Figura 2.6 são mostrados alguns exemplos de anéis de pistão de diversos tamanhos.

FIGURA 2.6 – Exemplos de anéis de pistão



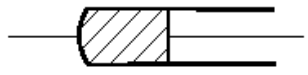



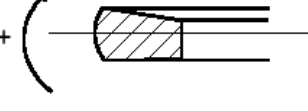
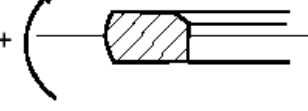
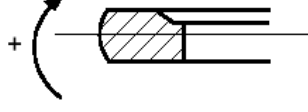
FONTE: RIKEN (2006)

2.3.1 Tipos de anéis

2.3.1.1 Anéis corta-fogo

O anel de primeiro canaleta, também chamado de anel corta-fogo, geralmente trata-se um anel retangular ou de face inclinada. A superfície de contato com o cilindro é geralmente abaulada, em anéis de ferro fundido são protegidas contra desgaste mediante revestimento de cromo ou molibdênio. Anéis de aço nitretados também constituem uma alternativa ao desgaste (LINCHTY, 1951). Na presença das altas temperaturas da câmara formam-se depósitos de resíduos de combustível e óleo lubrificante entre o anel e o canaleta, que reduzem a mobilidade do anel. Um anel de forma trapezoidal oferece maior segurança contra a deposição de resíduos que possam bloquear o funcionamento do anel, sendo freqüentemente utilizado em motores diesel (HEISLER, 1995). A tabela 2.4 mostra exemplos de geometrias de anéis corta-fogo.

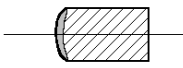
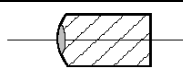
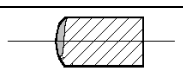
TABELA 2.4 - Geometrias de anéis de corta-fogo (KS PISTÕES, 2001).

Tipo de anel Corta-fogo	Representação geométrica
Anel retangular com face abaulada simétrica	
Anel retangular com face abaulada assimétrica	
Anel trapezoidal	
Anel trapezoidal com chanfro de torção direta	
Anel 1/2 trapezoidal	
Anel retangular abaulado com chanfro de torção direta	
Anel chanfrado	

FONTE: KS PISTÕES (2001)

A tabela 2.5 mostra alguns tipos de revestimentos utilizados em anéis corta-fogo.

TABELA 2.5 - Posição dos revestimentos em anéis corta-fogo

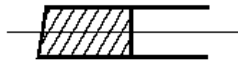
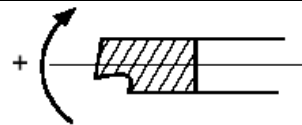
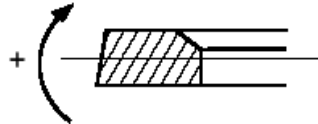
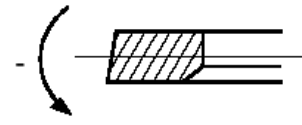
Localização do revestimento sobre a face de contato com o cilindro	Representação geométrica
Revestimento sobre toda a face	
Revestimento depositado sobre uma canaleta	
Revestimento depositado sobre uma canaleta não centrada	

FONTE: KS PISTÕES (2001)

2.3.1.2 Anéis de estanqueidade

O segundo anel, chamado de anel de estanqueidade, é projetado geralmente como anel de face inclinada, com uma ação pronunciada de remoção de óleo. Assim age não somente como segundo estágio da vedação dos gases e equilíbrio de pressão no segundo cordão do pistão, mas também contribui na redução do consumo de óleo. A tabela 2.6 mostra alguns tipos de anéis de estanqueidade (VAN-BASSHUYSEN, 2004).

TABELA 2.6 - Geometrias de anéis de estanqueidade

Tipo de anel de Estanqueidade	Representação geométrica
Anel cônico simples	
Anel com extremidade inferior no formato de "bico de águia"	
Anel cônico com chanfro de torção direta	
Anel cônico com chanfro de torção indireta	

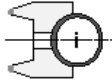
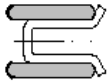
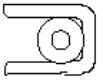
FONTE: KS PISTÕES (2001)

2.3.1.3 Anéis de controle de óleo

Além dos anéis de compressão, que têm seu papel como barreiras para os gases da combustão, o pistão precisa de um mecanismo que controle a quantidade de óleo presente sobre a superfície do cilindro. Este controle visa formar uma película constante de óleo sobre o cilindro, que permita o deslizamento do pistão e anéis sobre a superfície do cilindro com atrito reduzido, porém impedindo que o óleo chegue à câmara de combustão e seja queimado (ANDERSSSEN, 2002).

Para o terceiro canaleta, onde se localiza o anel raspador ou anel de óleo, já foram desenvolvidas diversas construções de anéis de pistão. Anéis sob tensão de mola adaptam-se melhor aos cilindros na falta de uma circularidade ideal e conseguem um ótimo efeito de raspagem de óleo. Algumas características importantes do anel de óleo, para obter um consumo reduzido e pequenas perdas por atrito, são intercanaletes pequenos e pouco distanciados entre si (KS PISTÕES, 2001). Na tabela 2.7 são mostradas algumas configurações de anéis raspadores.

TABELA 2.7 - Geometrias de anéis de óleo

Tipo de anel de óleo	Representação geométrica
Anel composto de 2 peças	
Anel composto de 3 peças	
Anel tipo U-Flex	

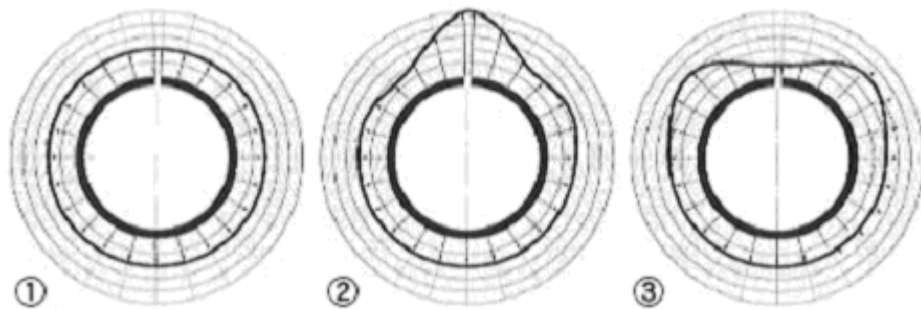
FONTE: KS PISTÕES (2001)

2.3.2 Vedação dos gases da combustão

Em sua posição de instalação no motor (anel fechado), o anel deve formar um círculo no qual toda a sua circunferência deve estar em contato com a parede do cilindro. Este é um requisito crítico para o bom funcionamento do sistema. Se o anel não vedar bem os gases contra o cilindro, gases da combustão e óleo passarão

através desta barreira. É interessante notar que os anéis não pressionam com força uniforme toda a parede do cilindro, esta pressão é desigual e é controlada durante a fabricação do anel para garantir que a distribuição de pressão desejada seja obtida durante o funcionamento do motor. A Figura 2.7 abaixo mostra como a pressão de contato dos anéis pode ser diferente, de acordo com cada projeto de anel e requisitos de funcionamento do motor.

FIGURA 2.7 - Tipos variados de distribuição da pressão de contato em anéis. (1) Distribuição constante, (2) distribuição em formato “pêra”, (3) distribuição em formato “maçã”

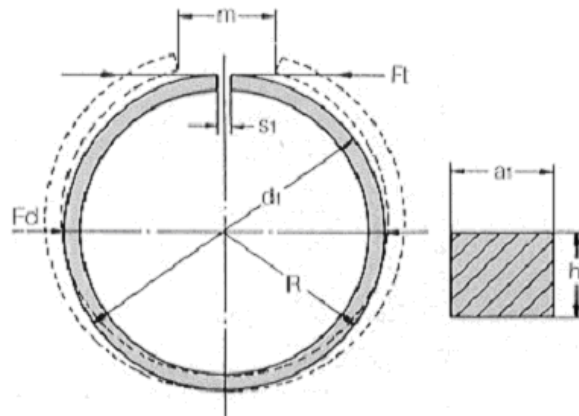


FONTE: RIKEN (2006)

A folga livre do anel e o formato da folga determinarão como a distribuição de pressão ocorrerá quando o anel estiver montado. Esta folga deve ser projetada para ter o mínimo movimento de oscilação vertical para garantir uma ótima vedação dos gases da combustão. A distribuição de pressão dos anéis de um pistão deve ser adequada ao projeto do motor, de modo à garantir a pressão ideal para vedação dos gases sem comprometer em excesso o aumento de atrito com o cilindro.

Para garantir a estanqueidade da câmara de combustão, os anéis de pistão são fabricados com dimensões definidas em projeto e validados em ensaios de durabilidade, de acordo com o tipo do motor e condições que o mesmo funcionará. Para isto, uma série de parâmetros são especificados e controlados nos anéis de pistão. A Figura 2.8 mostra as principais dimensões de fabricação e controle em anéis de pistões.

FIGURA 2.8 - Características controladas em anéis de pistão



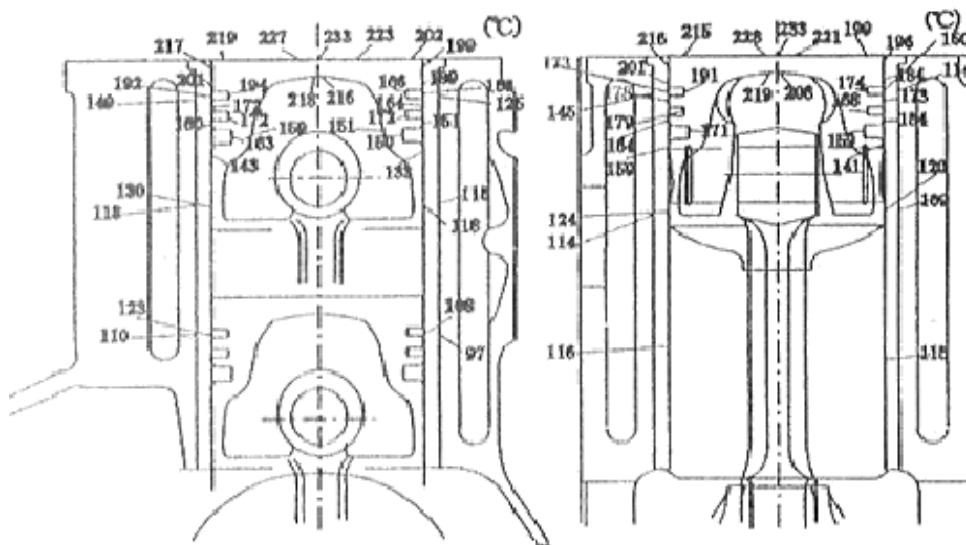
d1: diâmetro nominal (mm)	R: raio (mm)
h1: altura (mm)	a1: profundidade (mm)
s1: comprimento da folga no anel montado (mm)	m: folga com o anel livre (mm)
Ft: força tangencial (N) necessária para fechar a folga livre do anel até o diâmetro nominal.	Fd: Força diametral (N) necessária para manter o anel no diâmetro nominal, aplicada à 90° da folga.

FONTE: RIKEN (2006)

2.3.3 Transferência de calor através dos anéis

O pistão e os anéis estão em constante contato com os gases quentes da combustão. A Figura 2.9 mostra um exemplo de mapeamento de temperaturas sobre o bloco de um motor em funcionamento. A faixa de temperaturas usual neste caso se situa entre 184°C e 201°C na região de contato dos anéis.

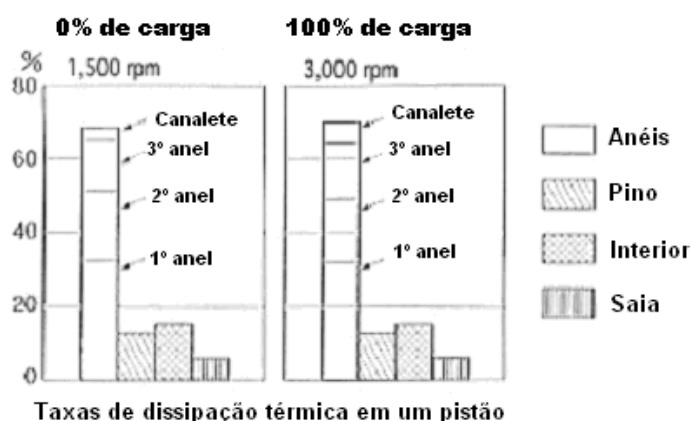
FIGURA 2.9 - Vista em corte da distribuição de temperaturas em um pistão e cilindro



FONTE: RIKEN (2006)

A energia térmica transferida da combustão para o pistão é dissipada em parte pelos anéis para a parede do cilindro. E na seqüência da parede do cilindro para o fluido de arrefecimento que circula dentro das galerias de resfriamento do bloco do motor ou para o ar exterior. Como os anéis estão em permanente contato com o pistão, constantemente estão recebendo calor e transferindo para a parede do cilindro. A Figura 2.10 mostra um exemplo de divisão da carga térmica dissipada por cada elemento do pistão em 2 condições de funcionamento: uma rotação do motor de 1500 rpm sem carga e 3000 rpm com 100% de carga. Pode-se evidenciar que cerca de 70% do calor do pistão é dissipado pelo conjunto de anéis. Devido a este papel importante na dissipação térmica a escolha do material adequado para os anéis de pistão é muito importante para o correto funcionamento térmico do conjunto.

FIGURA 2.10 - Dissipação térmica através de cada elemento do pistão



FONTE: RIKEN (2006)

2.3.4 Característica dos materiais utilizados em anéis

Os materiais utilizados em anéis de pistão devem possuir as seguintes características, de modo a permitir um correto funcionamento do motor, nas diversas condições de operação do sistema durante toda a vida do veículo.

2.3.4.1 Elasticidade

O material do anel deve permitir um funcionamento elástico (como mola) quando o anel se encontra fechado no cilindro. O efeito mola gera a tensão sobre as paredes do cilindro que garantem a estanqueidade da câmara de combustão.

2.3.4.2 Resistência à corrosão

O material deve ser resistente a solicitações de agentes químicos causados pelos gases da combustão e altas temperaturas de trabalho.

2.3.4.3 Baixo peso

Com o objetivo de reduzir as massas oscilantes em um motor de combustão interna, os anéis de pistão devem contribuir com o mínimo de inércia para o sistema, que contribui diretamente para as perdas de energia e aumento do desgaste entre os materiais em contato.

2.3.4.4 Tenacidade

O material deve resistir a elevadas forças e ao mesmo tempo ser capaz de se deformar, garantindo uma conformabilidade com o cilindro sem riscos de quebra ou fadiga de trabalho.

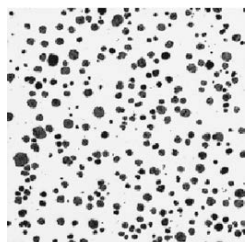
2.3.5 Materiais usualmente utilizados em anéis de pistão

Pode-se encontrar atualmente sobre os diversos motores duas grandes famílias de materiais utilizados:

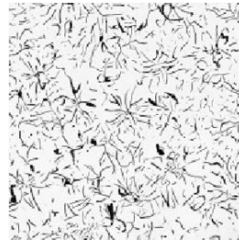
- Ferro fundido (Nodular ou Lamelar);
- Aço (carbono temperado revenido ou inoxidável);

Alguns exemplos de aplicações são mostrados na Figura 2.11.

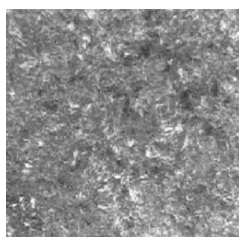
FIGURA 2.11 - Exemplos de materiais utilizados em anéis de pistão.

Ferro Fundido Nodular

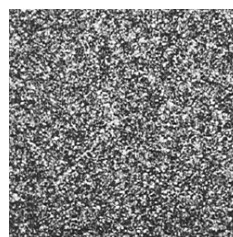
Anéis corta-fogo
 Grafita Esferoidal
 Matriz Martensítica
 25-42 HRC
 $E > 150$ GPa

Ferro Fundido Lamelar

Anéis de estanqueidade e de óleo
 Não ligados e não tratados
 Lamelas de grafita
 Matriz Perlítica
 220-320 HB
 $E = 95$ à 125 GPa

Aço Temperado Revenido

Anéis corta-fogo
 Matriz Martensítica
 450-550 HV30
 $E = 210$ GPa

Aço Inoxidável

Anéis de motores à gasolina
 11 à 17% de Cr (Nit.)
 Matriz Martensítica
 300-420 HV1
 $E = 210$ GPa

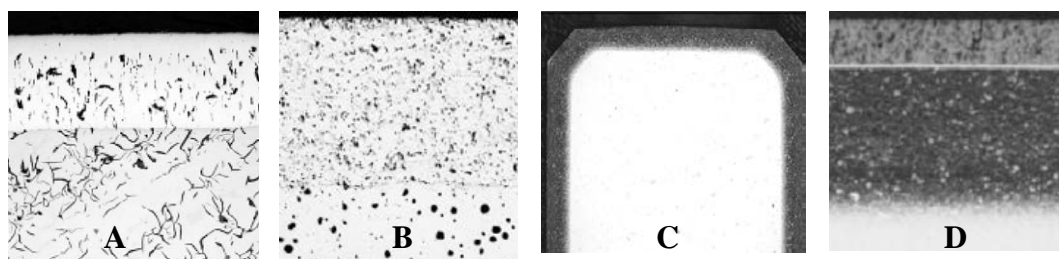
2.3.6 Revestimentos aplicados em anéis corta-fogo

Os anéis corta-fogo são extremamente solicitados em relação à pressão e temperatura. Seu funcionamento freqüentemente ocorre em situação limite de lubrificação com ruptura do filme de óleo entre a área de contato do anel e a parede do cilindro. Com o objetivo de proporcionar ao anel e ao cilindro uma vida útil máxima de funcionamento (resistência ao desgaste abrasivo) e evitar o engripamento do anel durante o contato com o cilindro, normalmente estes anéis possuem um revestimento ou são tratados termicamente.

Atualmente quatro grandes famílias de soluções são amplamente utilizadas nos anéis corta-fogo:

- Revestimento eletrolítico de cromo, Figura 2.12 (A);
- Revestimento de molibdênio por plasma, Figura 2.12 (B);
- Nitretação de anéis em aço inox, Figura 2.12 (C);
- Depósito iônico do tipo PVD (Physical Vapor Deposition), Figura 2.12 (D);

FIGURA 2.12 - Exemplos de revestimentos em anéis corta-fogo.



Os revestimentos de molibdênio por plasma têm como principal característica o baixo coeficiente de atrito e resistência ao engripamento. Os revestimentos à base de cromo apresentam uma solução econômica, porém demonstra uma baixa resistência ao engripamento quando sujeito a fortes solicitações de carga. Os revestimentos em PVD apresentam um ótimo resultado em relação à resistência ao desgaste do anel, do cilindro, e ao engripamento; baixo coeficiente de atrito e alta dureza, porém ainda são soluções mais caras e pouco utilizadas de maneira geral nos motores de combustão interna de veículos. Os revestimentos mais utilizados em geral nos motores Flex Fuel no mercado brasileiro são os revestimentos de molibdênio e nitretação sobre anéis de aço. A Tabela 2.8 mostra os principais materiais e revestimentos utilizados em anéis corta-fogo de motores Flex Fuel e Álcool no mercado brasileiro atualmente.

TABELA 2.8 - Materiais e revestimentos de anéis corta-fogo em motores Flex Fuel e Álcool.

Empresa	Cilindrada do motor (cm3)	Nº de válvulas	Tipo de combustível	Altura do 1º anel	Material do 1º anel	Revestimento
FORD	1600	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1000	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1300	8V	Alcool	1,5	Ferro fundido	Cromado
FIAT	1300	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1400	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1500	8V	Alcool	1,5	Ferro fundido	Cromado
	1800	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1800	8V	Alcool	1,5	Ferro fundido	Cromado
GM	1800	8V	Alcool	1,5	Ferro fundido	Cromado
	1800	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	2000	8V	Alcool	1,5	Ferro fundido	Cromado
	2000	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
PEUGEOT	1400	16v	Flex	1,2	Aço inoxidável	Molibdênio
	1600	16v	Flex	1,2	Aço inoxidável	Molibdênio
RENAULT	1000	16v	Flex	1,2	Aço inoxidável	Molibdênio
	1600	16v	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
VW	1000	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1600	8V	Alcool	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1600	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1800	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado

FONTE: MAHLE METAL LEVE (2003).

2.3.7 Atrito nos anéis de pistão

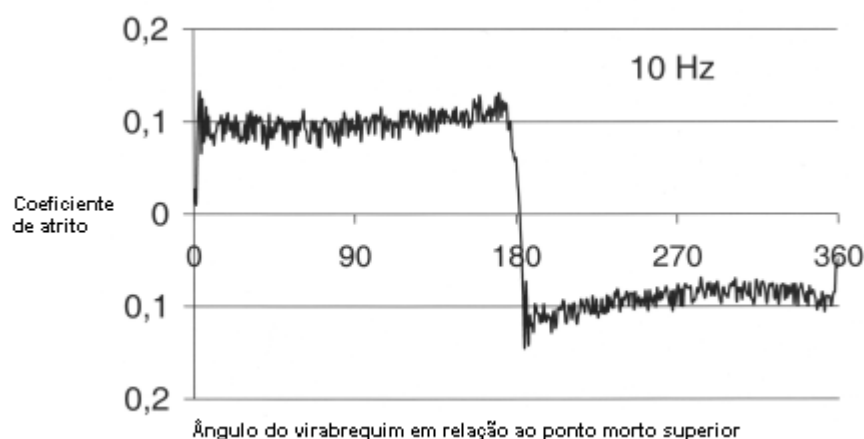
O deslizamento entre os anéis do pistão e o cilindro está sujeito a diferentes mecanismos de atrito durante um ciclo térmico de trabalho do motor. Devido às variações de carga, velocidade e estado da superfície de contato do cilindro, as condições de lubrificação entre o anel e o cilindro são extremamente transientes, as quais refletem na variação do coeficiente de atrito e no comportamento em relação ao desgaste. O atrito do anel é determinado pela carga aplicada sobre o mesmo. As propriedades da superfície de contato e as condições de lubrificação são determinadas pela velocidade de deslizamento, viscosidade do óleo e a quantidade de lubrificante presente na interface de contato. A carga sobre o anel é gerada pela pré-tensão do anel (força tangencial) e pela força exercida pelo gás de combustão na parte traseira do anel (dentro da canaleta do pistão).

Os mecanismos de atrito atuantes entre os anéis de pistão e o cilindro durante o funcionamento do motor incluem uma combinação de lubrificação limite e mista, no ponto morto inferior e superior do mecanismo biela-manivela, enquanto no meio-curso de funcionamento do pistão apresentam um comportamento hidrodinâmico de lubrificação. A máxima força de atrito, a qual ocorre sobre condições de lubrificação mista nas regiões próximas do ponto morto superior do motor, têm sido reduzidas com o aumento da viscosidade dos lubrificantes, enquanto que a pressão de atrito, influenciada fortemente pela lubrificação hidrodinâmica presente entre o ponto morto superior e inferior do cilindro, sofre um aumento com a redução da viscosidade do óleo lubrificante utilizado (ANDERSEN, 2002).

A formulação do óleo lubrificante afeta fortemente o contato limite entre as superfícies dos anéis e cilindros. Aditivos antidesgaste, como àqueles à base de molibdênio utilizados em lubrificantes, contribuem positivamente para a formação de uma camada resistente ao desgaste entre os componentes. A quantidade de lubrificante, disponível entre as superfícies em contato, determina o mecanismo de atrito nas condições de funcionamento de ponto morto superior e inferior do movimento dos anéis. O efeito da lubrificação hidrodinâmica são os responsáveis pela determinação do mecanismo de atrito durante deslocamento do pistão na região central do cilindro (TRUHAN, 2004). Além da lubrificação, a carga, velocidade, viscosidade e geometria de contato são determinantes no contato deslizante do anel.

O comportamento tribológico de um pistão, anel e cilindro pode ser expresso de diversas maneiras, de acordo com o propósito da análise tribológica. Os modos mais detalhados de análise compreendem curvas de coeficiente de atrito ou força de atrito em relação ao curso do pistão ou à posição angular do virabrequim. A Figura 2.13 ilustra um exemplo de coeficiente de atrito em função do ângulo do virabrequim.

FIGURA 2.13 – Coeficiente de atrito em função da posição angular do virabrequim de um motor



FONTE: TOMANIK (2000)

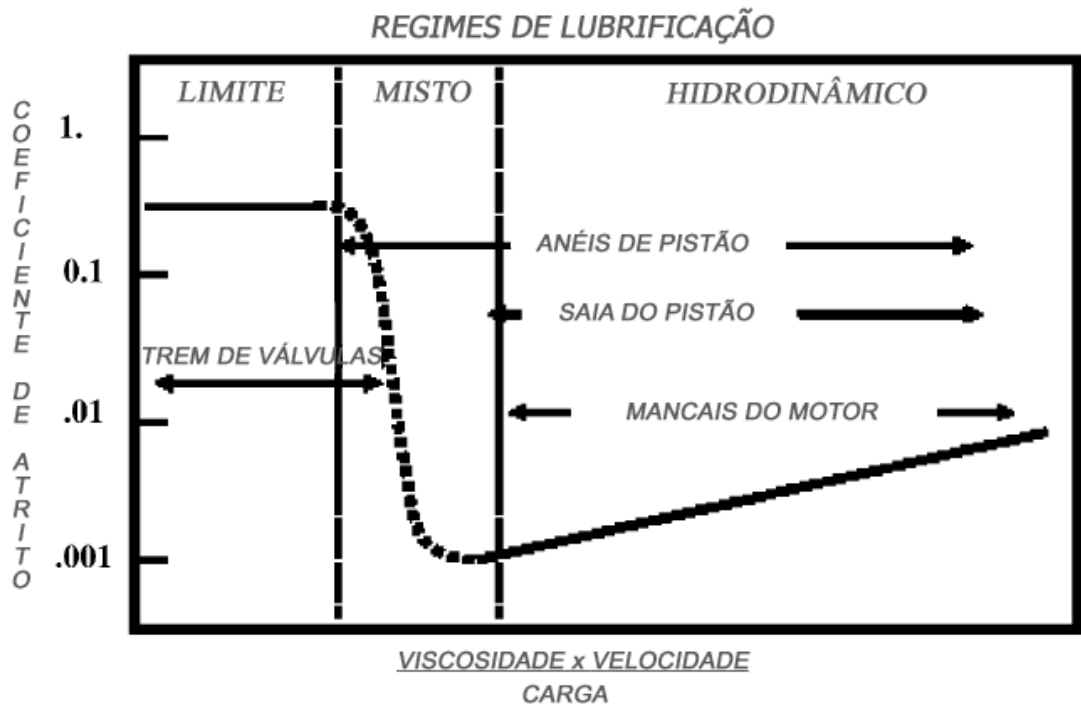
Nos dois casos citados de modos de análise através de curvas de atrito é possível verificar as condições de lubrificação e a probabilidade de desgaste no contato anel cilindro. Medições realizadas na região de meio-curso de funcionamento dos anéis podem ser utilizadas para avaliação das condições de lubrificação do contato. Medições do coeficiente de atrito ou força de atrito durante todo o ciclo de trabalho do motor fornecem menos informações sobre as condições de lubrificação, mas possibilitam avaliar as perdas por atrito presentes no motor.

Considerando a energia total gerada por um motor, cerca de 41% desta energia é consumida pelo próprio motor em perdas por atrito. Sendo que os anéis de pistão são responsáveis por cerca de 19% das perdas por atrito (SAGHIR, 1992). Deste modo o comportamento tribológico dos anéis de pistão têm papel extremamente importante sobre o rendimento, performance e durabilidade dos motores (TUNG, 2003).

A Figura 2.14 mostra a relação entre o coeficiente de atrito e a espessura do filme de óleo ou número de Sommerfield (= viscosidade x velocidade / carga) para diversos sistemas que compõem um motor de combustão interna. No caso dos anéis

de pistão, estes se posicionam entre os regimes de lubrificação mista e hidrodinâmica (TUNG, 2004).

FIGURA 2.14 - Regimes de lubrificação para componentes de motor



FONTE: PRIEST (2000)

2.3.8 Desgaste em anéis

Os anéis de um pistão estão sujeitos a complexas e severas condições tribológicas que envolvem velocidades médias de até 20 m/s, pressões de até 200bar, rugosidades de cilindros em condições variáveis durante a vida e parede do cilindro à temperatura em torno de 100 °C.

Normalmente o desgaste dos anéis de pistão é considerado como um mecanismo envolvendo dois corpos em contato (anel e cilindro), mas no funcionamento do motor este mecanismo é na realidade muito mais complexo. Podemos considerar que o mecanismo de desgaste envolve 3 corpos, sendo o terceiro corpo fruto do próprio desgaste ocasionado no contato (partículas do anel ou cilindro), ou contaminantes presentes no óleo lubrificante. Estes contaminantes podem ser provenientes do desgaste de outras partes do motor, agentes externos como poeira, por exemplo, ou depósitos gerados pelo processo de combustão do motor, entre outros. Todos estes elementos contribuem para a aceleração do

desgaste dos anéis de pistão como partículas abrasivas entre o anel e o cilindro (DOWSON, 2003).

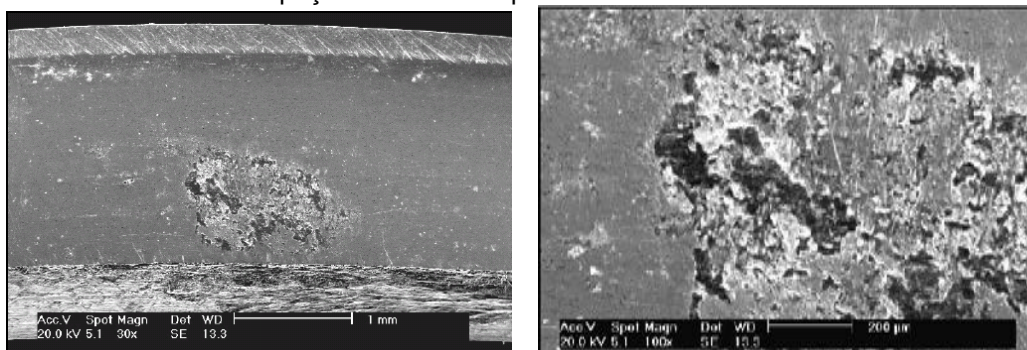
Os mecanismos de desgaste identificados em anéis de pistão podem ser de diferentes origens em função da fase de funcionamento, período da vida do componente e condições de trabalho (RABINOWICZ, 1995). Dentro da literatura encontramos diversas apelações possíveis, porém podemos classificar as principais, de uma forma geral, da seguinte maneira (ANDERSSON, 2002):

- Desgaste por adesão;
- Desgaste por abrasão;
- Desgaste por corrosão;
- Desgaste por fadiga de contato.

2.3.8.1 Desgaste por adesão

O desgaste por adesão ocorre quando duas superfícies em contato deslizam uma sobre a outra e as asperezas dos materiais entram em contato gerando fragmentos que se desprendem de um dos corpos e se aderem ao outro. Estes fragmentos podem igualmente se desprender após a adesão e continuarem presentes no meio em contato como suspensão no filme de lubrificação ou serem expelidos através da circulação do mesmo lubrificante. Este desprendimento de material normalmente ocorre em maior quantidade do pistão para o anel, onde partículas do material do pistão (normalmente em alumínio nos dias atuais) se aderem à superfície do anel, como mostrado na Figura 2.15.

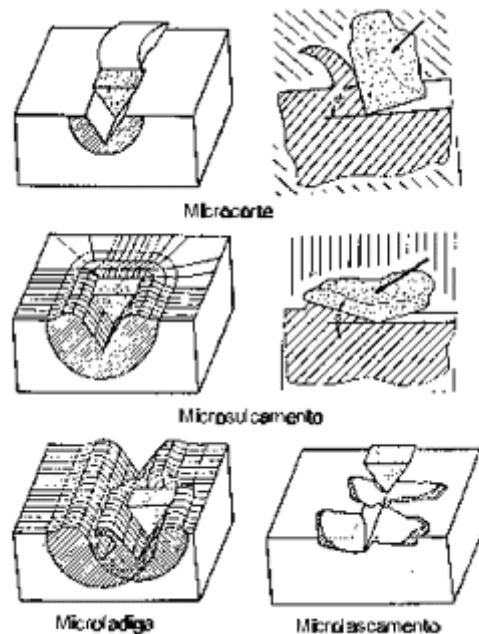
FIGURA 2.15 – Adesão de partículas de alumínio sobre um anel de primeiro canaleta, evidenciada através de inspeção em microscópio eletrônico de varredura.



2.3.8.2 Desgaste abrasivo

O desgaste abrasivo é fruto da interação entre superfícies que possuem diferentes durezas, sendo que uma superfície mais dura, ou a presença de partículas duras no material, quando em contato com outro corpo de menor dureza, pode provocar o desgaste deste contra-corpo (TOMANIK, 2003). A Figura 2.16 abaixo ilustra alguns exemplos de desgaste abrasivo (GAHR, 1987), e a Figura 2.17 mostra imagens de anéis com desgaste abrasivo na lateral de contato com o cilindro.

FIGURA 2.16 – Mecanismos de desgaste por abrasão

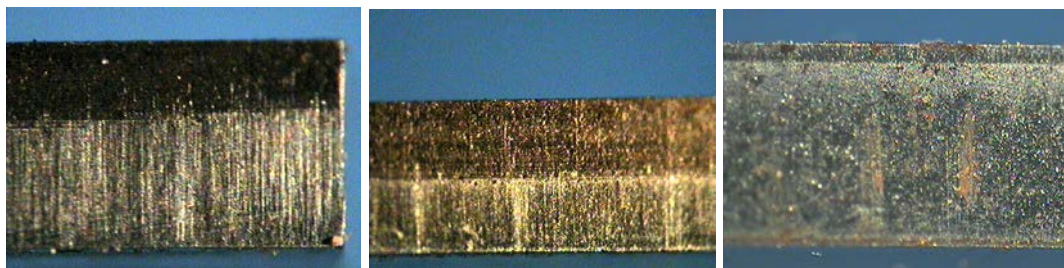


No caso dos motores de combustão interna, e especificamente no tribosistema dos anéis de pistão, as partículas freqüentemente presentes e que podem contribuir para o desgaste abrasivo, normalmente são as seguintes:

- Óxido de silício proveniente do processo de fabricação das peças fundidas que utilizam areia;
- Partículas provenientes do desgaste de componentes metálicos do motor;
- Partículas de óxidos provenientes da oxidação de partes do motor;
- Resíduos do processo de combustão que são gerados na câmara de combustão e acabam por poluir a região de contato entre o anel e o cilindro;

- Contaminantes provenientes da admissão de ar do motor como a poeira; e
- Revestimentos dos anéis arrancados pelo próprio mecanismo de desgaste.

FIGURA 2.17 – Anéis de pistão com desgaste abrasivo na face de contato com o cilindro



2.3.8.3 Desgaste corrosivo

O desgaste corrosivo é também parte dos fenômenos aos quais os anéis de pistão estão sujeitos. Este desgaste ocorre sempre que as superfícies em contato se encontram em um ambiente corrosivo (McGEEHAN, 1978). O deslizamento entre as superfícies provoca a remoção do filme protetor formado, facilitando assim o ataque corrosivo destas superfícies pelo meio (GAHR, 1987). O desgaste corrosivo deve-se às diversas reações químicas que ocorrem na câmara de combustão na presença de óleo lubrificante, combustível e o próprio ar (TUNG, 2004). A figura 2.18 ilustra exemplos de anéis de pistão com corrosão superficial. A presença de enxofre no combustível aumenta o desgaste corrosivo (SABURI, 2005), assim como a presença de álcool aumenta a corrosão devido ao fato de ser um composto oxigenado, além de trazer miscível à sua formulação sempre uma parcela de água (ORBITAL, 2002).

FIGURA 2.18 – Anéis de pistão com exemplo de desgaste corrosivo



2.3.8.4 Desgaste por fadiga de contato

Os anéis de pistão estão sujeitos também a falhas por fadiga de contato. Este tipo de desgaste por fadiga ocorre devido ao funcionamento cíclico repetitivo dos anéis sobre o cilindro do motor. A repetição de carregamentos e descarregamentos provoca deformações plásticas sobre a superfície de contato do anel com o cilindro podendo induzir à formação de trincas na superfície ou logo abaixo da superfície. Estas trincas podem evoluir e se unirem em fragmentos maiores que se deslocam da superfície do anel (TOMANIK, 2000). O desprendimento destes fragmentos da superfície de contato do anel pode ocasionar diversos problemas em funcionamento, como riscos na parede do cilindro, princípios de engripamento do anel com o cilindro, deterioração da saia do pistão, além de diminuir a área de contato com o cilindro e assim prejudicar a vedação dos gases da combustão e permitir a passagem de óleo (SABURI, 2005). A Figura 2.19 mostra um exemplo de trincas geradas na superfície de um anel sujeito a carregamentos cíclicos elevados. A Figura 2.20 e 2.21 mostram a presença de trincas em um plano inclinado, em relação à superfície do anel, com propagação abaixo da câmara nitretada.

FIGURA 2.19 – Exemplo de trincas de fadiga de contato na superfície de contato do anel com o cilindro

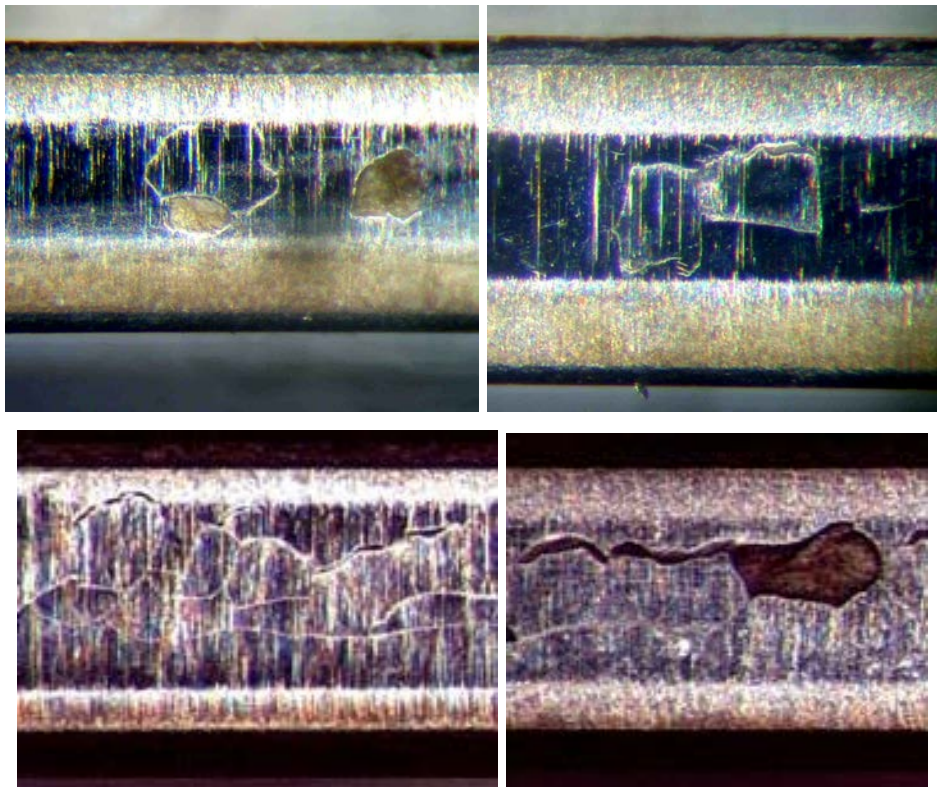


FIGURA 2.20 – Análise da microestrutura de um anel nitretado mostrando a formação de trincas inclinadas e propagação da parte inferior da camada nitretada de anéis de aço inoxidável.

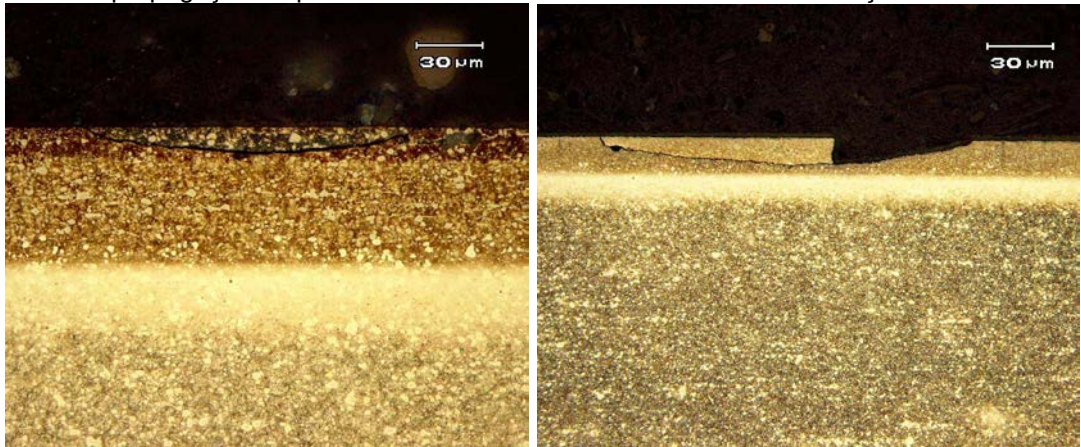
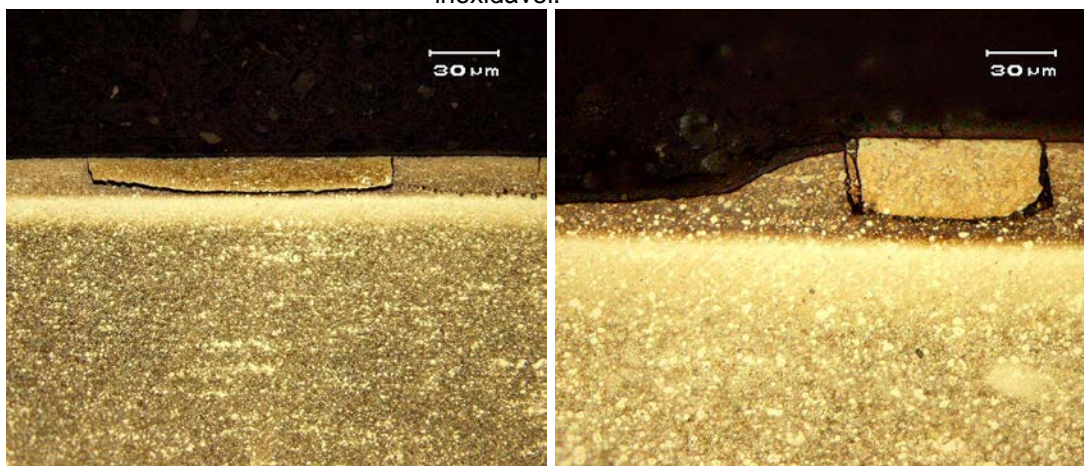


FIGURA 2.21 – Análise da microestrutura de um anel nitretado mostrando a formação de trincas ortogonais à superfície e propagação na região inferior da camada nitretada de anéis de aço inoxidável.



3 MATERIAIS E MÉTODO

Para a realização dos ensaios foram utilizados blocos do motor, anéis de aço e ferro fundido e óleo lubrificante. Todos estes componentes são provenientes de um produto existente e comercialmente disponível no mercado brasileiro. Desta forma foi buscada a total aplicabilidade deste estudo, tentando-se realizar as análises da forma mais próxima de uma utilização cliente e das condições de funcionamento do motor.

Os ensaios em laboratório buscaram uma caracterização dos componentes visando uma correlação com os testes em dinamômetro de motor, e por fim uma avaliação em relação a um veículo realizando um ensaio de rodagem real em pista aberta.

Para este estudo os componentes tiveram que ser controlados, caracterizados e adequados ao funcionamento desejado, como está descrito nos itens a seguir.

3.1 AMOSTRAS DE ANÉIS CORTA-FOGO

Para realização dos ensaios e análises posteriores foram utilizados anéis de primeiro canaleta provenientes do fornecedor DANA Albarus situado em Gravataí-RS. Foram solicitados lotes de anéis corta-fogo das duas definições técnicas em estudo neste trabalho: ferro fundido revestido de molibdênio e aço nitretado.

Os anéis foram fabricados na linha de produção normal do fornecedor e as amostras foram recolhidas aleatoriamente dentro do fluxo de produção. Estes cuidados foram tomados para se ter amostras realmente representativas da dispersão de produção destes componentes.

A composição química e dureza dos anéis de ferro fundido e dos anéis de aço estão mostradas na Tabela 3.1 a seguir.

TABELA 3.1 – Composição química e dureza dos anéis

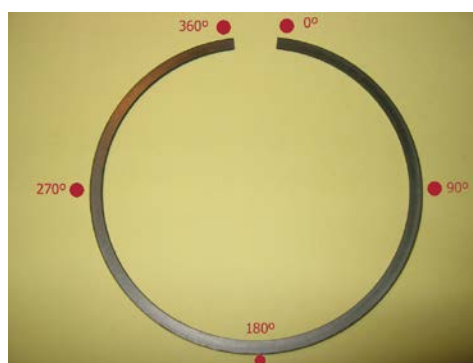
Anéis	C	Si	S	P	Mn	Cr	Mo	Ni-Cu	Mg	V	Dureza
Ferro fundido (%)	3,3 - 4,0	1,7 - 3,0	0,03 máx	0,10 máx	0,15-0,80	0,12 máx	0,12 máx	1,50 máx	0,02 - 0,07	0	28 - 38 HRC
Aço (%)	0,8 - 0,95	1,00 máx	0,03 máx	0,045 máx	1,00 máx	17,0 - 18,0	0,80 - 1,50	0	0	0,05 - 0,15	38 - 44 HRC

Os anéis fornecidos foram controlados, em relação aos parâmetros principais de conformidade, para assegurar a correta utilização de amostras representativas das especificações e permitir a avaliação após os ensaios propostos. Nestes anéis foram medidos os seguintes parâmetros que influenciam o desgaste:

- Força tangencial;
- Rugosidade da face de contato com o cilindro;
- Altura lateral do anel;

A rugosidade da face de contato do anel com o cilindro foi controlada em 5 pontos, devido às dificuldades técnicas de se realizar uma medição de rugosidade em torno de toda a circunferência dos anéis. A figura 3.1 ilustra os 5 pontos de medição de rugosidade sobre as amostras. Este controle foi realizado em um rugosímetro da marca Mahr, modelo Concept, com uma precisão de 0,01 μ m e incerteza de 0,1 μ m.

FIGURA 3.1 – Pontos de medição da rugosidade sobre as amostras de anéis



Foram também controlados os seguintes parâmetros físicos sobre os anéis, que permitem a sua caracterização após os testes, e avaliação da quantidade de desgaste em trabalho:

- Folga (“Gap” do anel);
- Largura;
- Perfil lateral da face abaulada;

Na tabela 3.2 e 3.3 estão apresentados as principais características geométricas dos anéis em estudo, e os valores medidos nas amostras de anéis de ferro fundido e aço respectivamente.

TABELA 3.2 – Parâmetros controlados nas amostras de anéis de ferro fundido

Dimensões	Amostras (anéis corta-fogo em ferro fundido)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Folga: (mm)	0,28	0,24	0,22	0,27	0,24	0,23	0,29	0,27	0,28	0,20
Altura (mm)	1,485	1,484	1,482	1,483	1,481	1,481	1,481	1,487	1,484	1,482
Largura: (mm)	2,90	2,92	2,94	2,95	2,91	2,92	2,94	2,91	2,93	2,90
Força tangencial: (N)	7,4	8,7	8,3	8,5	8,2	8,3	8,5	8,3	8,0	7,7
Rugosidade Rz (ponto 1)	2,26	2,32	2,11	2,73	2,85	2,33	2,64	2,03	2,76	2,59
Rugosidade Rz (ponto 2)	2,11	2,15	2,81	2,3	2,26	2,69	2,91	2,32	2,32	2,53
Rugosidade Rz (ponto 3)	2,48	2,72	2,75	1,85	2,43	1,88	2,32	1,42	2,62	2,84
Rugosidade Rz (ponto 4)	1,85	2,32	2,26	2,43	2,61	2,69	2,55	1,59	2,91	2,27
Rugosidade Rz (ponto 5)	2,88	2,73	2,33	2,5	2,32	2,56	2,99	2,06	2,46	2,56
Abaulamento face de contato (mm)	0,003 - 0,006	0,003 - 0,006	0,003 - 0,660	0,003 - 0,007	0,003 - 0,006	0,003 - 0,004	0,003 - 0,006	0,003 - 0,006	0,003 - 0,006	0,003 - 0,007

TABELA 3.3 – Parâmetros controlados nas amostras de anéis de aço

Dimensões	Amostras (anéis corta-fogo em aço)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Folga: (mm)	0,23	0,19	0,25	0,23	0,27	0,22	0,23	0,22	0,23	0,23
Altura (mm)	1,183	1,184	1,182	1,183	1,186	1,182	1,182	1,186	1,182	1,182
Largura: (mm)	3,09	3,09	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,07	3,08
Força tangencial: (N)	13,9	14	14,1	14,1	14,1	14,4	14,1	14	13,9	14,1
Rugosidade Rz (ponto 1)	0,75	0,9	0,6	0,69	0,84	0,56	0,72	0,85	0,85	0,7
Rugosidade Rz (ponto 2)	0,85	0,84	0,76	0,87	0,92	0,95	0,85	0,87	0,93	0,92
Rugosidade Rz (ponto 3)	0,76	0,96	0,72	0,85	0,69	0,87	0,85	0,96	0,89	0,85
Rugosidade Rz (ponto 4)	0,9	0,87	0,79	0,92	0,63	0,99	0,99	0,93	0,95	0,99
Rugosidade Rz (ponto 5)	0,61	0,67	0,96	0,52	0,78	0,84	0,76	0,82	0,78	0,84
Abaulamento face de contato (mm)	0,002 - 0,011	0,004 - 0,007	0,002 - 0,008	0,003 - 0,007	0,002 - 0,010	0,002 - 0,010	0,002 - 0,009	0,002 - 0,009	0,002 - 0,010	0,002 - 0,012

3.1.1 Análise dos anéis e pistões da concorrência

Como parte deste estudo uma análise da concorrência foi efetuada. Adquiriram-se pistões e anéis de motores a álcool e flex fuel disponíveis no mercado brasileiro em 2006. Os conjuntos foram adquiridos nas concessionárias de cada marca, sendo ao total 15 tipos diferentes de conjuntos de motores com cilindradas entre 1000 cm³ e 2000 cm³.

Os pistões foram analisados em laboratório, com avaliação da definição técnica adotada pelo fabricante: tipo de liga utilizada, dimensões, soluções aplicadas para o uso do álcool e dureza.

Os anéis foram medidos e identificados quanto à sua forma e material aplicado, altura do anel e rugosidades.

Esta análise auxiliou a definição do posicionamento dos anéis testados neste estudo em relação à concorrência no que diz respeito ao tipo de anel utilizado e à rugosidade da face de contato com o cilindro.

Avaliando os anéis pôde-se identificar que a maioria dos motores flex fuel do mercado brasileiro utilizam anéis de aço nitretado no primeiro canaleta, enquanto que os motores a álcool, que são motores mais antigos e em série à mais tempo no mercado, utilizam anéis de primeiro canaleta de ferro fundido cromados.

No capítulo ANEXOS a Tabela A1 mostra a análise realizada sobre os pistões e anéis da concorrência.

3.2 AMOSTRAS DE BLOCOS

Para a realização dos ensaios em tribômetro, dinamômetro de motor e veículo foram utilizados blocos do motor 1600 cm³, de ferro fundido e usinados na linha de usinagem de série. Foram escolhidas peças próximas das dimensões nominais em relação a critérios de rugosidade, classe de diâmetro e erro de forma dos cilindros. Estas peças foram controladas através da metrologia da linha de usinagem para assegurar as dimensões citadas. Todas as amostras foram consideradas dentro da dispersão de fabricação para estes componentes, mantendo assim a total representatividade em relação à produção.

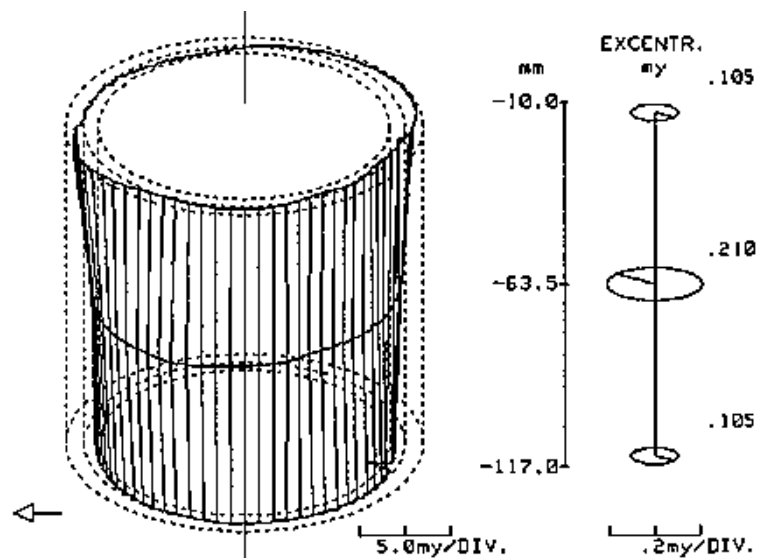
A Tabela 3.4 mostra a composição química do ferro fundido dos blocos do motor.

TABELA 3.4 – Composição química do bloco

	C	Si	S	P	Mn	Cr	Sn	Cu	Ni	Mo
Ferro fundido cinzento(%)	3,2-3,5	1,9-2,3	0,15 máx	0,12 máx	0,5-0,9	0,25-0,35	0,08-0,15	0,25 máx	0	0

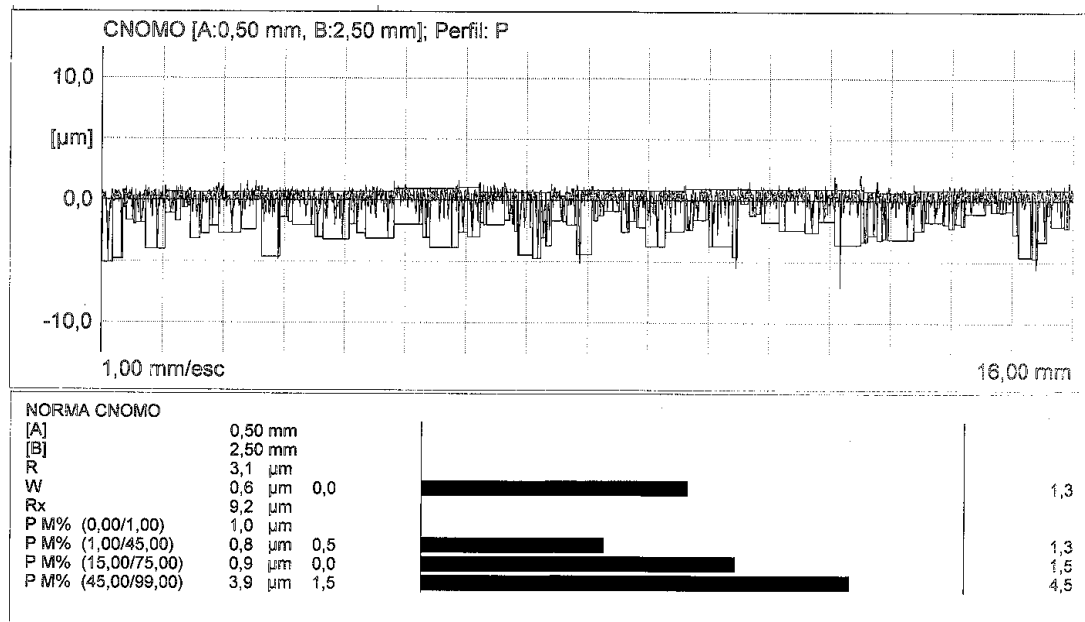
A Figura 3.2 ilustra o tipo de controle dos blocos do motor em relação ao diâmetro e erro de forma dos cilindros, onde a excentricidade (EXCENTR.) é medida para verificar a variação em relação ao diâmetro e posicionamento do centro do cilindro. Este erro de forma foi realizado em um equipamento de controle de forma dos cilindros da marca Mahr, modelo MFK6, com uma precisão de $0,01\mu\text{m}$ e uma incerteza de $0,8\mu\text{m}$. O Diâmetro foi medido através do equipamento de medição 3D da marca Zeiss, modelo UPC-850, com resolução de $0,1\mu\text{m}$ e incerteza para estas dimensões medidas de $1,6\mu\text{m}$.

FIGURA 3.2 – Controle de erro de forma do cilindro do bloco.



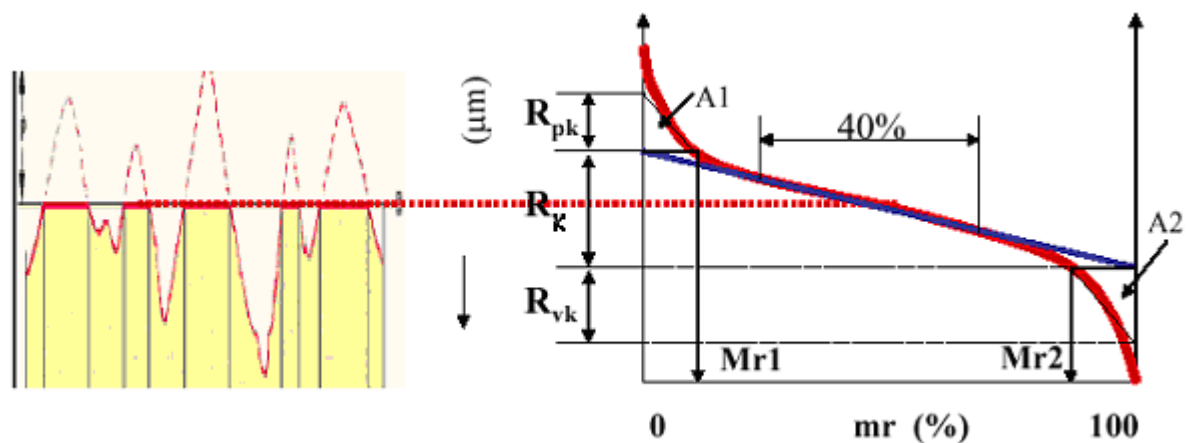
A Figura 3.3 ilustra o controle de rugosidade realizado sobre os cilindros do bloco do motor, através do mesmo rugosímetro usado para os anéis, onde foram controlados os valores de rugosidade segundo a Curva de Abbot, ou também chamada Curva de taxa de material. Esta curva mostra a porcentagem de material em contato em função da profundidade das rugosidades (vales e picos).

FIGURA 3.3 – Controle dos parâmetros de rugosidade dos cilindros



A Curva de Abbot é obtida a partir da divisão dos valores de profundidade em 3 partes: R_{pk} , R_k e R_{vk} . Na região central da curva, R_k (“Kernal Roughness Depth”), representa cerca de 40% da porcentagem total de distribuição de material, e é considerada como a porção que define a durabilidade do cilindro. A porção superior o R_{pk} (“Reduced Peak Height”) e a porção inferior o R_{vk} (“Reduced Valley Depth”) (TOMANIK, 2000). A Figura 3.4 mostra o formato e a divisão em função da profundidade da rugosidade na Curva de Abbot.

FIGURA 3.4 – Curva de Abbot



3.2.1 Preparação dos corpos de prova - cilindros

Para os ensaios em tribômetro, os blocos foram cortados de maneira a permitir a sua colocação dentro do equipamento. As Figuras 3.5 e 3.6 mostram respectivamente as dimensões dos corpos de prova dos cilindros e uma amostra, e as partes da circunferência dos cilindros originais que foram utilizadas.

FIGURA 3.5 – Dimensões das amostras de cilindro (em mm) e foto da amostra para os ensaios no tribômetro

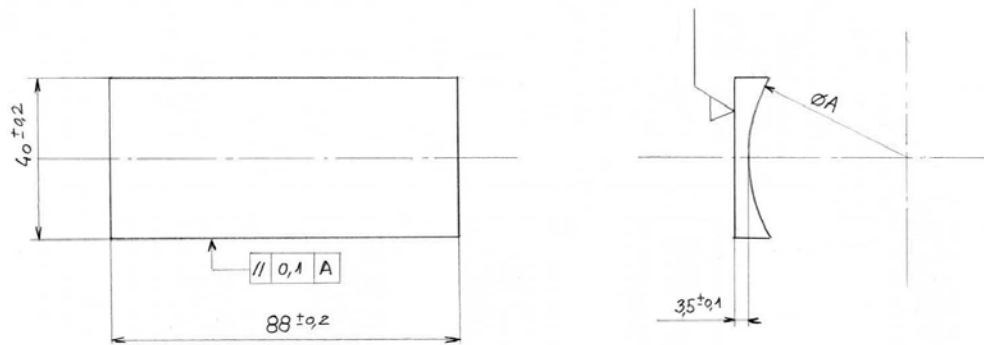
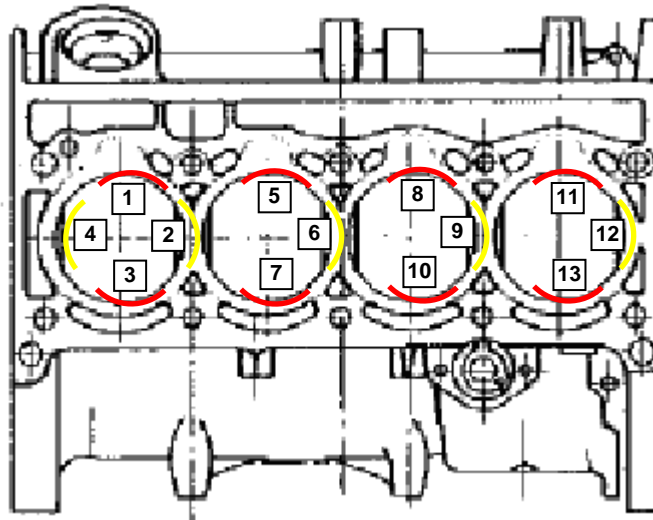
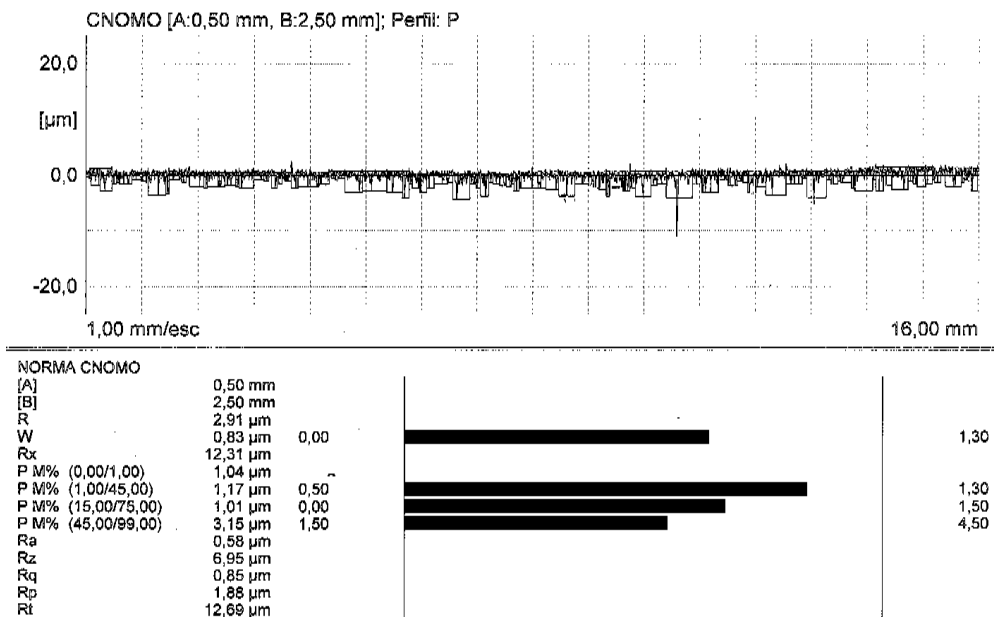


FIGURA 3.6 – Localização de cada amostra retirada dos cilindros



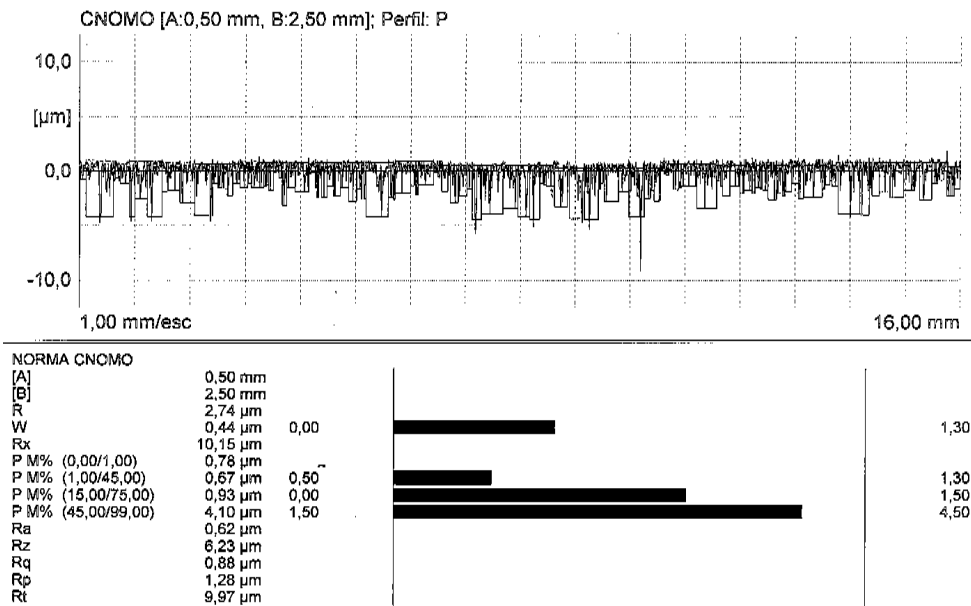
Após o corte e fresamento da superfície inferior e lateral das amostras para garantir o paralelismo entre as faces, a superfície de contato de cada amostra teve a rugosidade controlada. Este controle foi feito para identificar cada amostra individualmente quanto à sua rugosidade. Dois exemplos dos relatórios de rugosidade das amostras encontram-se na Figura 3.7. Todos os relatórios para as 16 amostras encontram-se no capítulo Anexos, Figuras A1 à A16.

FIGURA 3.7 – Exemplos de relatórios de rugosidade das amostras de cilindro



Continua

Continuação



Cada amostra foi individualmente oleada e embalada em plástico anticorrosão para evitar a oxidação das mesmas entre a preparação e o ensaio.

3.2.2 Preparação dos corpos de prova - anéis

Os anéis para os ensaios em tribômetro foram cortados à 90° e 270° da sua circunferência original (considerando 0° o flanco esquerdo do anel e 360° o flanco direito). Deste modo foram obtidas amostras de 180° do anel como mostrado na Figura 3.8.

FIGURA 3.8 – Amostra de anel para ensaio em tribômetro



Os anéis foram cortados nesta posição para garantir que a faixa central em contato com o cilindro corresponda à faixa com a rugosidade controlada na amostra inicial (posição 180°). Cada um dos anéis também foi oleado e embalado individualmente nas mesmas condições das amostras de cilindro para evitar uma possível corrosão sobre a superfície de ensaio.

3.3 ÓLEOS LUBRIFICANTES

Para a realização das caracterizações em tribômetro foram selecionados os seguintes óleos lubrificantes:

- ELF Evolution SXR classificação API SL e ACEA A3/B3;
- ELF Prestigrade TS 15W40 classificação API SL e ACEA A3/B3;
- Shell Helix Plus 10W40 classificação API SL e ACEA A3/B3;

A escolha destes lubrificantes é devido ao fato de se tratar de óleos homologados pelo fabricante do motor em análise neste estudo. Sendo os óleos ELF de classificação API 15W40 e 5W30 os lubrificantes utilizados pelo fabricante no primeiro enchimento do motor e o óleo Shell 10W40 um dos lubrificantes disponíveis na rede de pós-vendas como óleo de manutenção do motor. Desta maneira, foi mantida a máxima proximidade entre os fluidos lubrificantes ensaiados e àqueles usados pelo motor.

Os óleos lubrificantes foram fornecidos pelos relativos fornecedores ELF e Shell de acordo com a especificação comercial de seus produtos. A Tabela 3.5 mostra uma tabela comparativa das principais características dos lubrificantes utilizados.

TABELA 3.5 – Características físico-químicas dos lubrificantes utilizados

Grau SAE	Classificação API	Classificação ACEA	Massa volumétrica	Viscosidade cinemática		Viscosidade dinâmica à -15°C mPa.s
			20,3°C	40°C	100°C	
			kg/m ³	mm ² /s	mm ² /s	
15W40	SJ	A3	876	95	13,5	2900
5W30	SJ	A3	855	53	9,4	1500
10W40	SJ	A3	849	85	14,2	2830

Para os ensaios de dinamômetro e veículos foi utilizado sempre o lubrificante ELF 15W40, por se tratar do óleo de primeiro enchimento do motor e o lubrificante que o cliente final do motor estará utilizando.

3.4 COMBUSTÍVEL PARA OS ENSAIOS EM DINAMÔMETRO E VEÍCULO

Todos os ensaios em dinamômetro e veículos de rodagem foram realizados com álcool etílico hidratado combustível (AEHC), também denominado popularmente de álcool comum, conforme especificação da Agência Nacional do Petróleo (ANP) através da Portaria nº 36, de 6.12.2005 – DOU 7.12.2005, mostrada na Tabela 3.6. Esta escolha se deve ao fato de se tratar do combustível normalmente utilizado pela frota brasileira de automóveis Flex fuel.

TABELA 3.6 – Especificações do Álcool etílico anidro combustível (AEAC) e álcool etílico hidratado combustível (AEHC)

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	ESPECIFICAÇÕES		MÉTODO	
		AEAC	AEHC	ABNT/NBR	ASTM
Aspecto	—	Límpido e isento de impurezas		Visual	
Cor	—	Incolor a amarelada (se isento de corante, cuja utilização é permitida no teor máximo de 20 mg/L com exceção da cor azul, restrita à gasolina de aviação)		Visual	
Acidez total (como ácido acético), máx.	mg/l	30	30	9866	D 1613
Condutividade elétrica, máx	µS/m	500	500	10547	D 1125
Massa específica a 20°C	Kg/m³	791,5 máx.	807,6 a 811	5992	D 4052
Teor alcoólico	°INPM	99,3 mín.	92,6 a 93,8	5992	—
Potencial hidrogeniônico (pH)	—	—	6,0 a 8,0	10891	—
Resíduo por evaporação, máx.	mg/100ml	—	5	8644	—
Teor de hidrocarbonetos, máx.	%vol.	3,0	3,0	13993	—
Íon Cloreto, máx.	mg/kg	—	1	10894 /10895	D 512
Teor de etanol, mín.	%vol.	99,3	92,6	—	D 5501
Íon Sulfato, máx.	mg/kg	—	4	10894/12120	—
Ferro, máx.	mg/kg	—	5	11331	—
Sódio, máx.	mg/kg	—	2	10422	—
Cobre, máx.	mg/kg	0,07	—	10893	—

FONTE: ANP (2006)

3.5 ENSAIO EM TRIBÔMETRO

Os ensaios em laboratório foram realizados em um tribômetro de alta frequência, específico para ensaios de anéis de pistão, com contato deslizante lubrificado entre o anel e o cilindro.

Para a realização do ensaio a amostra de anel foi montada sobre um dispositivo porta-anel fixado ao um braço oscilante do equipamento. A amostra de cilindro foi presa sobre a base fixa do equipamento. Acima do braço oscilante, uma balança aplica a força normal para proporcionar o carregamento do contato anel-cilindro. A lubrificação foi depositada diretamente sobre o cilindro por uma bomba peristáltica numa vazão de 1 gota de óleo à cada 120 segundos, ou seja 0,015 ml/s. A base de fixação do cilindro é dotada internamente de resistências elétricas que permitem o seu aquecimento e manutenção da temperatura à 100°C, simulando a temperatura de funcionamento do bloco do motor no veículo. A Figura 3.9 ilustra um exemplo do equipamento utilizado e a Figura 3.10 mostra um esquema da aplicação da força normal sobre o conjunto anel-cilindro e o sentido do deslizamento.

FIGURA 3.9 – Tribômetro utilizado nos ensaios em laboratório

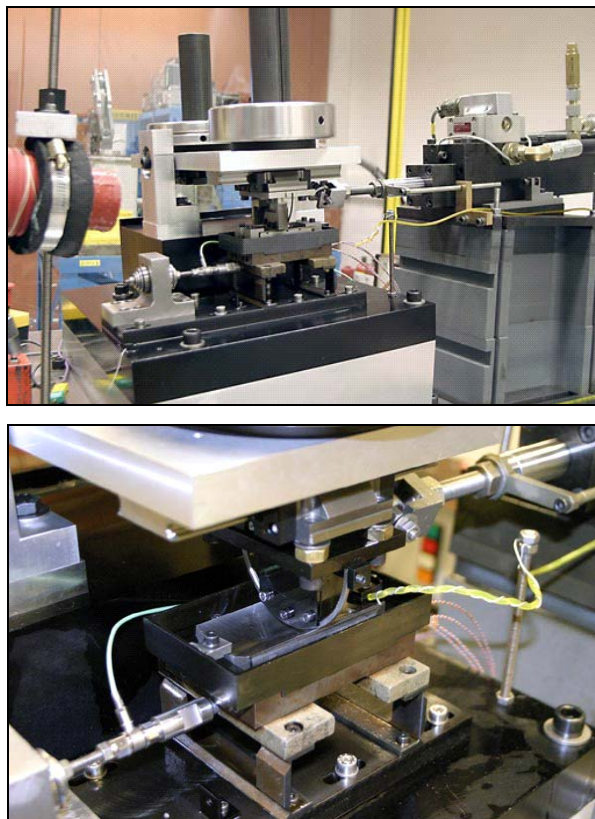
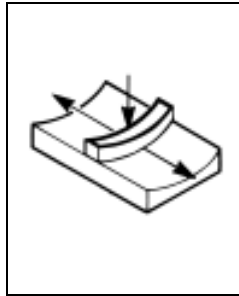


FIGURA 3.10 – Esquema mostrando a aplicação da força normal sobre o conjunto e sentido de deslizamento do anel



3.5.1 Determinação da curva de Stribeck

A primeira etapa do ensaio em tribômetro foi a caracterização dos dois tipos de anéis em relação à evolução do coeficiente de atrito em função do parâmetro de Stribeck. O parâmetro de Stribeck (S) é dado pela relação (3.1).

$$S = \frac{(\mu^* v)}{\left(\frac{F}{L}\right)} \quad (3.1)$$

onde: μ é a viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s)

v é a velocidade do deslizamento (m/s)

F é a força normal aplicada (N)

L é a largura de contato deslizante (m)

O objetivo de caracterizar as amostras e traçar a curva de Stribeck foi a possibilitar a verificação do comportamento dos anéis nas 3 fases de funcionamento da curva:

- Regime Limite: a carga é suportada pelas asperidades das superfícies, protegidas por uma camada de óxido das superfícies ou moléculas do lubrificante aderidas à superfície;
- Regime Misto: presença de pressão hidrodinâmica suportando os contatos entre as superfícies, mas ainda com contatos sendo suportados pelas asperidades. Um aumento na velocidade proporciona aumento na porção

hidrodinâmica e com isso queda no coeficiente de atrito;

- Regime Hidrodinâmico: separação total das superfícies pela pressão hidrodinâmica, estabilização do coeficiente de atrito e a posterior aumento com o aumento da velocidade.

Foram realizadas caracterizações com os dois tipos de anéis em estudo e os três tipos de óleos selecionados, de acordo com a Tabela 3.7, sendo que cada configuração foi reproduzida duas vezes para assegurar os valores medidos.

TABELA 3.7 – Tabela de planejamento dos ensaios para determinação da curva de Stribeck

Caracterização: Curvas de Stribeck			
Nº do ensaio	Nº da amostras do cilindro	Nº da amostra de anel e tipo	Tipo de óleo
Ensaio 01	C1	Af1 (Ferro fundido+molibdênio 1,5mm)	A (ELF 15W40)
Ensaio 02	C2	Af2 (Ferro Fundido + molybdênio 1,5mm)	A (ELF 15W40)
Ensaio 03	C3	Af3 (Ferro Fundido + molybdênio 1,5mm)	B (ELF 5W30)
Ensaio 04	C4	Af4 (Ferro Fundido + molybdênio 1,5mm)	B (ELF 5W30)
Ensaio 05	C5	Af5 (Ferro Fundido + molybdênio 1,5mm)	C (Shell 10W40)
Ensaio 06	C6	Af6 (Ferro Fundido + molybdênio 1,5mm)	C (Shell 10W40)
Ensaio 07	C7	Aa1 (Aço nitretado 1,2mm)	A (ELF 15W40)
Ensaio 08	C8	Aa2 (Aço nitretado 1,2mm)	A (ELF 15W40)
Ensaio 09	C9	Aa3 (Aço nitretado 1,2mm)	B (ELF 5W30)
Ensaio 10	C10	Aa4 (Aço nitretado 1,2mm)	B (ELF 5W30)
Ensaio 11	C11	Aa5 (Aço nitretado 1,2mm)	C (Shell 10W40)
Ensaio 12	C12	Aa6 (Aço nitretado 1,2mm)	C (Shell 10W40)

A realização de apenas dois ensaios sobre cada configuração foi determinada em função do número de amostras controladas disponíveis, e também do tempo disponível pelo laboratório para realização dos ensaios sobre o tribômetro.

3.5.2 Determinação do desgaste das superfícies

Para a determinação do desgaste das superfícies em contato no ensaio em tribômetro, alguns parâmetro tiveram que ser fixados em função das limitações técnicas do equipamento, duração do ensaio para se ter um nível de desgaste mensurável sem gerar engripamento com deterioração severa da superfície, e também não prolongar demasiadamente o tempo de teste.

Foram escolhidas as opções de lubrificantes, 15W40 e 10W40, para os ensaios de desgaste, por se tratar dos lubrificantes utilizados nos motores Flex Fuel

durante o início de seu funcionamento no veículo, e posteriormente durante as manutenções periódicas e vida do produto no campo respectivamente. Como o lubrificante 5W30 se trata de um óleo mais caro e menos utilizado no mercado brasileiro este foi excluído dos testes de desgaste.

A Tabela 3.8 mostra as condições aplicadas para a realização dos ensaios.

TABELA 3.8 – Condições de funcionamento do tribômetro para os ensaios de desgaste das superfícies

Carga	55N
Frequência	4Hz
Curso	50mm
Dimensões da amostra de cilindro	40mm x 88mm
Largura média de contato	4mm x 0,2mm
Altura dos anéis testados	1,2mm e 1,5mm
Especificações dos lubrificantes	15W40 e 10W40
Volume de lubrificante	1 gota cada 120 segundos
Duração de cada ensaio	48 horas (692.000 ciclos)
Temperatura do cilindro	100°C

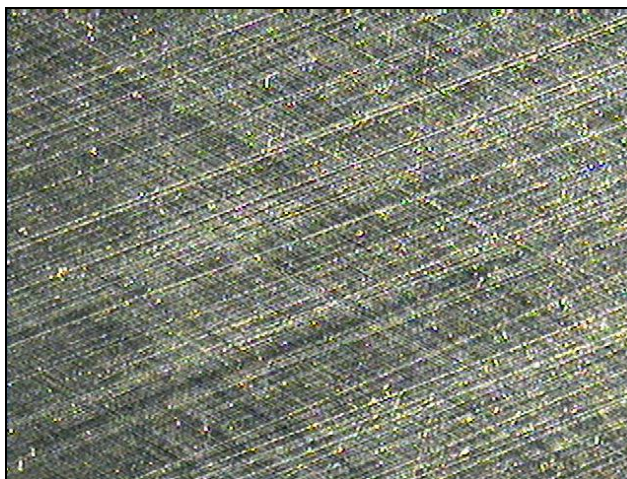
A Tabela 3.9 mostra a seqüência de planejamento dos ensaios no tribômetro. Em função da disponibilidade de agenda do equipamento e tempo de ensaio, foi possível realizar dois ensaios com cada configuração. Cada definição de anel teve a evolução do coeficiente de atrito avaliada quando em funcionamento com o lubrificante 15W40 e 10W40.

TABELA 3.9 – Tabela de ensaio de desgaste e avaliação do coeficiente de atrito

Caracterização do desgaste e da evolução do coeficiente de atrito em função do tempo de ensaio			
Nº do ensaio	Nº da amostras do cilindro	Nº da amostra de anel e tipo	Tipo de óleo
Ensaio 13	C13	Af7 (Ferro Fundido + molybdênio 1,5mm)	A (ELF 15W40)
Ensaio 14	C14	Af8 (Ferro Fundido + molybdênio 1,5mm)	C (Shell 10W40)
Ensaio 15	C15	Aa7 (Aço nitretado 1,2mm)	A (ELF 15W40)
Ensaio 16	C16	Aa8 (Aço nitretado 1,2mm)	C (Shell 10W40)

Inicialmente cada uma das quatro amostras passou por um ensaio inicial para caracterizar o período de amaciamento. O período de amaciamento se caracteriza pelo desgaste inicial das asperidades das superfícies em contato. No caso deste cilindro a usinagem aplicada já contempla duas etapas de brunimento dos cilindros: brunimento para formação dos riscos sobre a parede do cilindro e pós-brunimento de desbaste dos picos das asperidades. Os riscos formados sobre o cilindro têm como função permitir reservatórios de óleo para o funcionamento do motor durante o deslizamento dos anéis e da saia do pistão sobre a superfície do cilindro. A Figura 3.11 mostra uma imagem com os riscos formados sobre a superfície de um cilindro.

FIGURA 3.11 – Riscos formados pelo processo de brunimento dos cilindros



Este processo de amaciamento foi realizado em uma frequência de deslizamento mais baixa para permitir a perfeita evolução da rugosidade (desgaste inicial) sem acelerar o processo de desgaste das superfícies ou gerar riscos de engripamento entre as superfícies que poderiam causar uma modificação das peças e interferir na caracterização do desgaste posterior. A Tabela 3.10 ilustra os parâmetros utilizados para estes amaciamentos. A duração de cada amaciamento foi aproximadamente de 4000 segundos, momento no qual o coeficiente de atrito se estabilizou no ensaio.

TABELA 3.10 – Parâmetros utilizados no amaciamento das amostras

Carga	50N
Frequência	1Hz
Curso	50mm
Dimensões da amostra de cilindro	40mm x 88mm
Altura dos anéis testados	1,2mm e 1,5mm
Especificações dos lubrificantes	15W40 e 10W40
Volume de lubrificante	1 gota cada 120 segundos
Duração de cada ensaio	4000 segundos
Temperatura do cilindro	100°C

Após os amaciamentos foram lançados os ensaios de 48h sobre cada amostra como será mostrado e discutido no Capítulo 4.

3.6 ENSAIO EM DINAMÔMETRO DE MOTOR

Os ensaios em dinamômetros foram realizados sobre os motores 1.6 flex em condições de funcionamentos padronizadas para testes de durabilidade. Foi dada preferência para ensaios de durabilidade que têm como principal objetivo a avaliação de peças da parte baixa do motor, como no caso pistões e anéis. Os testes avaliados envolvem o funcionamento alternado do motor entre as rotações de torque máximo e potência máxima do motor à plena carga (borboleta de aceleração à 100%), e testes de funcionamento contínuo na rotação de potência máxima à plena carga.

Os ensaios entre torque e potência foram realizados durante 500 horas, segundo o procedimento que especifica uma hora em cada condição, sempre à plena carga do motor. Este ensaio solicita o conjunto pistão-anél-cilindro de forma severa, impondo esforços máximos ao conjunto devido ao fato de passar pela situação de máxima pressão de combustão e também máximas velocidades de movimento.

Os ensaios de potência máxima foram realizados com o motor funcionando na rotação de 5750rpm, durante 400 horas de teste, sempre à plena carga do motor. Este ensaio solicita o motor na condição de máxima geração de potência e altas velocidades de funcionamento, provocando altas solicitações térmicas sobre os

componentes.

Durante os testes a temperatura da água do motor estabilizou-se em 100°C através de um trocador térmico externo ao motor. A temperatura do óleo se posicionou ao redor de 135°C na rotação de potência máxima e 115°C na rotação de torque máximo. As temperaturas de escapamento do motor obtidas eram de 850°C e 780°C, em potência e torque máximos respectivamente.

Os mesmos foram realizados em salas de testes de motores com o monitoramento de todos os parâmetros funcionais do motor para assegurar o bom funcionamento do conjunto e a adequada correlação com a especificação de operação dos motores. Parâmetros funcionais influentes sobre o desgaste dos anéis, como o consumo de óleo, tempo e avanço de injeção, temperaturas de escapamento, temperatura de arrefecimento, temperatura do óleo e pressão do óleo do motor, foram seguidos e mantidos dentro dos limites especificados para não gerarem diversidade no funcionamento, e por consequência, dispersões nas análises posteriores dos anéis. A Figura 3.12 mostra um exemplo de sala de ensaios de motores utilizada.

FIGURA 3.12 – Dinamômetro em uma sala de ensaios de motores.



Foram realizados oito ensaios de 500h em dinamômetro onde o motor esteve sujeito à uma solicitação cíclica entre torque e potência máxima. Na condição de potência máxima foram realizados quatro ensaios de durabilidade para teste dos anéis. A Tabela 3.11 descreve os ensaios e condições principais de teste.

TABELA 3.11 – Anéis testados em ensaios de dinamômetros

Teste	Altura do anel	Posto no motor	Tipo de anel corta fogo	Ciclo realizado	Local	Combustível	Óleo	Objetivo
1	1,2	4	aço	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
2	1,2	1	aço	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
3	1,2	3	aço	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
4	1,2	2	aço	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
5	1,2	1	aço	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
6	1,2	2	aço	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
7	1,2	3	aço	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
8	1,2	4	aço	Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	400h
9	1,2	1	aço	Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	400h
10	1,2	2	aço	Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	400h
11	1,5	3	ferro fundido	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
12	1,5	4	ferro fundido	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
13	1,5	1	ferro fundido	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
14	1,5	2	ferro fundido	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
15	1,5	3	ferro fundido	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
16	1,5	4	ferro fundido	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
17	1,5	4	ferro fundido	Torque e Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	500h
18	1,5	3	ferro fundido	Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	400h
19	1,5	1	ferro fundido	Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	400h
20	1,5	2	ferro fundido	Potência Máxima	Dinamômetro	Álcool	15W40	400h

Sobre estes motores foram montados anéis com controle dimensional feito pelo fabricante para permitir a comparação posterior ao teste.

Os blocos utilizados nestes motores também passaram pelo controle de metrologia, onde se verificou a conformidade em relação ao diâmetro e forma dos cilindros e rugosidades. Os relatórios de controle encontram-se no capítulo Anexos, Figuras A17 à A22.

3.7 ENSAIO EM VEÍCULOS DE RODAGEM

Para possibilitar a comparação dos valores de desgaste e estado do anel com uma utilização real, um ensaio sobre veículo foi realizado até 100.000km. O veículo foi rodado segundo um ciclo de validação que reproduz o perfil médio de utilização do cliente brasileiro. Este ciclo envolve os mais diversos tipos de trajetos como estradas de terra, asfalto, paralelepípedos, subidas e descidas de serras, ciclo em trânsito urbano e ciclo em trânsito rodoviário de alta velocidade. O circuito total envolve uma proporção limitada de cada ciclo que permite ao final uma

representatividade de 100.000km de um cliente brasileiro médio. Este veículo rodou por aproximadamente seis meses até atingir a quilometragem desejada e em seguida foi desmontado e os anéis analisados. A Tabela 3.12 mostra a lista de anéis testados e as condições de teste.

TABELA 3.12 – Anéis testados em ensaio de veículo

Teste	Altura do anel	Posto no motor	Tipo de anel corta fogo	Ciclo realizado	Local	Combustível	Óleo	Objetivo
1	1,2	1	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
2	1,2	2	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
3	1,2	3	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
4	1,2	4	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
5	1,2	1	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
6	1,2	2	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
7	1,2	3	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
8	1,2	4	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
9	1,5	1	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
10	1,5	2	aço	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
11	1,5	3	ferro fundido	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
12	1,5	4	ferro fundido	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
13	1,5	3	ferro fundido	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km
14	1,5	4	ferro fundido	Rodagem em veículo	Diversos	Álcool	15W40	100000km

O motor do veículo foi montado com um bloco também medido e verificado em relação ao diâmetro, forma dos cilindros e rugosidades. Os relatórios de controle encontram-se no capítulo Anexos, Figuras A23 e A24.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos nas três etapas deste estudo:

- Ensaio em tribômetro;
- Ensaio sobre motores em dinamômetro
- Ensaio sobre motores em veículos.

4.1 ENSAIOS EM TRIBÔMETRO DE ALTA FREQUÊNCIA PARA ANÉIS

Os ensaios em tribômetro de alta frequência foram realizados sobre as amostras de parte de cilindros e os anéis de primeiro canaleta de pistão de aço e ferro fundido. A determinação da curva de Stribeck para cada um dos casos e a avaliação do desgaste em ensaios longos buscou a identificação do comportamento destes anéis e a evolução do coeficiente de atrito.

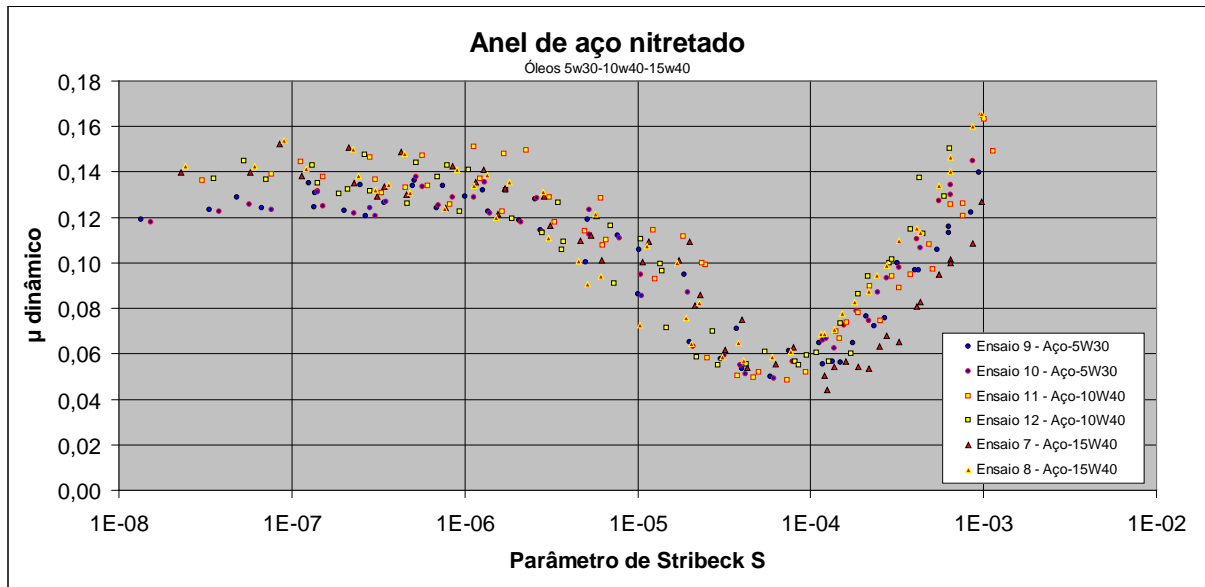
4.1.1 Determinação da curva de Stribeck

Os ensaios em tribômetro permitiram a determinação das curvas de Stribeck para cada anel deslizando sobre os três diferentes tipos de lubrificantes propostos. Este comparativo visa identificar as diferenças entre os tipos de anéis e a contribuição de cada óleo lubrificante.

4.1.1.1 Resultados com o anel de aço

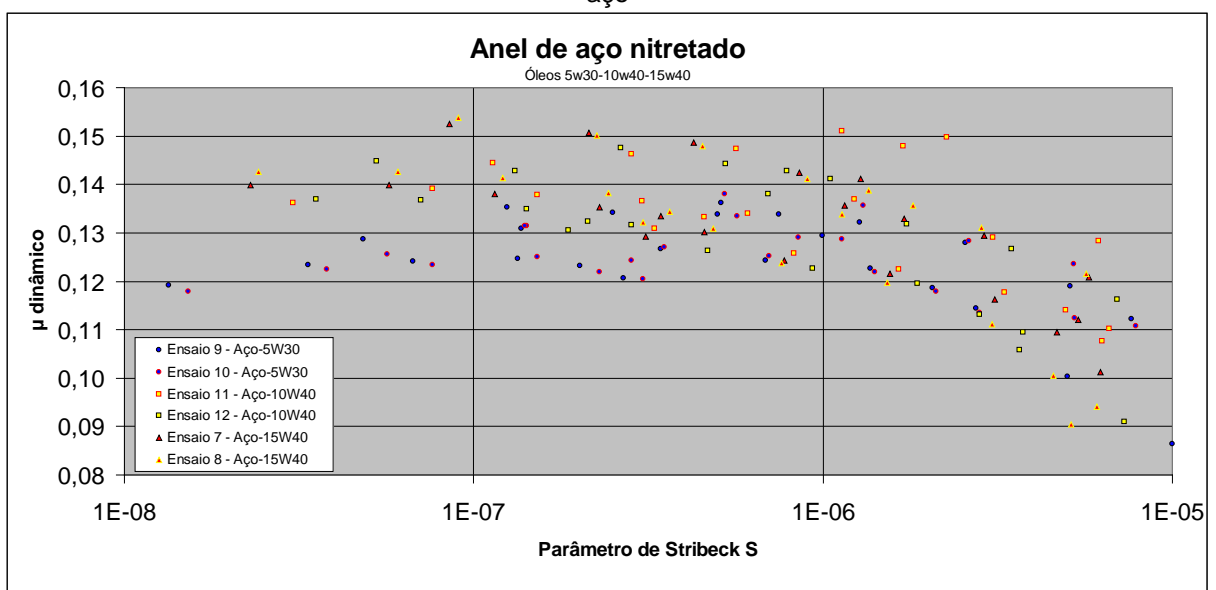
A Figura 4.1 mostra os resultados obtidos sobre a campanha de ensaios com o anel de aço nitretado.

FIGURA 4.1 – Curvas de Stribeck para os anéis de aço nitretado com os 3 lubrificantes



Analisando o resultado de cada lubrificante nos regimes de lubrificação limite e misto, pode-se ver que o óleo 5W30 é o lubrificante que proporciona os menores valores de coeficiente de atrito nestes regimes, sendo que o lubrificante 15W40 apresentou os maiores valores de atrito. A Figuras 4.2 mostra as medições nestas fases para cada lubrificante.

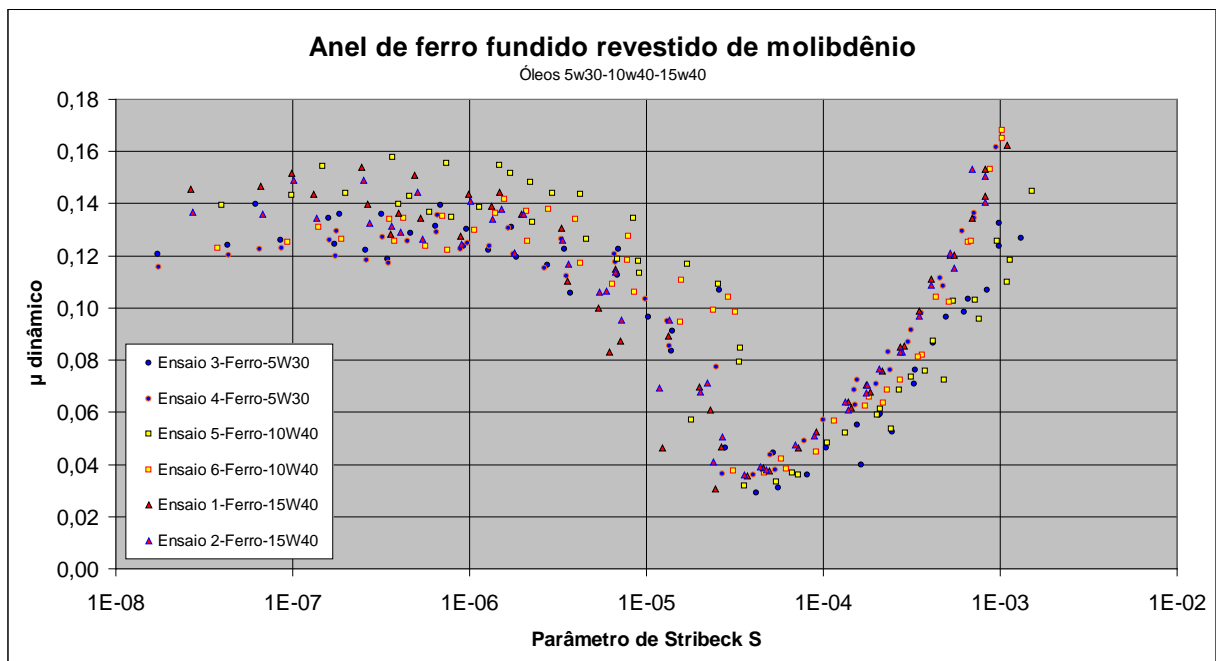
FIGURA 4.2 – Valores de atrito nas fases limite e mista de lubrificação para cada óleo com anel de aço



4.1.1.2 Resultados com o anel de ferro fundido

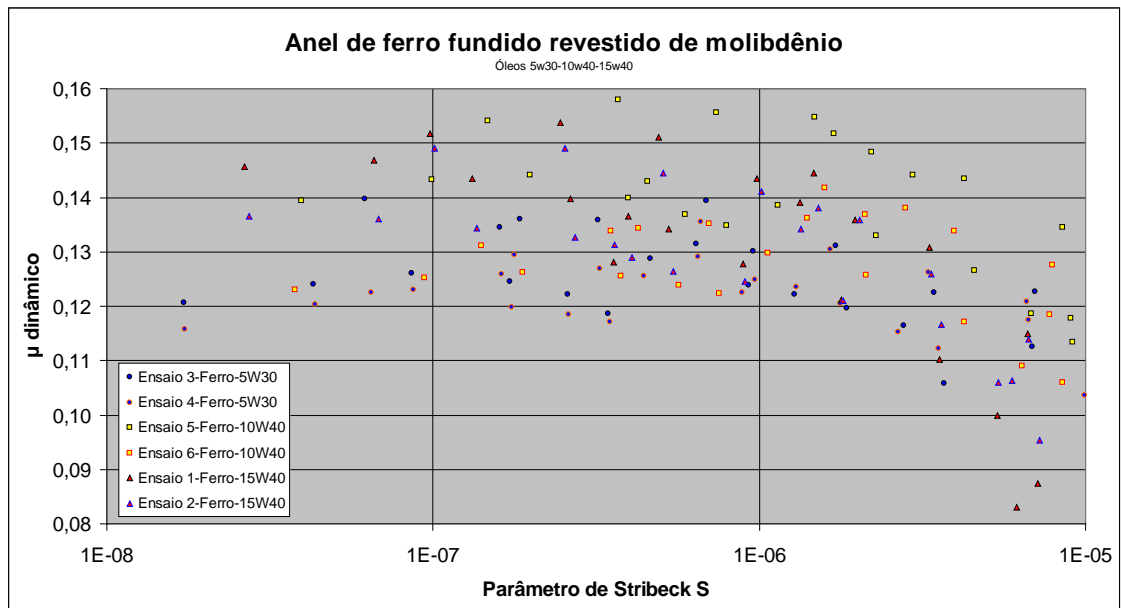
A caracterização da curva de Stribeck nos anéis de ferro fundido mostrou uma dispersão maior dos valores de coeficiente de atrito na fase de lubrificação limite e mista, porém um melhor rendimento em termos de atrito, com um início da fase hidrodinâmica ao redor de $S = 4.10^{-5}$ e valores de atrito menores (μ 0,035 contra 0,06 do anel de aço), como mostrado na Figura 4.3.

Figura 4.3 – Valores de atrito nas fases limite e mista de lubrificação para cada óleo



A maior dispersão nos valores de atrito para a fase limite e mista nos anéis de ferro fundido, mostrada na Figura 4.4, pode ser associada à maior dispersão na rugosidade dos anéis de ferro fundido, e também à camada de molibdênio depositada sobre a face de contato, que está sujeita à presença de porosidades na camada depositada.

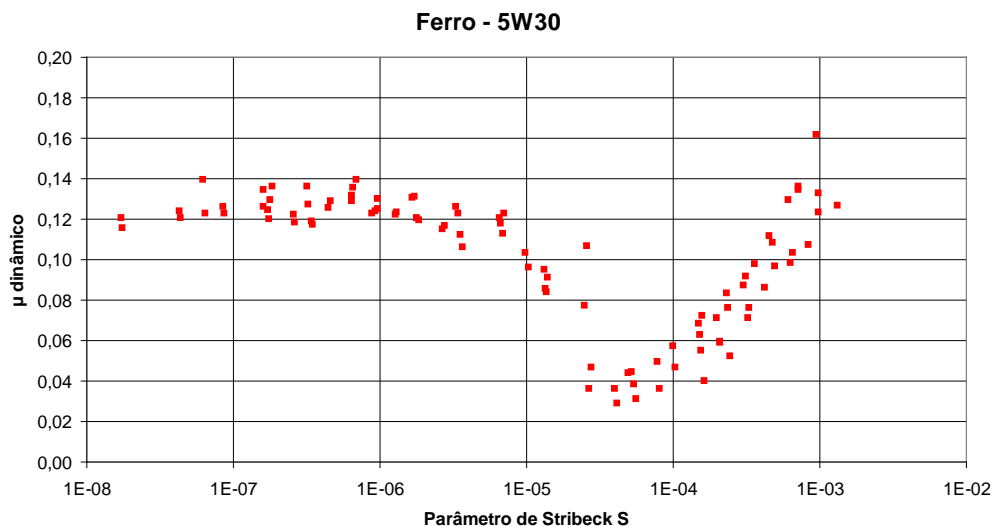
FIGURA 4.4 – Valores de atrito nas fases limite e mista de lubrificação para cada óleo com anel de ferro



4.1.1.3 Resultados para cada tipo de lubrificante

As Figuras 4.5, 4.6 e 4.7 mostram comparativamente os valores de coeficiente de atrito para cada lubrificante testado com os dois tipos de anéis em estudo. Evidencia-se claramente que o anel de ferro fundido mostra um comportamento melhor em relação ao atrito no início da fase hidrodinâmica independentemente do lubrificante utilizado.

FIGURA 4.5 – Curva de Stribeck com o óleo 5W30 e anéis de ferro fundido e aço



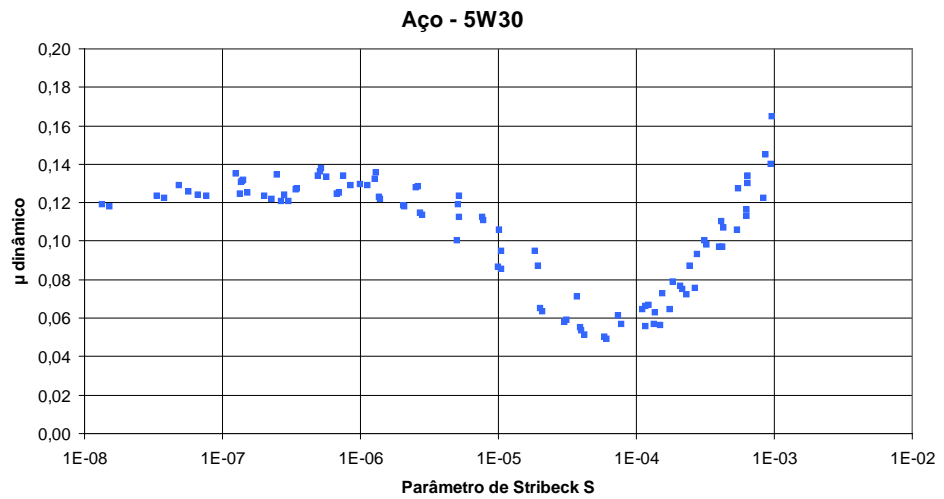


FIGURA 4.6 – Curva de Stribeck com o óleo 10W40 e anéis de ferro fundido e aço

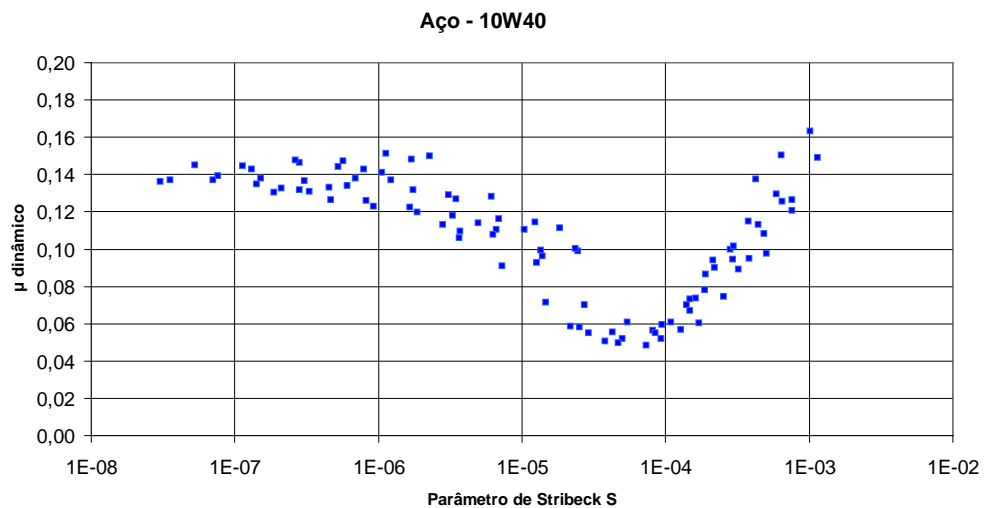
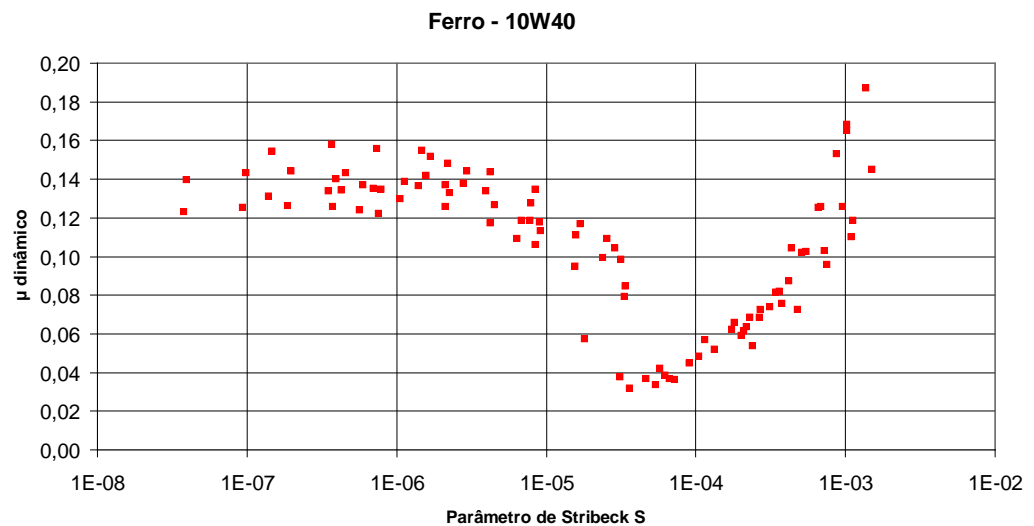
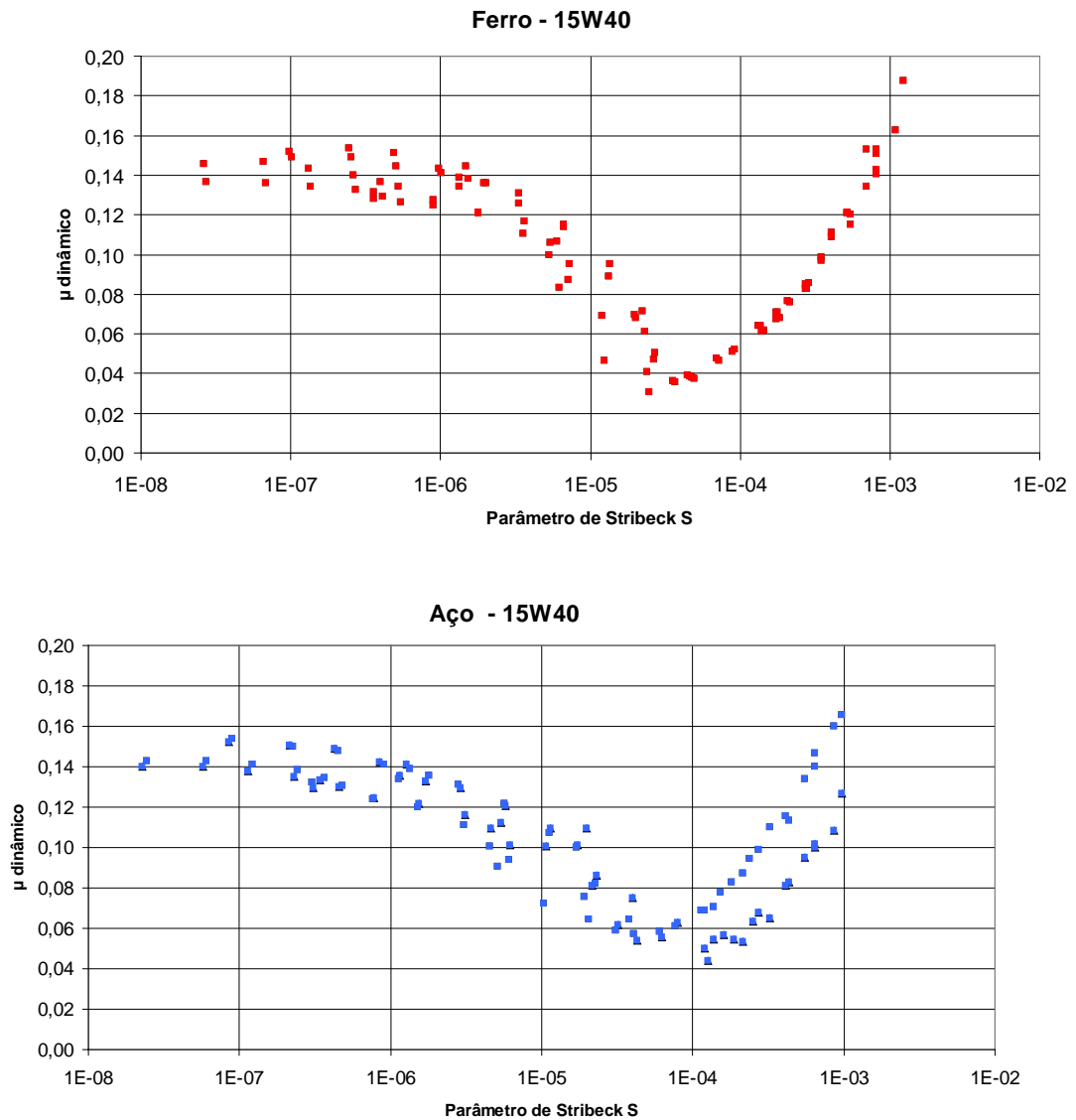


FIGURA 4.7 – Curva de Stribeck com o óleo 15W40 e anéis de ferro fundido e aço



4.1.1.4 Comparativo entre aço e ferro fundido

A Figura 4.8 mostra um comparativo geral entre os valores encontrados para os dois tipos de anéis. Pode-se identificar o melhor comportamento dos anéis de ferro fundido no início da fase hidrodinâmica. Este comportamento está associado à estrutura superficial do revestimento de molibdênio do anel de ferro fundido, que além da propriedade lubrificante do revestimento, apresenta menor dureza e a presença de irregularidades superficiais que proporcionam reservas de lubrificante para o contato com o cilindro. Nas Figuras 4.9 e 4.10 estão mostradas, respectivamente, as imagens obtidas em microscópio eletrônico de varredura da

superfície do depósito de molibdênio do anel de ferro fundido e da superfície do anel de aço nitretado.

FIGURA 4.8 – Curva de Stribeck para os anéis de aço e ferro fundido

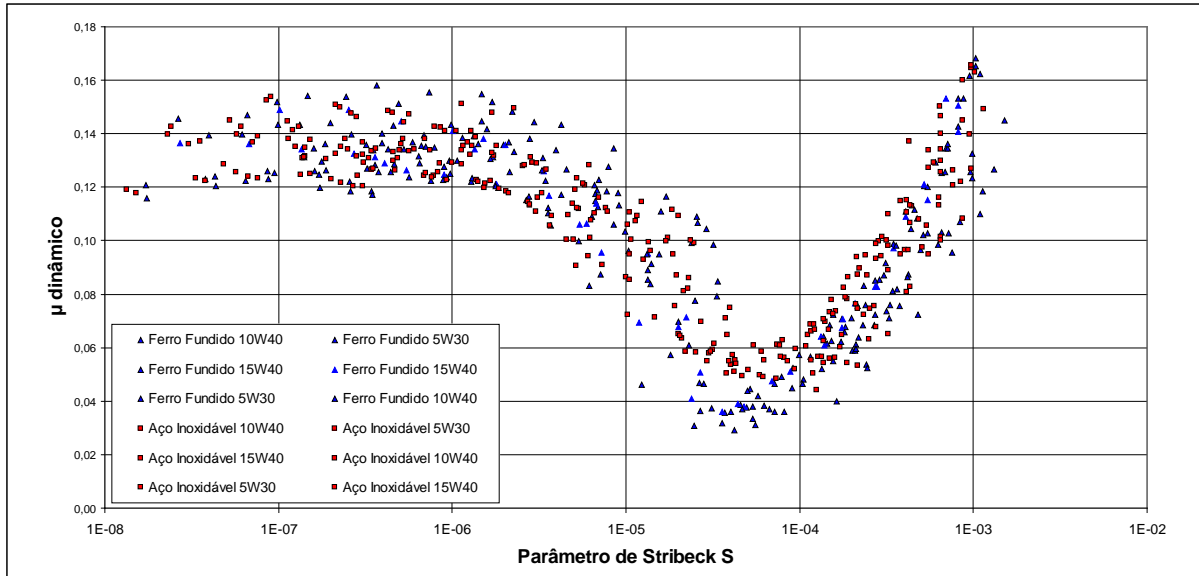


FIGURA 4.9 – Imagem do revestimento de molibdênio do anel de ferro fundido, obtida em um microscópio eletrônico de varredura, após a Curva de Stribeck.

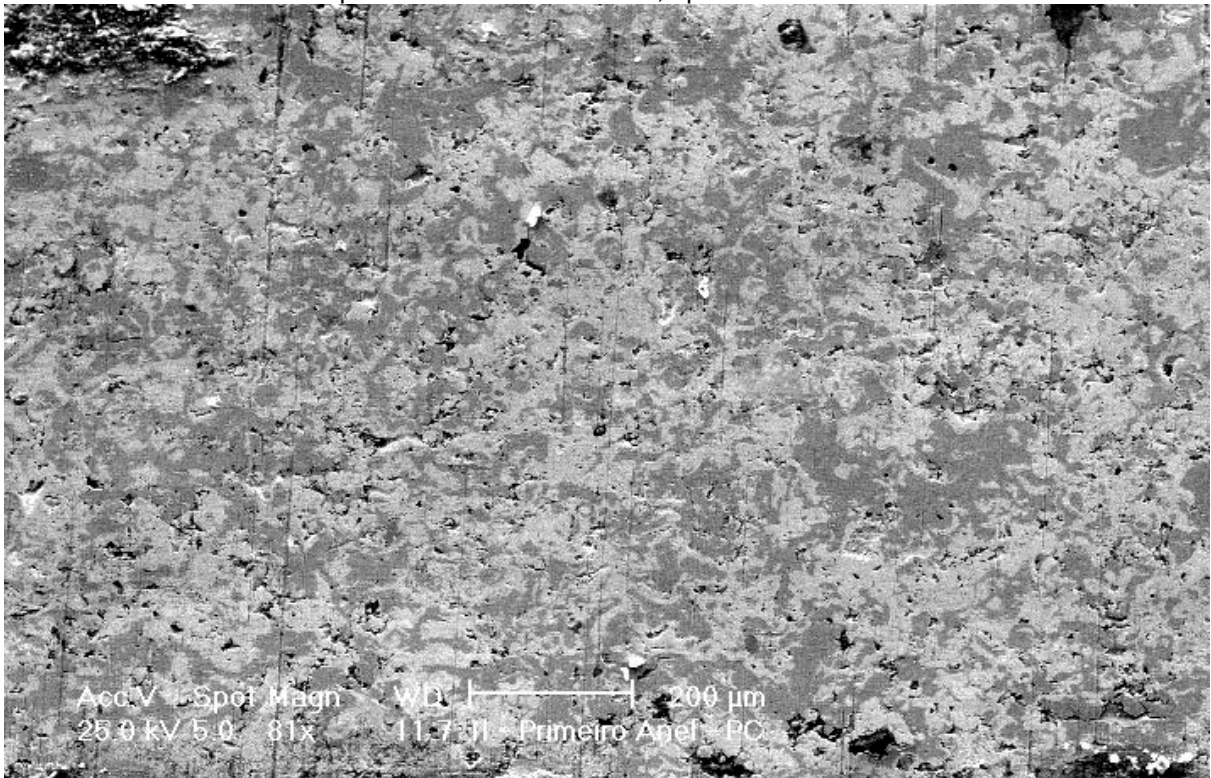
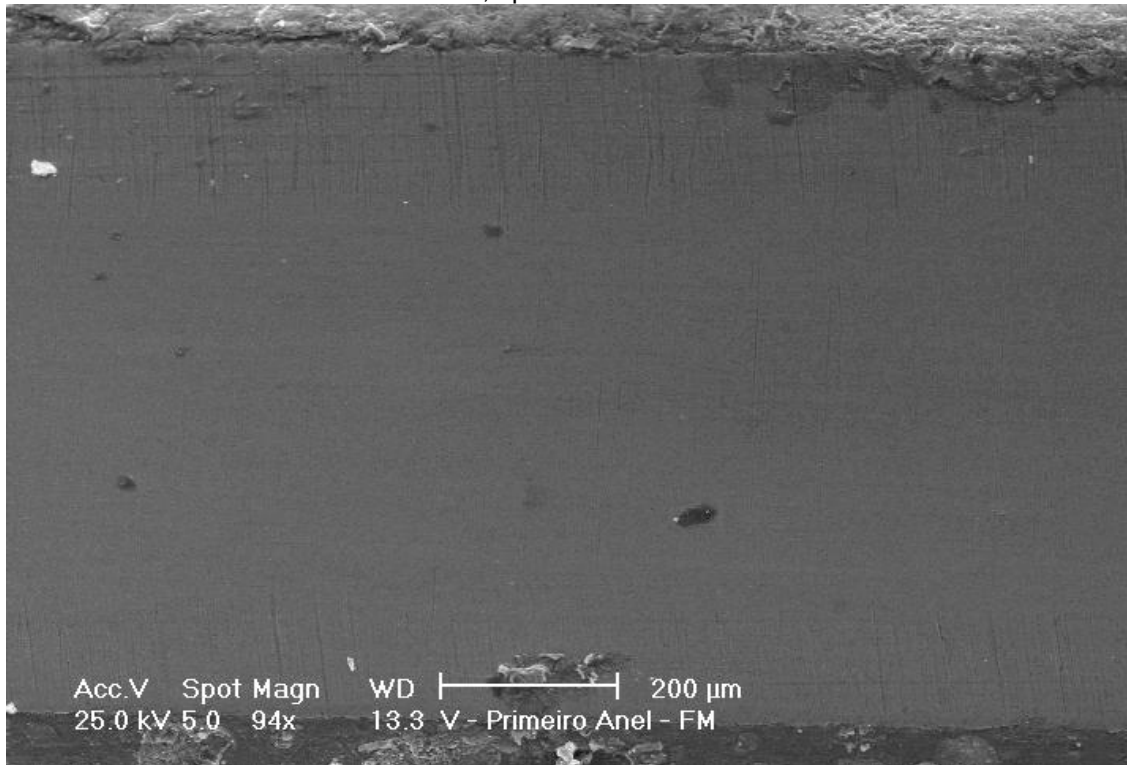


FIGURA 4.10 – Imagem da superfície do anel de aço nitretado, obtida em um microscópio eletrônico de varredura, após a Curva de Stribeck.



4.1.2 Determinação do desgaste do anel de aço e ferro fundido em ensaio no tribômetro de alta frequência

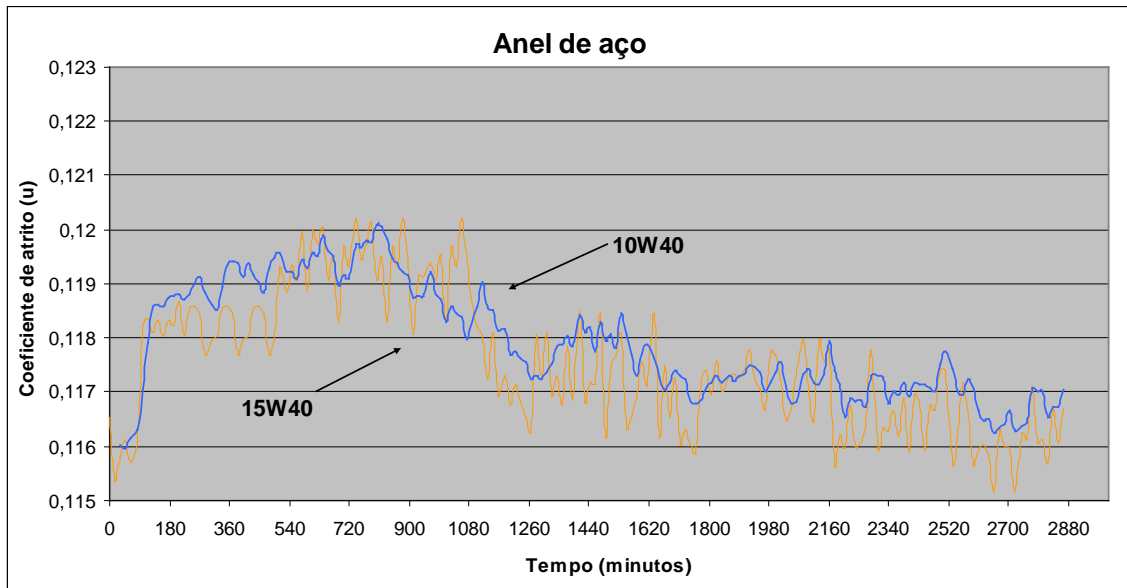
Para caracterização da evolução do coeficiente de atrito sobre os anéis sob o efeito da carga aplicada e lubrificação, foram efetuados ensaios de 692.000 ciclos com cada tipo de anel utilizando os lubrificantes 15W40 e 10W40.

4.1.2.1 Desgaste do anel de aço

O anel de aço apresentou uma evolução do coeficiente de atrito muito próxima entre os dois tipos de lubrificantes testados. Inicialmente o coeficiente de atrito no ensaio sofreu um leve aumento, partindo de 0,116 e chegando a 0,119 em ambos os casos, com uma estabilização ao redor deste valor à 700 minutos de ensaio. A estabilização dos valores de coeficiente de atrito em ambos os casos ocorrem aproximadamente a partir de 1800 minutos com valores ao redor de 0,116-0,117 μ , como mostrado na Figura 4.11. Evidenciou-se um tempo longo de desgaste inicial das superfícies e formação de um tribofilme. Devido ao fato do anel de aço ser

nitretado com alta dureza (1050HV na superfície e camada nitretada de 70 μm com dureza nesta profundidade de 550HV) e acabamento superficial com baixa rugosidade (Rz máximo de 1 μm) não é de se esperar um desgaste elevado do mesmo.

FIGURA 4.11 – Evolução do coeficiente de atrito do anel de aço com óleo 15W40 e 10W40.



Após os ensaios as superfícies foram controladas em um perfilômetro Mahr Concept utilizando o software de controle de rugosidade para quantificar o perfil e a rugosidade da região testada no ensaio de deslizamento. Controlando a região central do contato foi medido um valor médio de Rz de 0,40 μm para o anel testado com o lubrificante 15W40 e 0,45 μm para o anel testado com 10W40. Comparando estes valores com as medições iniciais das amostras que eram de 0,85 μm e 0,96 μm (amostras nº 07 e 08) verificamos que houve um polimento da superfície provocado pelo contato deslizante do ensaio. A Figura 4.12 mostra uma foto da região do anel ensaiada e a Figura 4.13 o perfil da superfície de contato do anel após o teste.

FIGURA 4.12 – Região central do anel deslizada contra o cilindro e perfil medido após o teste.

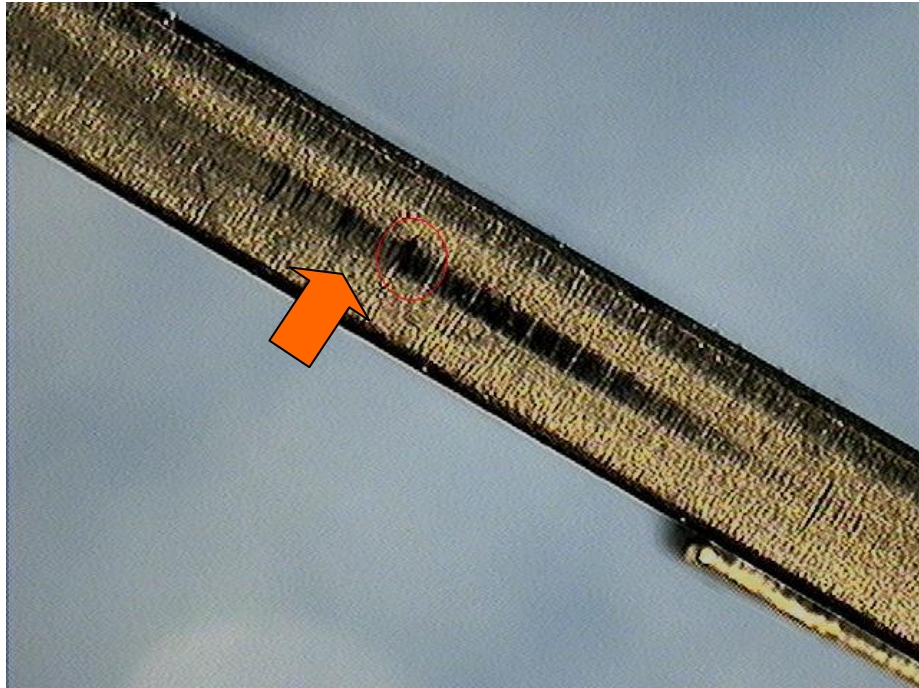
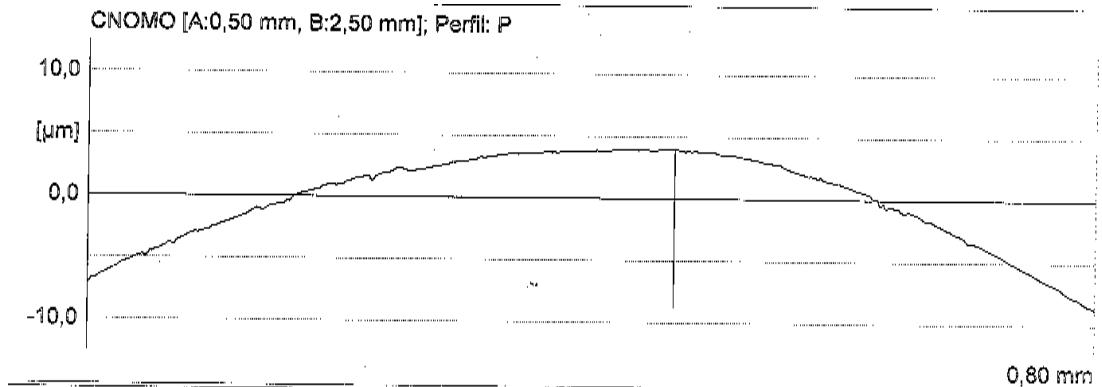
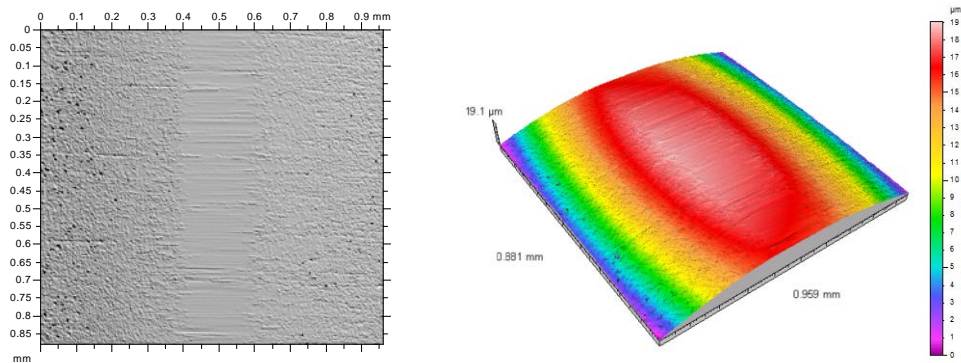


FIGURA 4.13 – Perfil do anel de aço medido após o teste.



O anel e o cilindro foram também caracterizados através de cartografia 3D para se levantar a topografia da superfície, identificando a largura de contato do deslizamento e o desgaste. A Figura 4.14 mostra uma imagem da cartografia onde nos dois casos (óleo 15W40 e 10W40) foram obtidas larguras de aproximadamente 0,2mm e um desgaste máximo na região central de 0,76 μm .

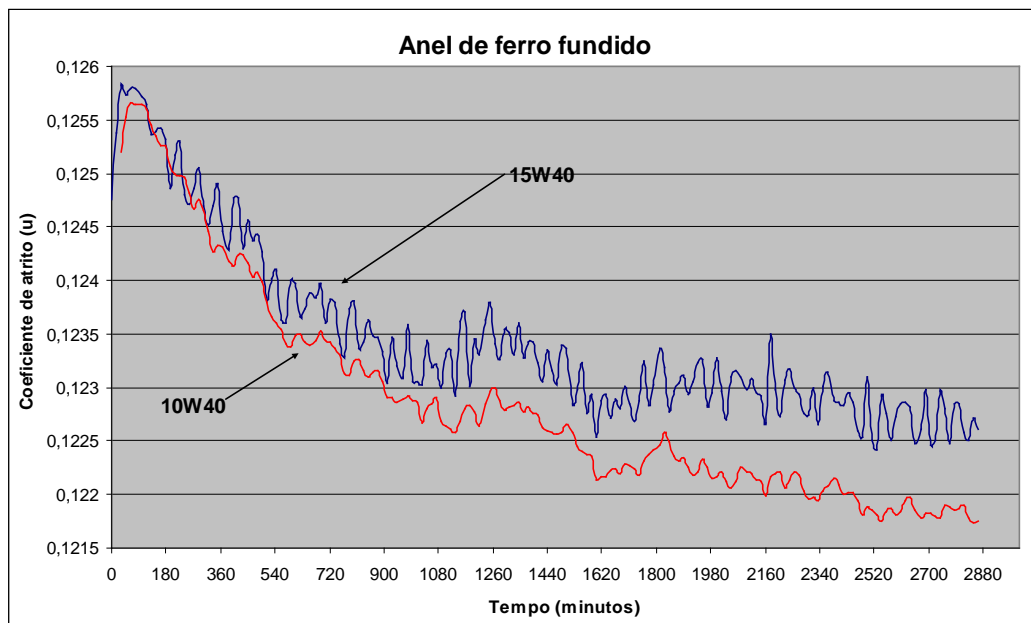
FIGURA 4.14 – Cartografia 3D da superfície do anel de aço após o ensaio.



4.1.2.2 Desgaste do anel de ferro fundido

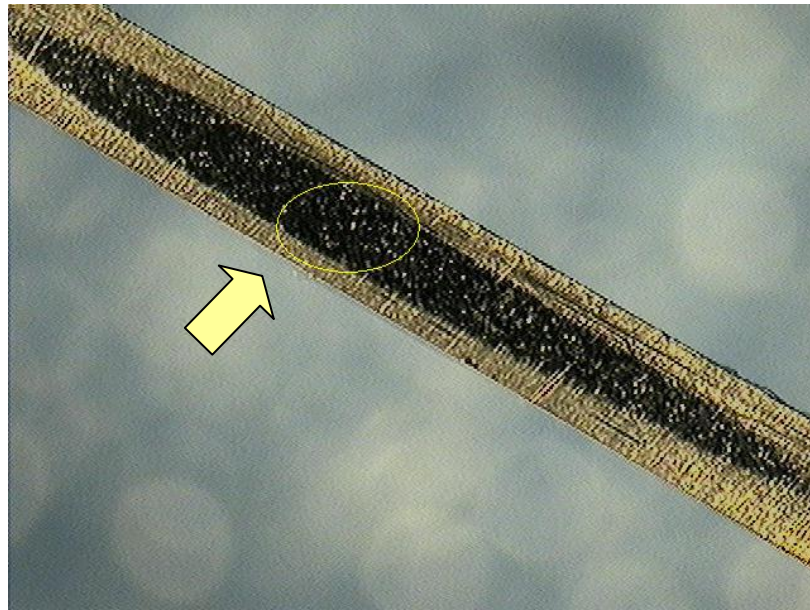
O anel de ferro fundido demonstrou um comportamento completamente diferente do anel de aço no ensaio de 692.000 ciclos. Os coeficientes de atrito das amostras testadas, nos dois casos, inicialmente apresentaram valores mais elevados que os anéis de aço, porém com uma queda significativa logo após o início do ensaio. Esta queda se deve ao fato do anel de ferro fundido possuir um revestimento de molibdênio aspergido por plasma que proporciona a formação de uma camada protetora no contato com o cilindro. Este molibdênio rapidamente forma um tribofilme entre as superfícies reduzindo o coeficiente de atrito entre os mesmos. A Figura 4.15 mostra o comportamento dos dois anéis de ferro fundido.

FIGURA 4.15 – Evolução do coeficiente de atrito do anel de ferro fundido com óleo 15W40 e 10W40.



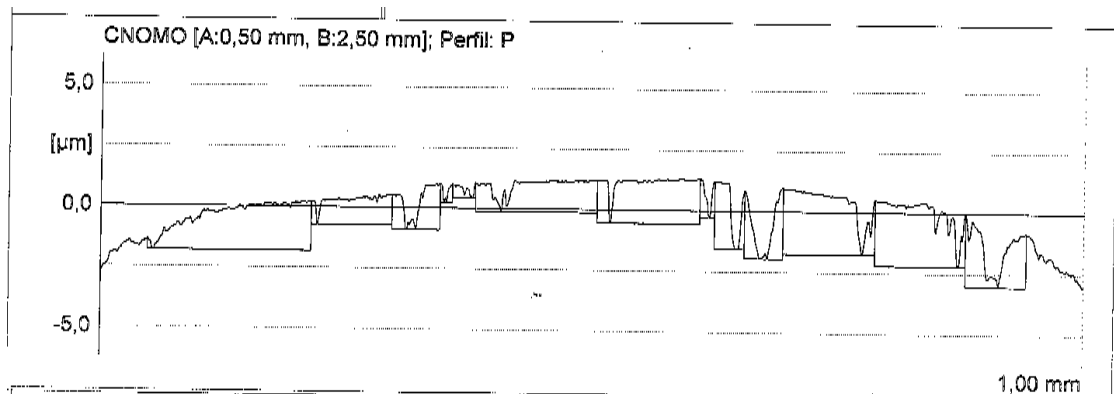
Apesar de proteger a superfície do anel no contato com o cilindro, a camada de molibdênio é gradativamente desgastada pelo deslizamento e por isso a área de contato do anel de ferro fundido é muito maior que o anel de aço. A Figura 4.16 mostra uma foto da área de contato do anel de ferro com o cilindro.

FIGURA 4.16 – Região de contato do anel de ferro fundido com o cilindro.



Na Figura 4.17 é apresentado o resultado da medição de perfil e rugosidade sobre o anel de ferro fundido após o teste.

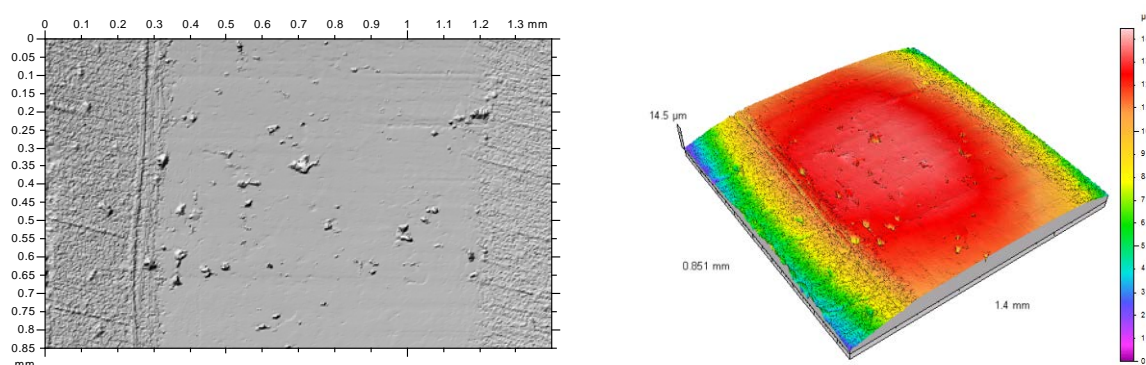
FIGURA 4.17 – Perfil do anel de ferro fundido medido após o teste.



O controle deste anel apresentou um valor de rugosidade (R_z) de $1,874\mu\text{m}$ para o anel testado com óleo 15W40 e $1,789\mu\text{m}$ para o teste com óleo 10W40, sendo estes valores inferiores aos medidos inicialmente, $2,32$ e $2,42\mu\text{m}$ (amostras nº

07 e 08) respectivamente. Isto mostra que o anel de ferro fundido em seu funcionamento sofre um desgaste da região de revestimento de molibdênio que causa a redução da rugosidade, mas um aumento significativo da área de contato com o cilindro, como mostrado na Figura 4.18.

FIGURA 4.18 – Cartografia 3D da superfície do anel de ferro fundido após o ensaio.



A maior largura do contato sobre os anéis de ferro fundido foi de 0,9mm com um desgaste na região central do contato de 3,3 μ m.

Deste modo, o desgaste sobre a superfície do anel de ferro fundido é 4 vezes superior ao anel de aço para as mesmas condições de ensaio.

4.2 ENSAIOS EM DINAMÔMETRO

Com o intuito de tentar identificar possibilidades de melhorias nos anéis de primeiro canaleta, e a possibilidade de aplicação do anel de ferro fundido nos motores flex fuel, ensaios em dinamômetro com um motor 1.6 flex, foram necessários para se determinar o comportamento destes anéis em relação ao desgaste em uma aplicação real sobre o motor. Este tipo de aplicação induz outros parâmetros, além da carga e temperatura, que contribuem em muito para a correta durabilidade e confiabilidade do sistema anel-pistão-cilindro. No motor o anel de primeiro canaleta estará muito mais sujeito às variações térmicas e de esforços que em um ensaio em laboratório. Além do meio de funcionamento ter forte influência no seu rendimento devido aos depósitos e agentes corrosivos presentes no processo de combustão. Desta forma os ensaios dinamômetro de motor se tornaram obrigatórios para o conhecimento do comportamento real dos componentes em relação ao desgaste.

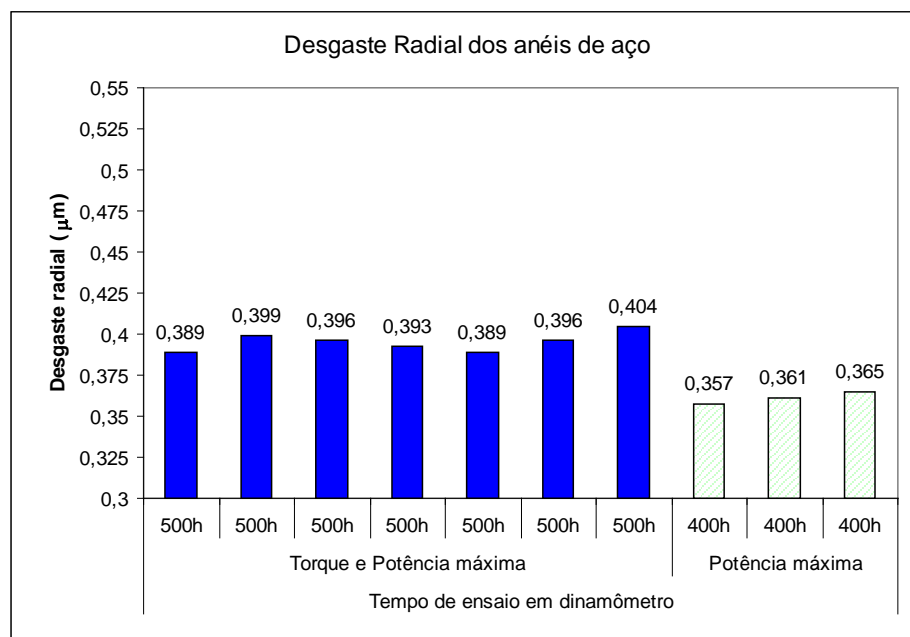
Após os ensaios em dinamômetro os anéis de primeiro canaleta foram desmontados e analisados. Esta análise consistiu de inspeção visual do estado dos anéis, metrologia, microestrutura e medição de dureza. O desgaste dos anéis foi avaliado em relação ao Desgaste Radial, um parâmetro amplamente utilizado pelos fabricantes de anéis para avaliar o desgaste do componente após o funcionamento. O Desgaste Radial (D_r) é calculado à partir do valor da folga média do anel (folga final – folga inicial) dividido por 2π . Como mostrado na equação 4.1.

$$D_r = \frac{(FOLGA_{final} - FOLGA_{inicial})}{2\pi} \quad (4.1)$$

4.2.1 Inspeção e controle dos anéis de após os testes

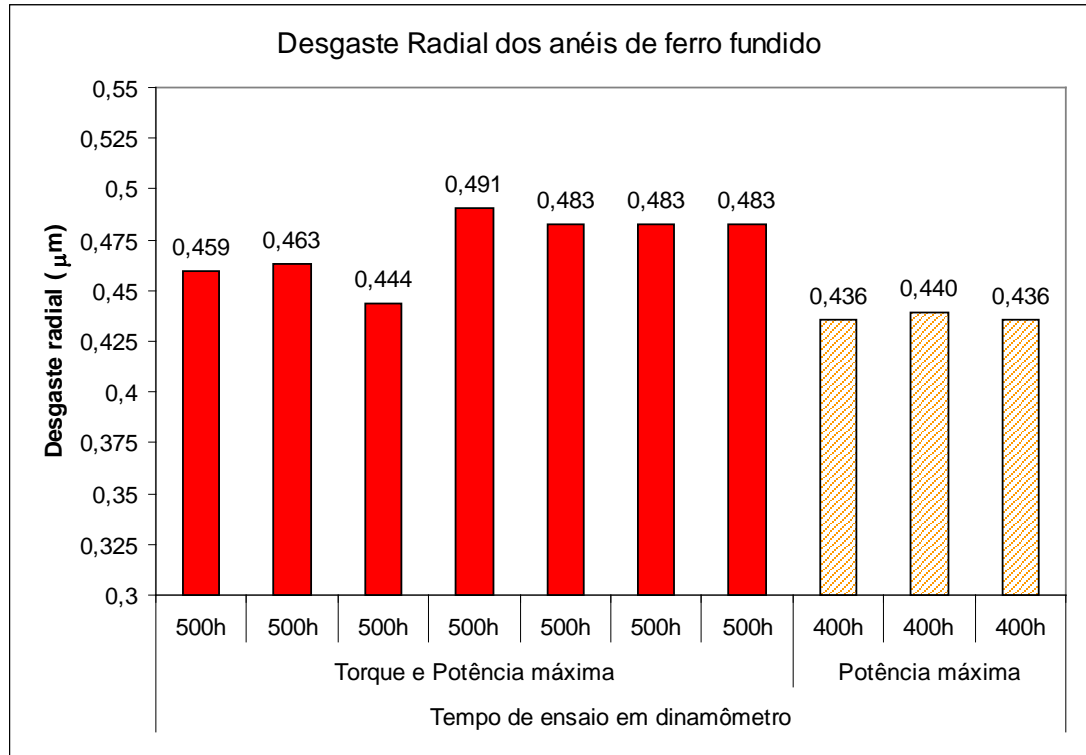
Foram testados em dinamômetros 10 anéis de primeiro canaleta em aço e 10 em ferro fundido. A Figura 4.19 mostra o desgaste radial dos anéis de aço, obtidos a partir da medição da folga dos anéis, após os ciclos de 500h e 400h. O desgaste radial dos anéis de aço no ciclo de 500h é 9% superior ao ciclo de 400h. Este desgaste superior é devido às maiores solicitações térmicas e de pressão do ciclo entre torque e potência máximos.

FIGURA 4.19 – Desgaste radial dos anéis de aço após ensaios em dinamômetro.



A Figura 4.20 mostra o desgaste radial medido sobre os anéis de ferro fundido após os ensaios. Sendo o desgaste 7% superior no ciclo de torque e potência máxima.

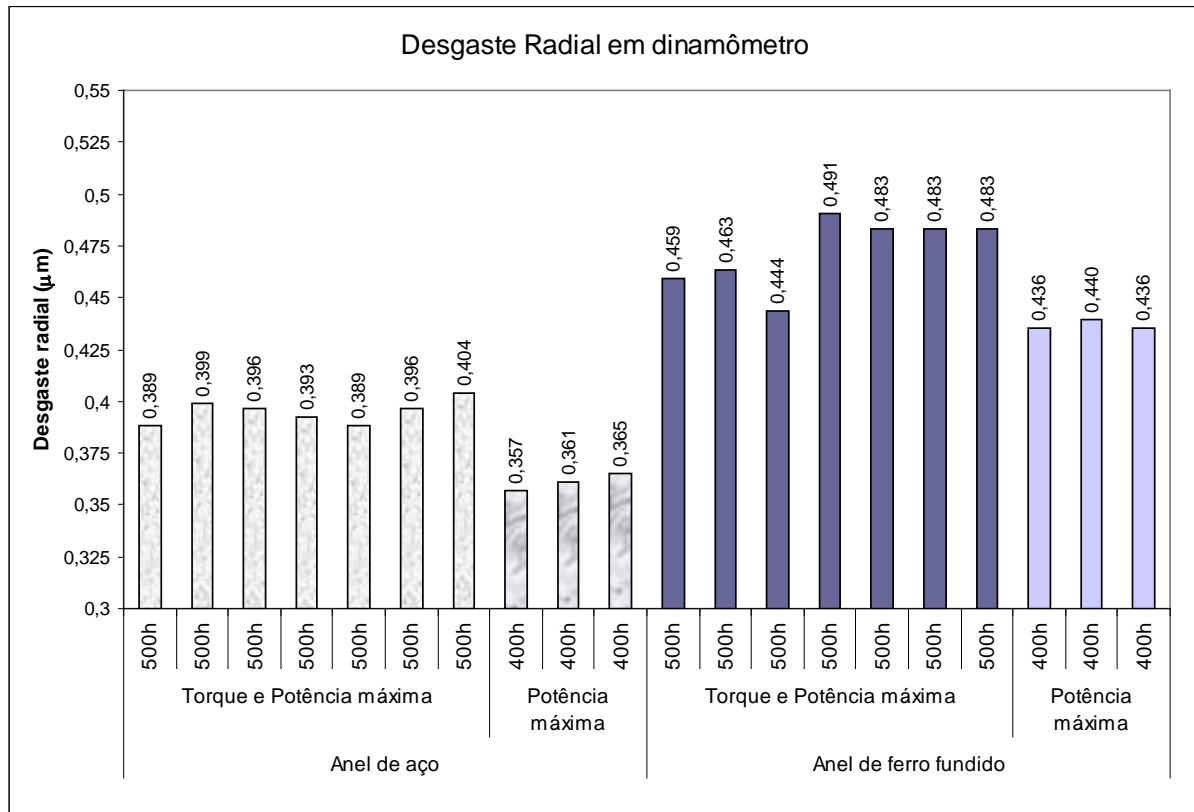
FIGURA 4.20 – Desgaste radial dos anéis de ferro fundido após ensaios em dinamômetro.



Os anéis de ferro fundido apresentaram desgaste radial superiores aos anéis de aço, reafirmando as informações encontradas nos ensaios em tribômetro.

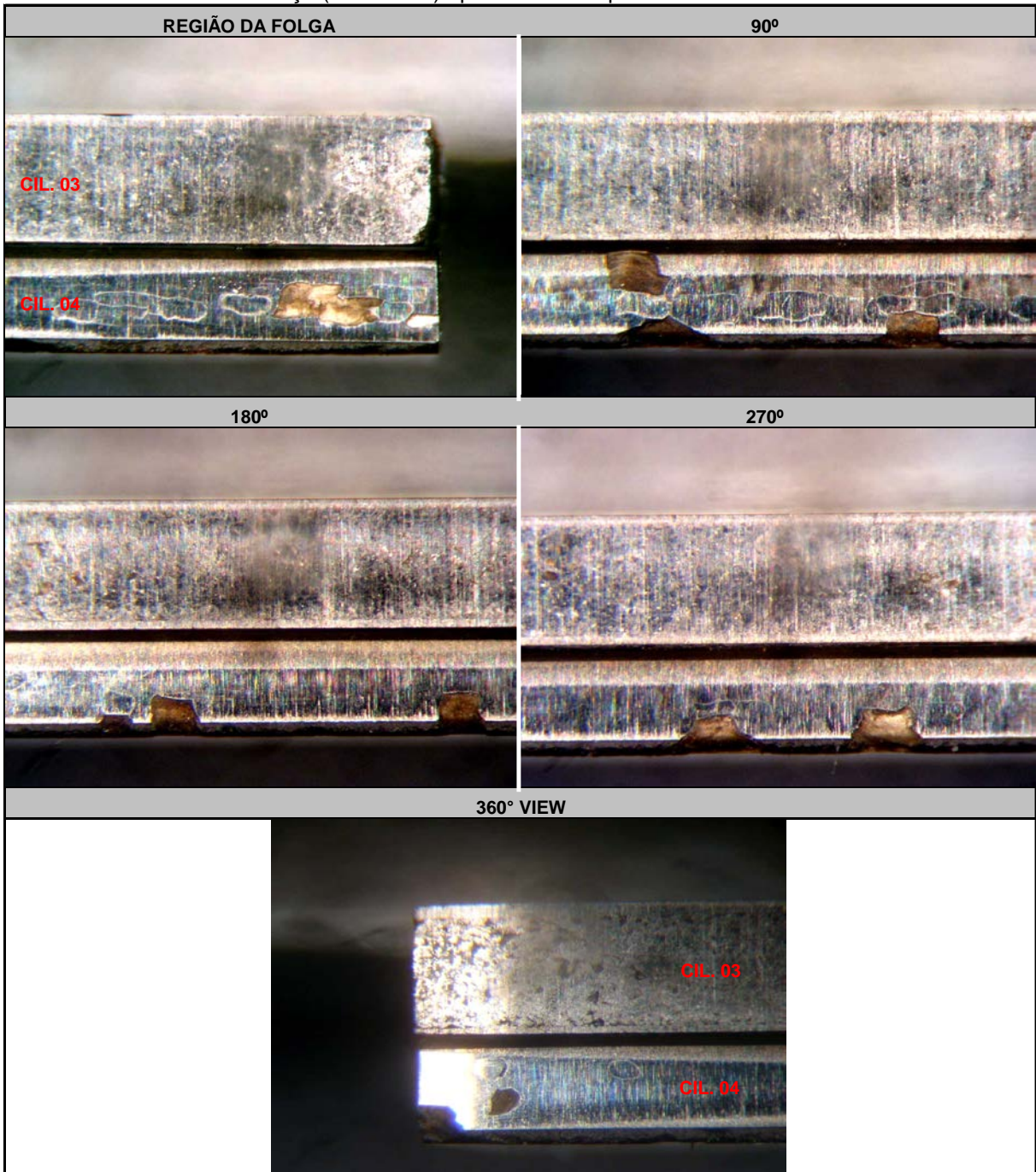
A Figura 4.21 mostra comparativamente o desgaste em todos os anéis testados.

FIGURA 4.21– Comparação do desgaste radial dos anéis de ferro fundido e aço em dinamômetro.



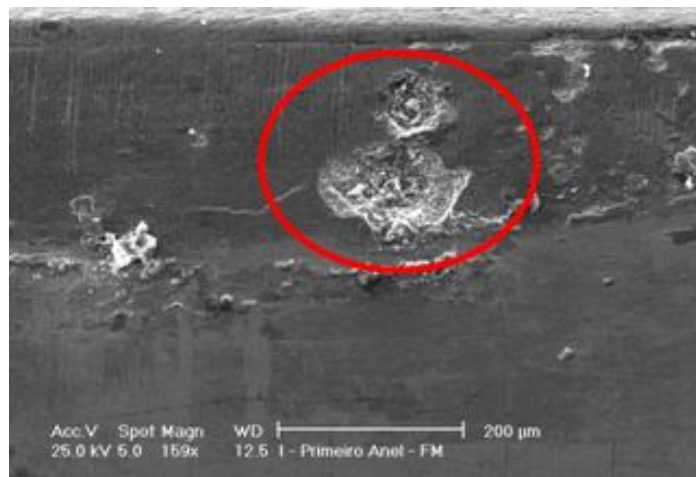
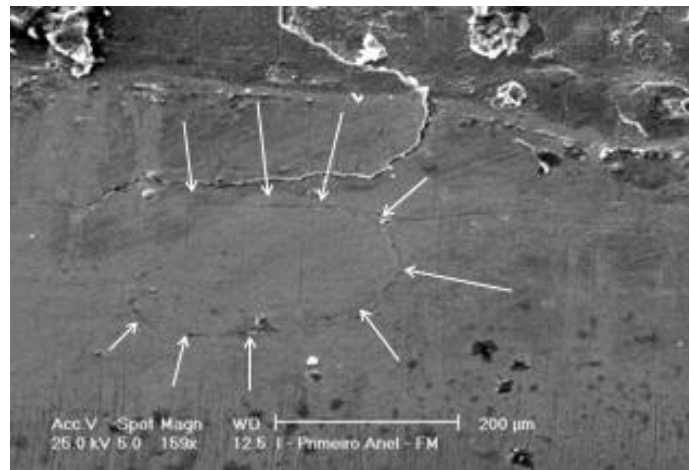
Após os ensaios de potência máxima, a inspeção visual dos anéis de aço evidenciou a presença de trincas na superfície nitretada com destacamento de partículas da superfície. A Figura 4.22 mostra a lateral dos anéis de aço e ferro fundido. Nos anéis de ferro fundido pode-se verificar o aumento da área de contato com o cilindro, maior que o anel de aço, como visto nos anéis testados em tribômetro.

FIGURA 4.22 – Desgaste da superfície de contato com o cilindro do anel de ferro fundido (cilindro 03) e aço (cilindro 04) após ensaio de potência máxima



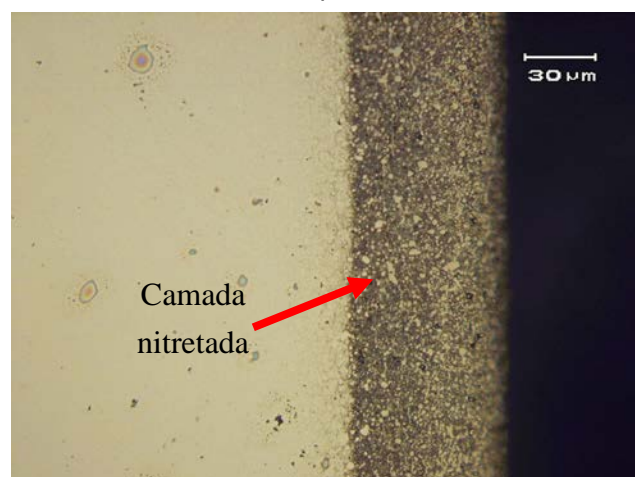
A inspeção das superfícies de contato do anel, com o cilindro no microscópio eletrônico de varredura evidenciou a presença de trincas na superfície nitretada e pontos de destacamento de material, como mostrado na Figura 4.23.

FIGURA 4.23–Trinca e destacamento de material evidenciado no microscópio eletrônico de varredura



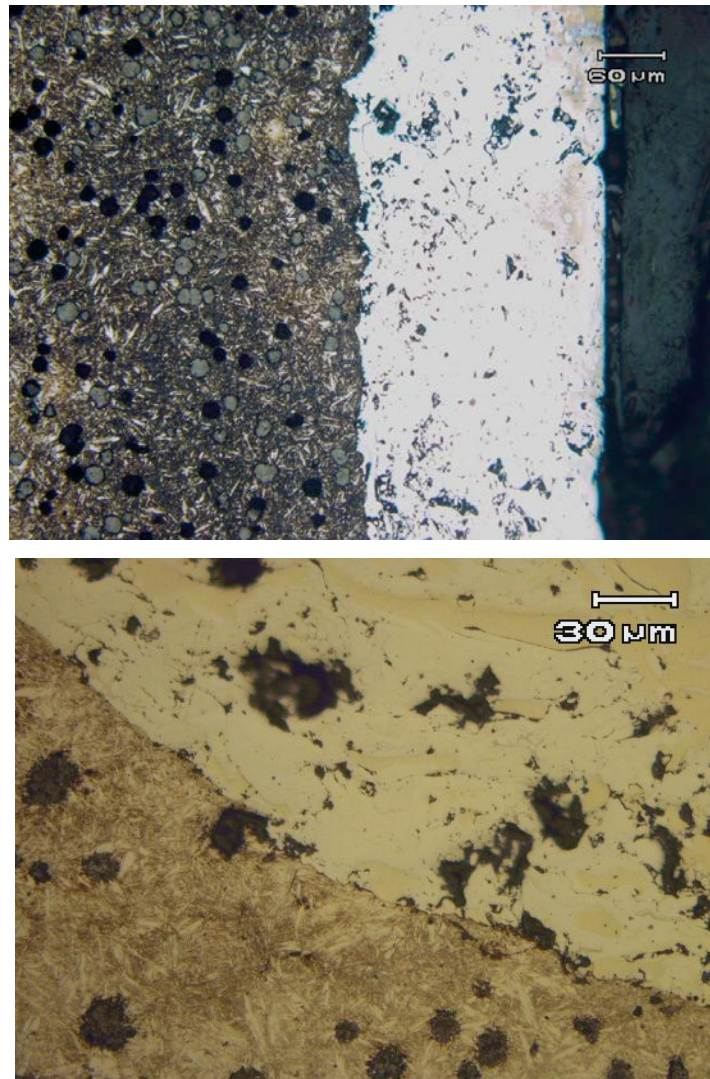
A metalografia e a varredura da microdureza (Figura 4.24) confirmaram a conformidade do anel, com uma camada nitretada de 70µm e uma dureza superficial de 960HV.

FIGURA 4.24 – Metalografia da superfície nitretada do anel de aço com camada de nitretação de 70µm.



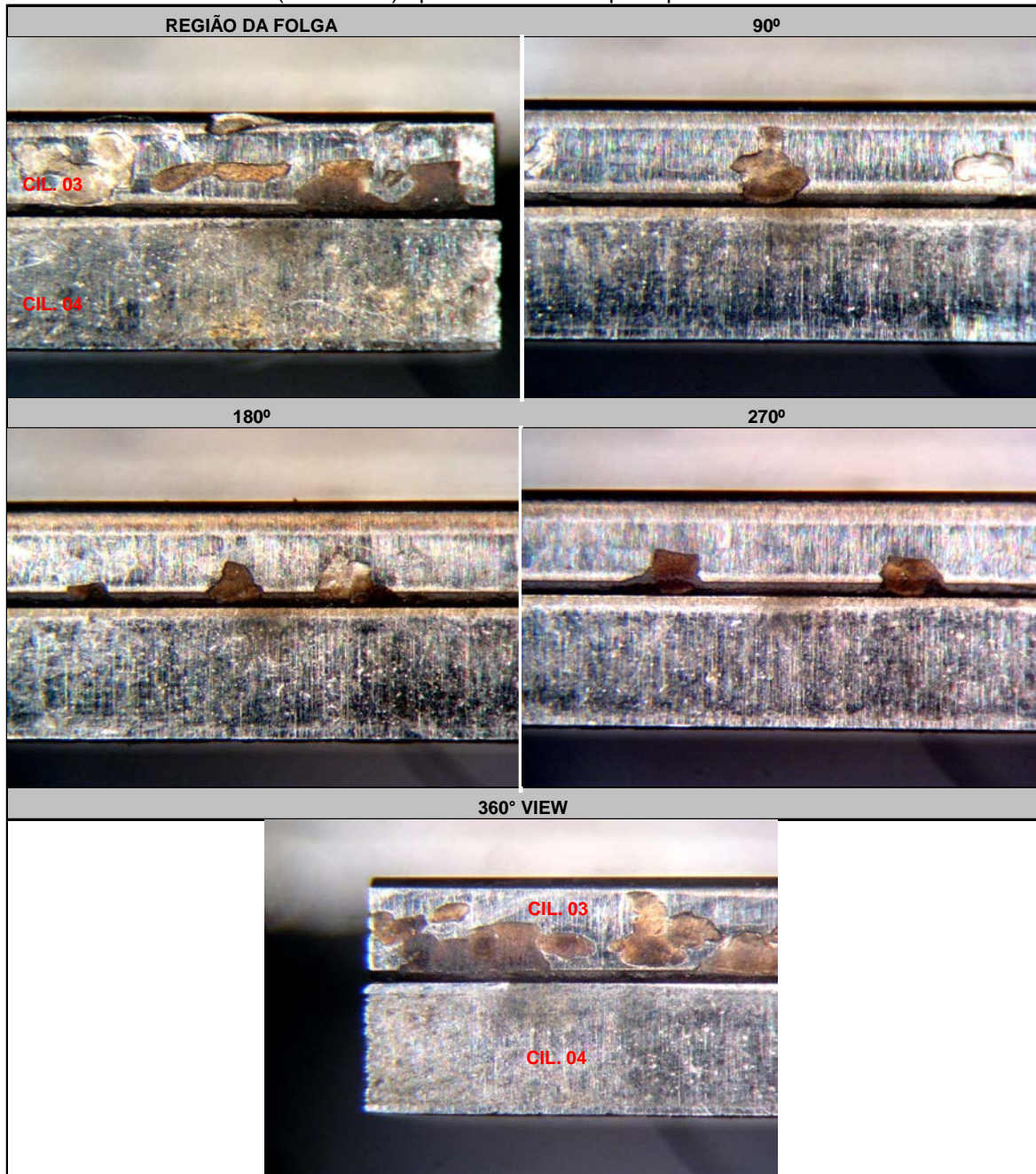
A metalografia dos anéis de ferro fundido mostrou uma redução da camada depositada ocasionada pelo desgaste, porém uma boa uniformidade na região de interface entre o material de base do anel e o depósito de molibdênio. Na medição da dureza na superfície de molibdênio encontrou-se um valor médio de 635HV (Figura 4.25).

FIGURA 4.25 – Metalografia da superfície do anel de ferro fundido e da interface entre o ferro e a camada de molibdênio



Após os ensaios entre torque máximo e potência máxima também se evidenciou uma deterioração da superfície de contato do anel de aço com o cilindro, como mostrado na Figura 4.26.

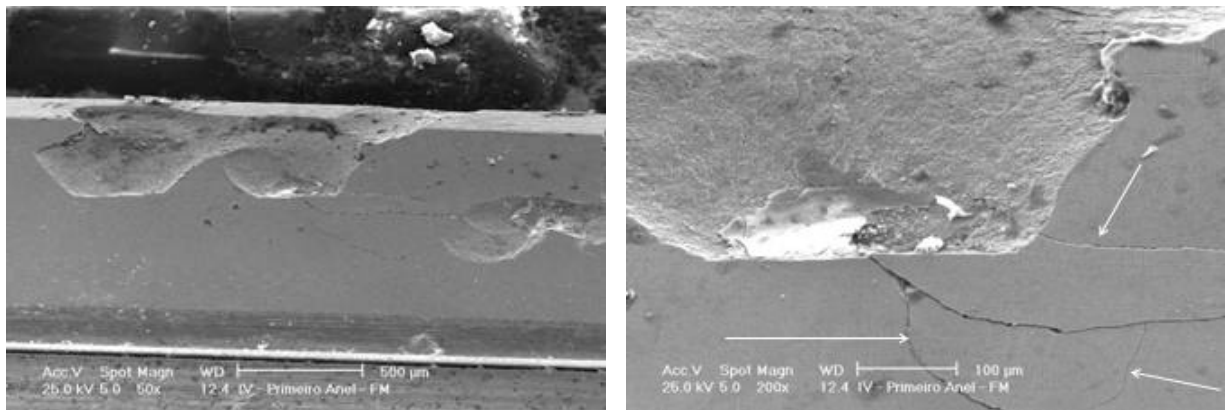
FIGURA 4.26 – Desgaste da superfície de contato com o cilindro do anel de aço (cilindro 03) e ferro fundido (cilindro 04) após ensaio de torque e potência máxima.



Os anéis de ferro fundido apresentavam uma larga faixa de contato lateral com o cilindro, justificando assim o maior desgaste destes anéis.

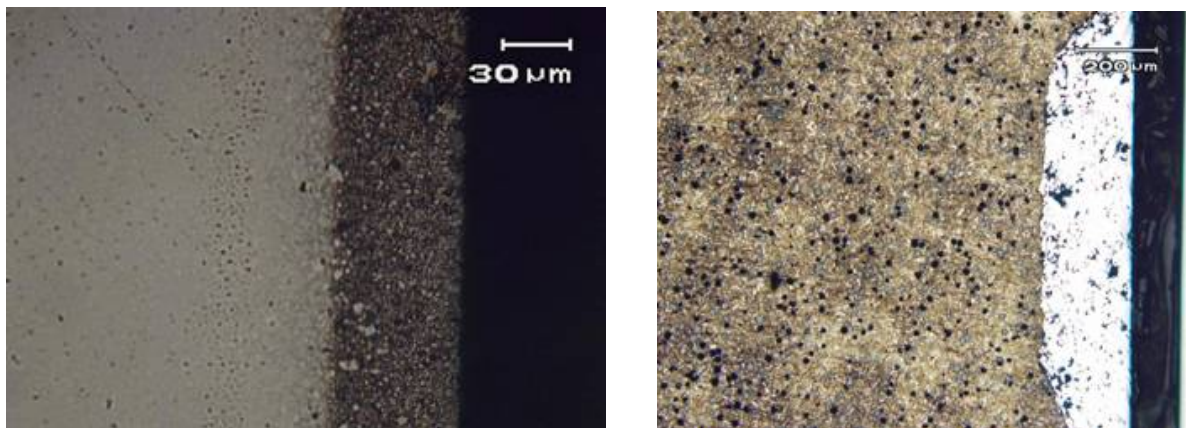
Na Figura 4.27 pode-se observar deslocamento da superfície do anel no flanco superior e a propagação de trincas que ocasionaram estes danos.

FIGURA 4.27 – Destacamento de material e presença de trincas propagadas na superfície dos anéis de aço do ensaio de torque máximo e potência máxima.



Através da metalografia dos anéis de aço e ferro fundido não foram evidenciados parâmetros não conformes em relação à especificação, como mostrado na Figura 4.28.

FIGURA 4.28 – Metalografia da superfície do anel de aço à esquerda, e do anel de ferro fundido à direita evidenciando a camada de molibdênio (região mais clara).



De maneira geral, nenhum dos motores analisados apresentaram degradações da superfície dos cilindros, mesmo após 400h ou 500h de ensaio. Os postos com anéis de aço não tiveram maiores marcações nos brunimento devido ao deslocamento da camada nitretada. Os outros parâmetros de funcionamento do motor se mantiveram constantes. Finalmente, pode-se afirmar que não houve modificações no comportamento do motor com a utilização de anéis de ferro fundido no lugar de anéis de aço para o funcionamento em álcool.

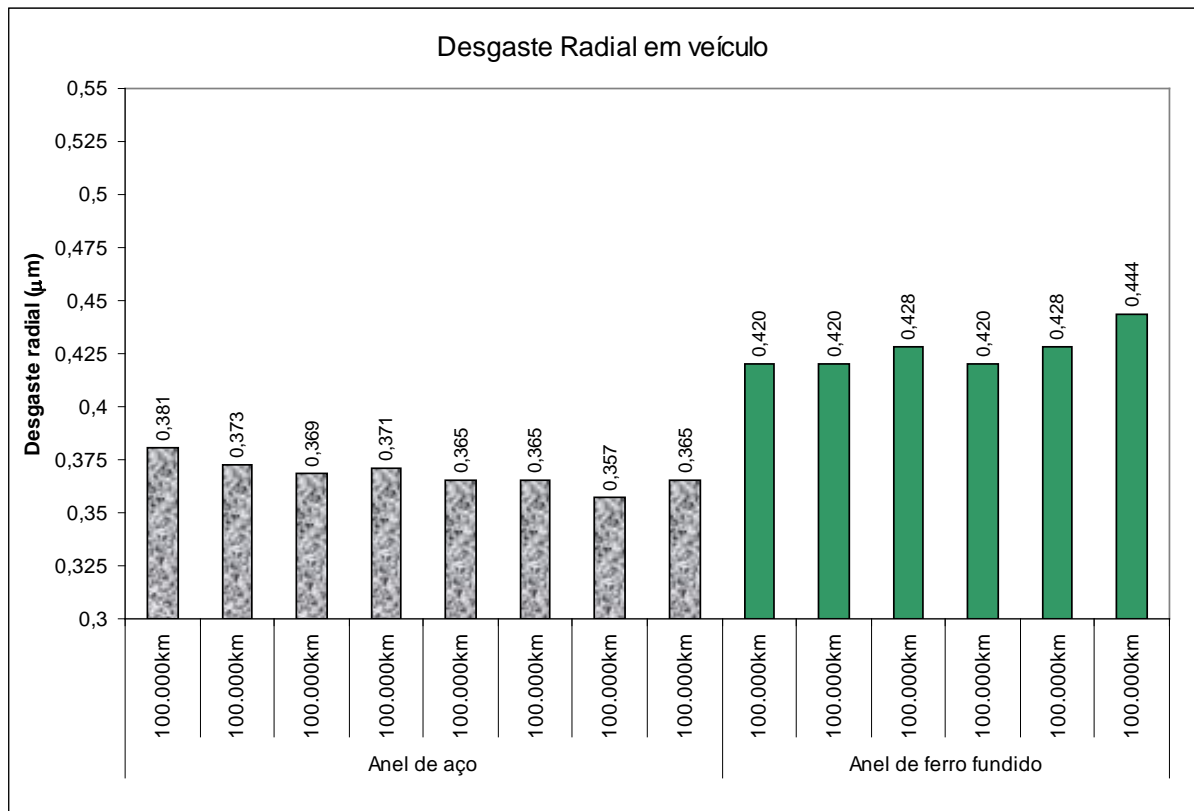
4.3 ENSAIOS EM VEÍCULO

Durante 100.000km, 14 amostras de anéis foram testadas em veículo para identificar a quantidade de desgaste e estado da superfície.

4.3.1 Inspeção e controle dos anéis após os testes

O desgaste encontrado nos anéis de aço dos veículos foram inferiores aos desgastes dos ensaios de torque máximo e potência máxima, porém similares aos ensaios de potência máxima, como mostrado na Figura 4.29.

FIGURA 4.29 – Desgaste radial dos anéis de aço após 100.000km de rodagem sobre veículo.

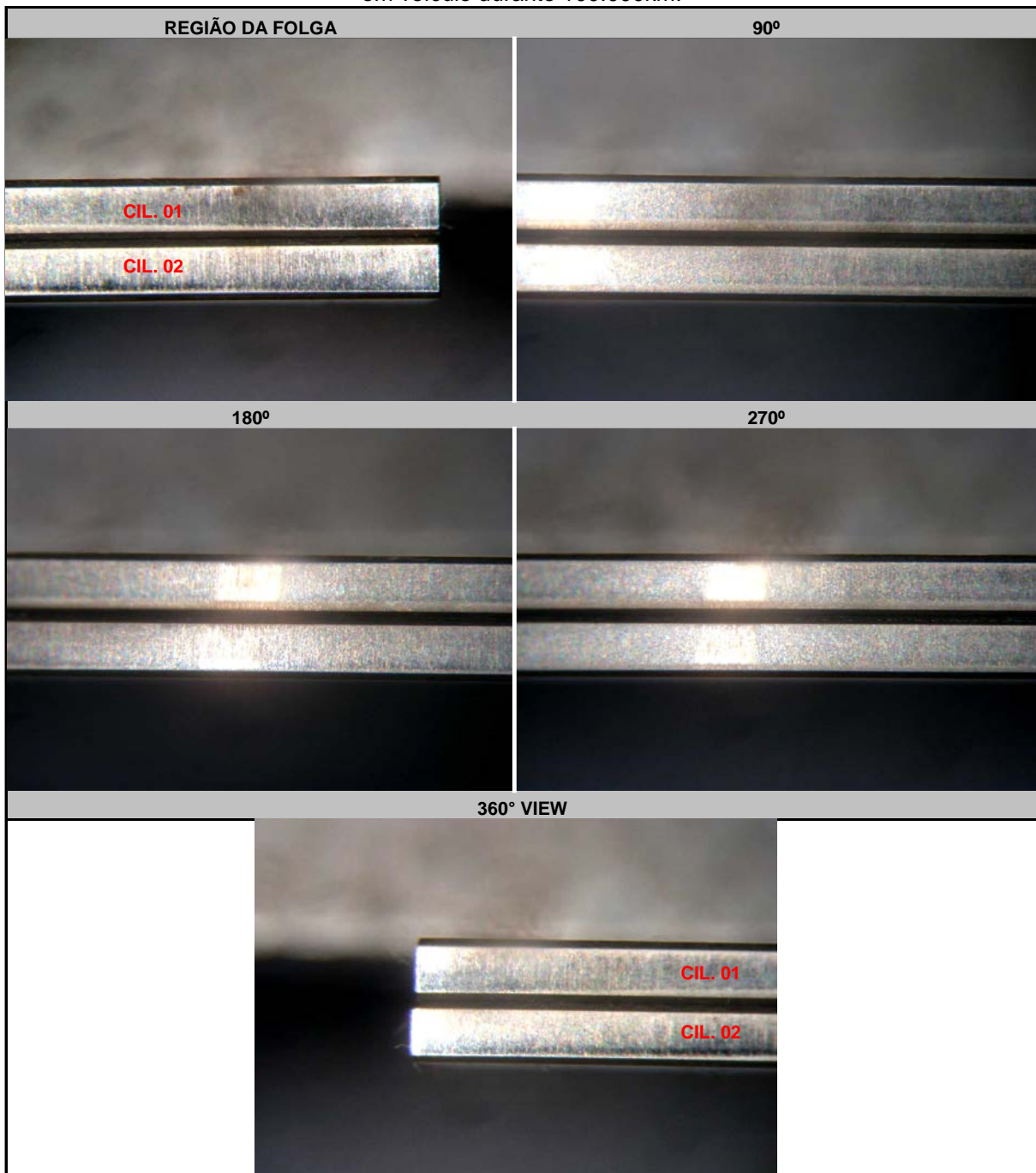


Os anéis de ferro fundido continuaram apresentando valores de desgaste maiores que os anéis de aço, porém inferiores aos ensaios em dinamômetros. Como de se esperar devido à menor solitação em veículo.

Mesmo com um desgaste próximo aos valores do ciclo de potência máxima, a superfície do anel de aço apresentou poucas incidências de trincas e deteriorações como visto anteriormente sobre outros ensaios. Isto indica que o desgaste do anel

ocorreu devido ao tempo de funcionamento (aproximadamente 6 meses para se realizar 100.000km), e que as cargas e temperaturas às quais os anéis está severamente exposto nos ensaios em dinamômetro, não estiveram freqüentemente presentes no teste em veículo. A Figura 4.30 mostra o estado dos anéis após 100.000km.

FIGURA 4.30– Fotos da superfície de contato com o cilindro de anéis de aço após ensaio de rodagem em veículo durante 100.000km.



A metalografia dos anéis mostrou conformidade à especificação da camada nitretada, como mostrado na Figura 4.31, e um ponto de pequeno destacamento da superfície na Figura 4.32.

FIGURA 4.31 – Metalografia da superfície do anel de aço proveniente do ensaio em veículo.

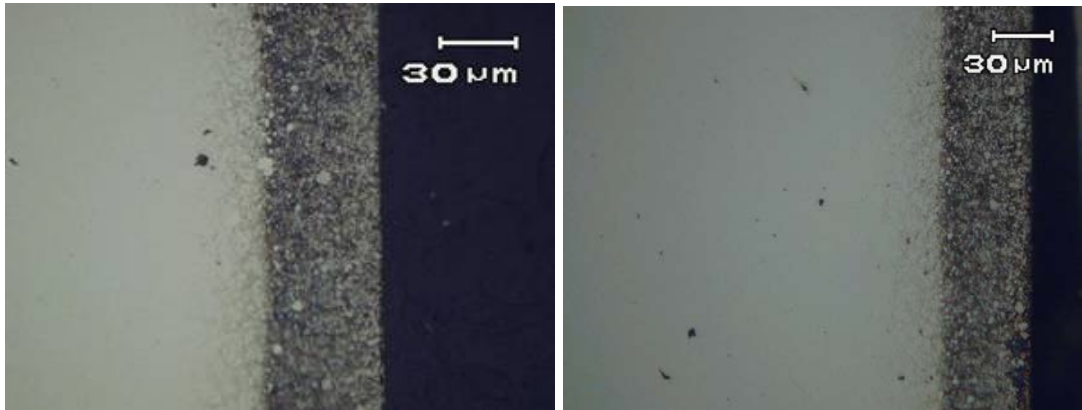
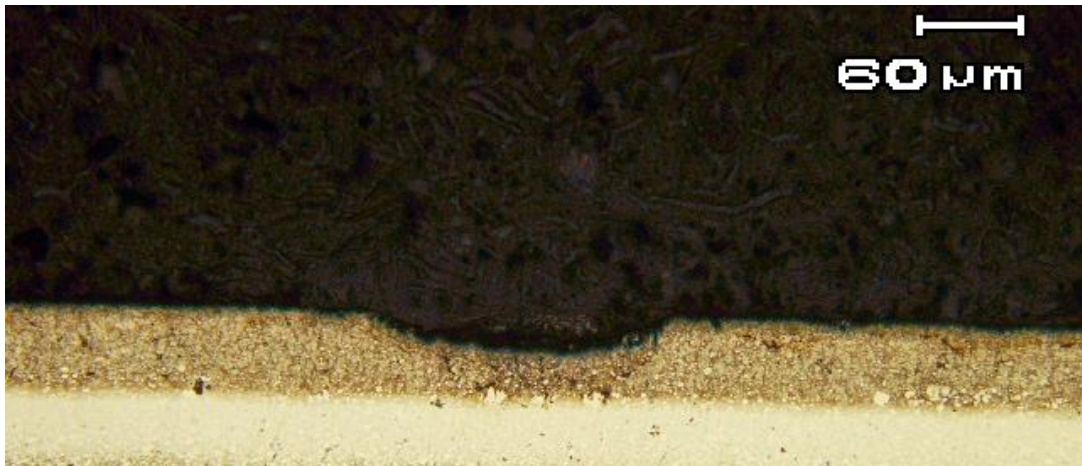


FIGURA 4.32 – Ponto de arrancamento do material da superfície do anel.



De forma geral, o comportamento dos veículos durante os 100.000km ocorreram sem incidentes. O consumo de óleo (um dos parâmetros influenciados pelo desgaste dos anéis) se manteve abaixo dos valores especificados para este motor. A inspeção do cilindro do motor também não mostrou nenhuma deterioração superficial que possa ser relacionada ao deslocamento da camada nitretada dos anéis de primeiro canaleta.

5 CONCLUSÃO

A caracterização da Curva de Stribeck em tribômetro de alta frequência permitiu identificar:

- Um melhor comportamento em atrito do lubrificante 5W30 nos regimes limite e misto de lubrificação;
- Uma performance melhor em termos de coeficiente de atrito para os anéis de ferro fundido no início do regime hidrodinâmico de lubrificação, independentemente do tipo de lubrificante;
- Uma dispersão maior nas medições de atrito sobre os anéis de ferro fundido, em função das diferenças presentes na sua camada superficial devido à deposição de molibdênio;

Os ensaios em tribômetro visando caracterizar a evolução do coeficiente de atrito mostraram:

- Um comportamento completamente diferente entre o anel de ferro fundido e o anel de aço;
- Um maior desgaste da superfície de contato dos anéis de ferro fundido devido à sua estrutura com revestimento de molibdênio que se desgasta gradativamente, mantendo um filme lubrificante, porém tendo valores de desgaste radial maiores;
- Contato do anel de aço com o cilindro em uma faixa muito estreita do anel, porém ocasionando apenas um polimento da superfície do anel, que possui inicialmente uma rugosidade Rz máximo de 1 μm ;
- Que os ensaios realizados de 692.000 ciclos não foram suficientes para testar os materiais até o ponto de colapso das superfícies e desgaste severo dos revestimentos;

Os ensaios em dinamômetro evidenciaram uma deterioração da superfície de contato dos anéis de aço nitretado, e um desgaste mais elevado dos anéis de ferro fundido. Porém em nenhum dos dois casos houve comprometimento do sistema ou

modificação dos parâmetros do motor.

Os ensaios com os anéis de aço e ferro fundido em veículos mostraram um resultado satisfatório, sem apresentar os deslocamentos e trincas vistos nos ensaios em dinamômetro. Isto garante que a utilização real em veículo destes anéis tem um nível de severidade inferior àquele submetido no dinamômetro. Isto confirma que esta definição técnica de anel permite o funcionamento com álcool sem comprometer a durabilidade do componente.

Desta forma tanto a utilização dos anéis de ferro fundido quanto dos anéis de aço sobre esta versão de motor flex fuel não apresentaram problemas de funcionamento. Inclusive a aplicação do anel de ferro fundido associado ao lubrificante 5W30 pode favorecer o comportamento do motor em termos de atrito devido aos menores coeficientes medidos na fase hidrodinâmica.

6 TRABALHOS FUTUROS

As seguintes linhas de pesquisa ficam como propostas para trabalhos futuros envolvendo anéis de pistão:

- Realização de ensaios com uma maior duração, sobre os anéis em tribômetro de alta frequência, para caracterizar a vida e evolução do desgaste da superfície dos anéis até o seu colapso e assim se aproximar dos resultados obtido em motores;
- Realizar um trabalho mais aprofundado verificando a influência dos diferentes anéis testados em ensaios específicos de consumo de óleo em funcionamento com álcool e em condições de partida do motor à frio
- Realizar um trabalho visando identificar a influência dos diferentes anéis sobre a vazão de gás do cárter (também chamado de “Blow-By”) em motores flex fuel;
- Teste sobre outras definições de revestimentos de anéis de primeiro canaleta para avaliar o ganho potencial em termos de atrito para o motor;
- Testar outras definições de revestimentos de molibdênio visando minimizar o desgaste encontrado neste trabalho; e
- Avaliar a influência da rugosidade e porosidade presente nos depósitos de molibdênio sobre o coeficiente de atrito e desgaste dos anéis de ferro fundido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDERSSON, P.; TAMMINEN, J.; SANDSTÖM, C.E. **Piston ring tribology**. A literature survey. Espoo 2002. VTT Tiedotteita – Research Notes 2178. Helsinki University of Technology, Finlândia, 2002.
- ANDERSSON, P. **Measurements on piston ring friction**. Current trends in tribology, Institute for Tribotechnology – National Research Institute, Poland, 2003.
- ANP – Agência Nacional do Petróleo. Disponível em: <<http://www.anp.org.br>>. Acesso em: 22 julho 2006.
- BALLERINI, D. **Les biocarburants**. IFP Publications, França, Éditions Technip, 2006.
- CARLEY, L. **Piston Rings**. Disponível em: <<http://www.aa1car.com/library/ar293.htm>>. Acesso em 10 junho 2006.
- DOWSON, D; PRIEST M.; DALMAZ G.; LUBRECHT A. A. **Tribological research and design for engineering systems**. Tribology Series, 41, Elsevier, 2003.
- FAORO, Ricardo. **Análise do álcool como combustível para motores de combustão interna**. Monografia de Especialização no Curso de Pós-Graduação em Motores e Combustíveis. Programa Brasileiro de formação em Motores e Combustíveis, UFPR – PUC-PR – CEFET-PR, 2003.
- FERGURSON, C. **Internal Combustion Engines Applied Thermosciences**. Estados Unidos, John Wiley & Sons, 1985.
- FEUGA, L. ; BURY, C. **Piston and ring mechanical losses**. Paper SAE 841296, 1984.
- GANESAN, V. **Internal Combustion Engines**. Estados Unidos, McGraw-Hill, Inc., 1995.
- GAHR, K. Z. **Microstructure and wear of materials**. Elsevier Science Publishers, 1987.
- GUIBET, J. C. **Carburants et Moteurs**. IFP Publications, França, Éditions Technip, 2000.
- HANSEN A.; QUIN Z. ; LYNE P. **Ethanol–diesel fuel blends – a review**, Bioresource Technology, 96, páginas 277–285, 2005.
- HEISLER, HEINZ. **Advanced Engine Technology**. Londres, SAE International, 1995.
- KS PISTÕES GRUPO KOLBENSCHMIDT. Pistões para Motores de Automóveis Utilitários – Projeto do Pistão. São Paulo, 2001.

LINCHTY, L. C. **Internal Combustion Engines**. Estados Unidos, McGraw-Hill, Inc., 1951.

LIGIER, J. L. ; BARON E. **Acyclisme et Vibrations – Applications aux moteurs thermiques et aux transmissions**. Tome 1, IFP Publications, França, Éditions Technip, 2002.

LIMA, L. R.; MARCONDES, A. A. **Álcool Carburante: uma estratégia brasileira**. Editora UFPR, 2002.

MAHLE. **Manual de Pistões**. São Paulo, 1997.

MAHLE METAL LEVE. Manual Técnico Motores de Combustão Interna. São Paulo, 2003.

McGEEHAN, J. A. A literature review of the effects of piston and ring friction and lubrication oil viscosity on fuel economy. Chevron Research Co., Paper SAE 780673, 1978.

MUNRO, R. **Blow-By in relation to piston and ring feature**. Wellworthy Limited, Paper SAE 810932, 1981.

ORBITAL E. C. A literature review based assessment on the impacts of a 20% ethanol gasoline fuel blend on the australian vehicle fleet. Report to Environment Austrália, 2002.

PRIEST M.; TAYLOR C. M. **Automotive engine tribology – approaching the surface**. School of Mechanical Engineer, The University of Leeds, Wear, 241, páginas 193-203, 2000.

RABINOWICZ, E. **Friction and wear of materials**. John Wiley & Sons, 1995.

RABUTÉ, R. ; TIAN, T. **Challenges involved in piston top rings designs for modern SI engines**. Spring Technical Conference, volume 34-1, 2000.

RICARDO, H. R. **The High Speed internal Combustion Engines**. Londres, Blackie & Son Limited, 1952.

RIKEN CORPORATION. **Piston Ring Museum**. Disponível em: <<http://www.riken.co.jp/e/piston/index.html>>. Acesso em: 15 agosto 2006.

ROGOWSKI, A. R. **Elements of internal Combustion Engines**. Estados Unidos, McGraw-Hill, 1953.

SABURI S. ; SAITOH Y. ; YAMADA T. **Tribology between piston rings and cylinder liners of marine diesel engines**. Engineering Review, volume 38, nº1, 2005.

SAGHIR, H. Contribution a l'étude de l'écoulement de gaz au travers de l'interface piston-segments-cylindres. These Docteur Transferts Thermiques, École Centrale de Lyon, França, 1992.

SILVA-SANTOS, A.; VALLE, M. L. M.; GIANNINI, R. G. **Adição de Compostos Oxigenados na gasolina e a experiência do Proálcool**. Economia & Energia, Belo Horizonte, 01 mar. 2000.

TAYLOR, C. M.; **Engine tribology**. Tribology Series, 26, Elsevier, 1993.

TOMANIK E.; ZABEU C.; ALMEIDA G. **Abnormal wear on piston top groove**. Mahle Metal Leve S.A., Paper SAE 2003-01-1102, 2003.

TOMANIK, E. **Modelamento do desgaste por deslizamento em anéis de pistão de motores de combustão interna**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2000.

TUNG, S. C. e McMILLAN, M. L. **Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future**. General Motors R&D Center, Tribology International, Volume 37, Issue 7, páginas 517-536, 2004.

TUNG, S. C e HONG GAO. Tribological characteristics and surface interaction between piston ring coatings and a blend of energy-conserving oils and ethanol fuels. General Motors R&D Center, Wear, Volume 255, Issues 7-12, páginas 1276-1285, 2003.

TRUHAN J.; QU J.; BLAU P. A rig test to measure friction and wear of heavy duty diesel engine piston rings and cylinder liners using realistic lubricants. Tribology International, páginas 1–8, 2004.

UNICA – União da Agroindústria Canavieira de São Paulo. Disponível em: <http://www.unica.com.br/pages/álcool_combustível>. Acesso em: 19 maio 2006.

VAN-BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER F. Internal Combustion engines handbook: basics, components, systems, and perspectives. Alemanha, SAE International, 2004.

YOSHIDA, H. ; KUSAMA K. ; SAGAWA J. **Effects of surface treatments on piston ring friction force and wear**. Riken Corporation, Paper SAE 900589, 1990.

YÜKSEL, F. ; YÜKSEL B. **The use of ethanol–gasoline blend as a fuel in an SI engine**. Renewable Energy, 29, páginas 1181–1191, 2004.

ANEXOS

FIGURA A1 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 01

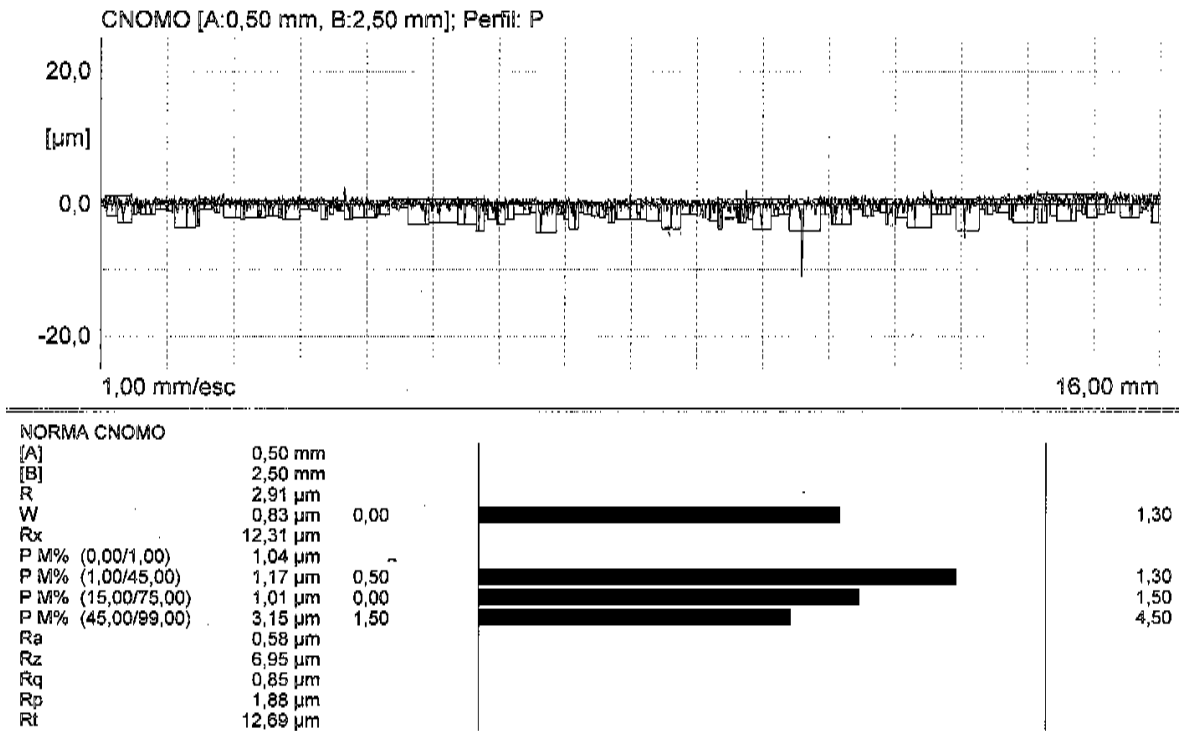


FIGURA A2 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 02

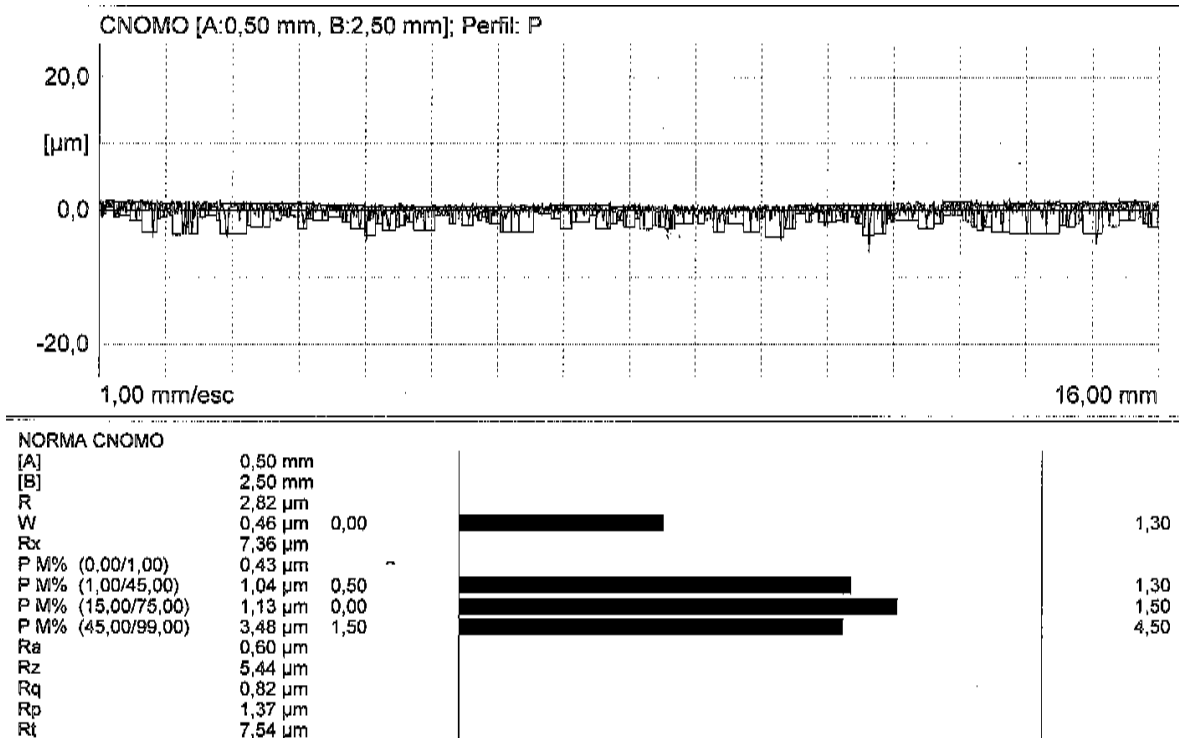


FIGURA A3 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 03

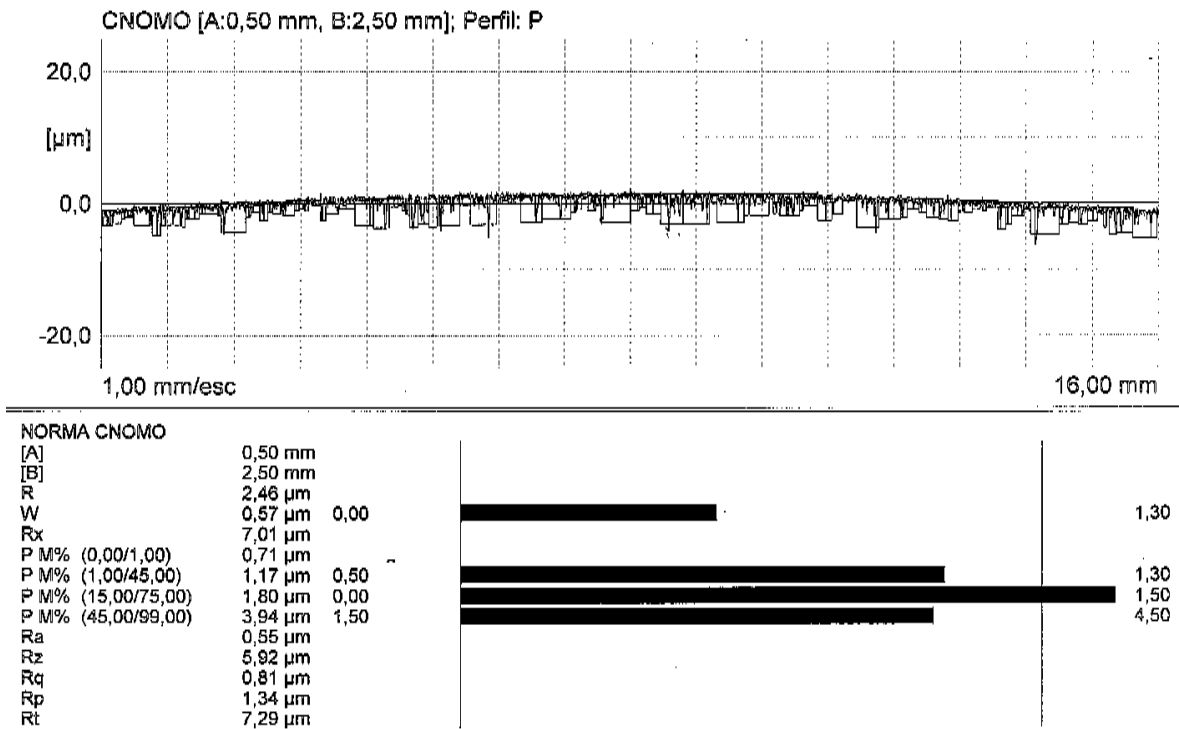


FIGURA A4 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 04

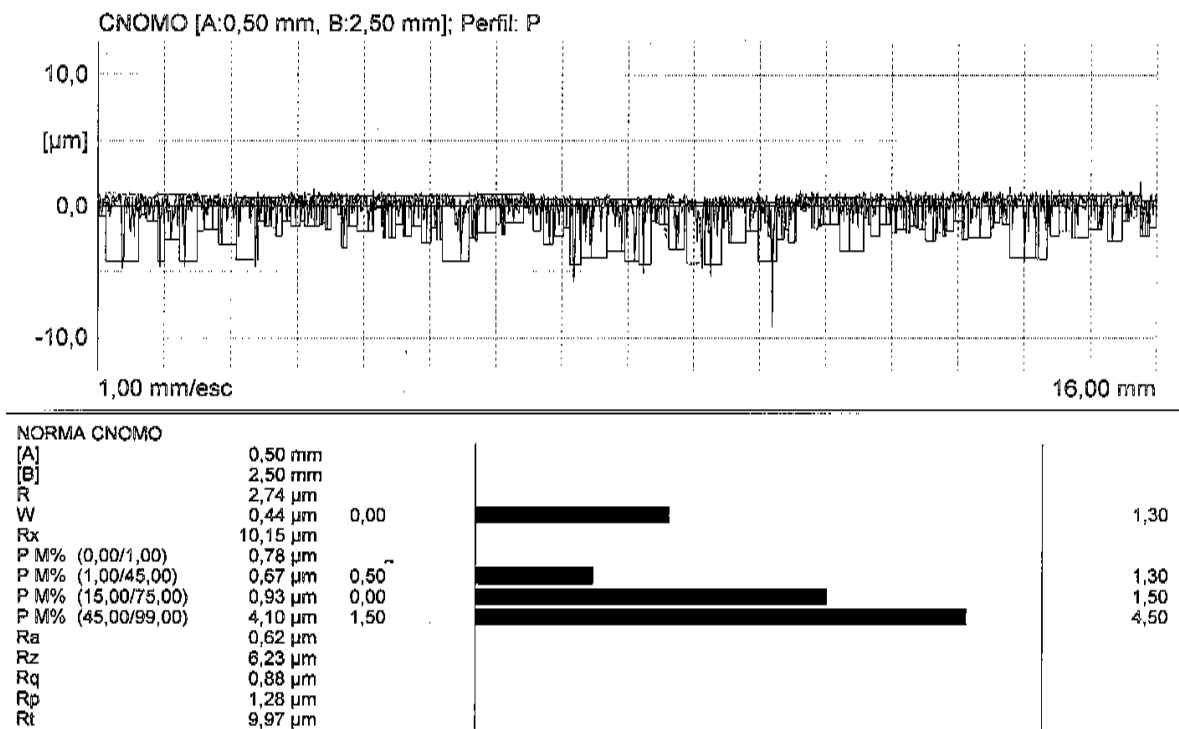


FIGURA A5 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 05

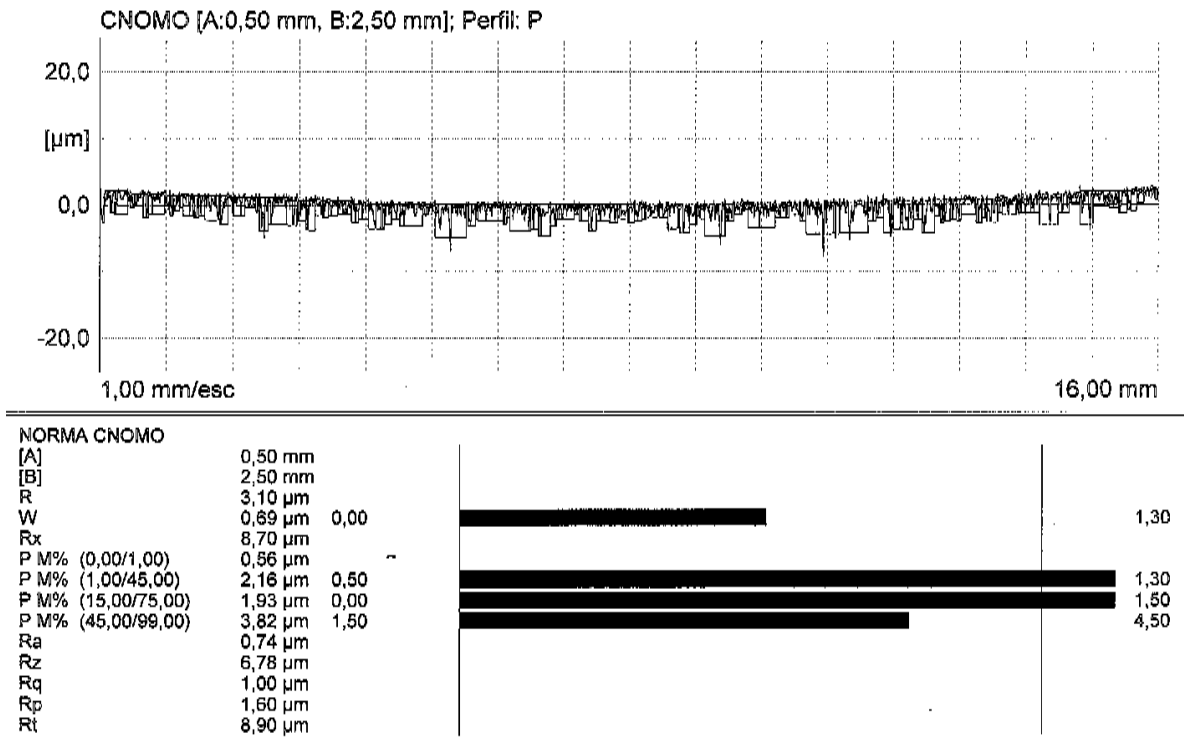


FIGURA A6 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 06

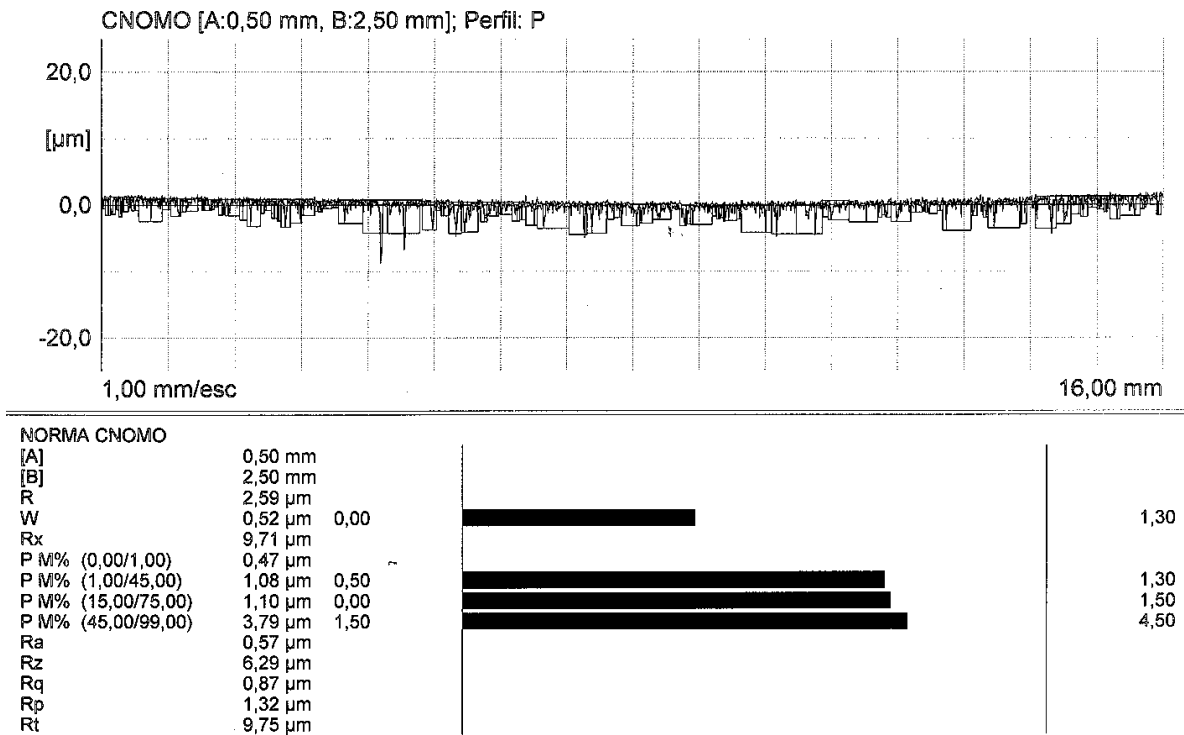


FIGURA A7 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 07

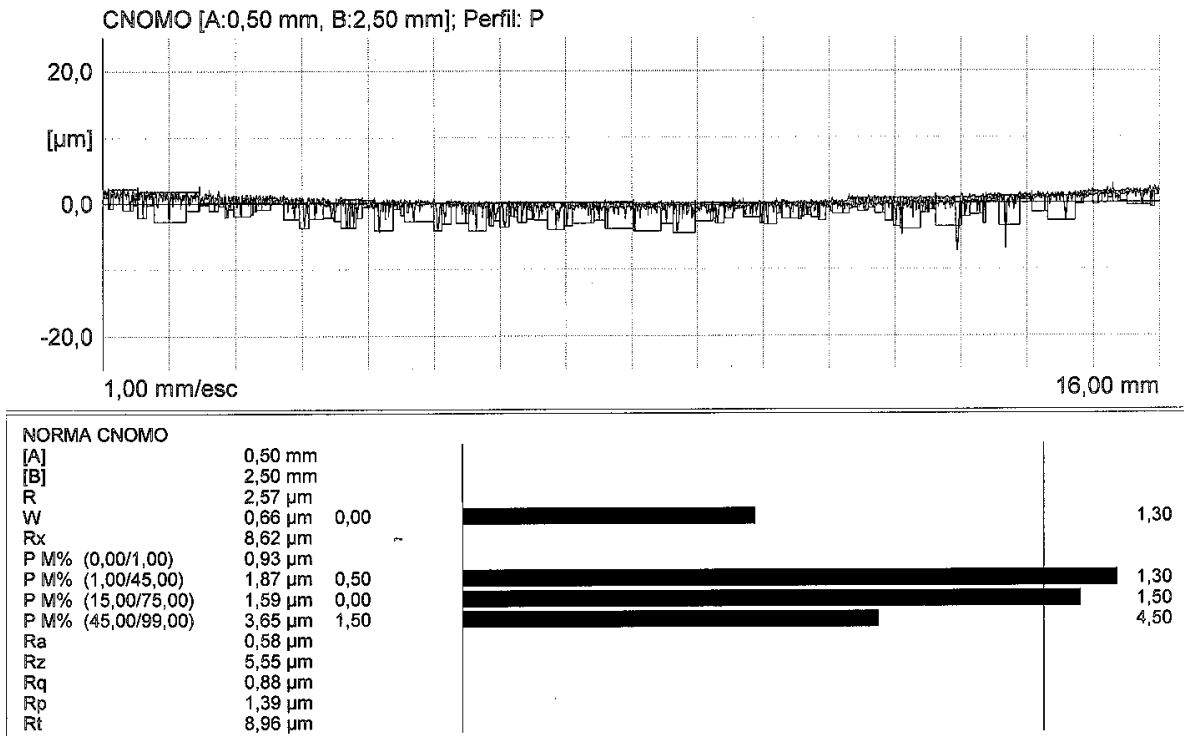


FIGURA A8 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 08

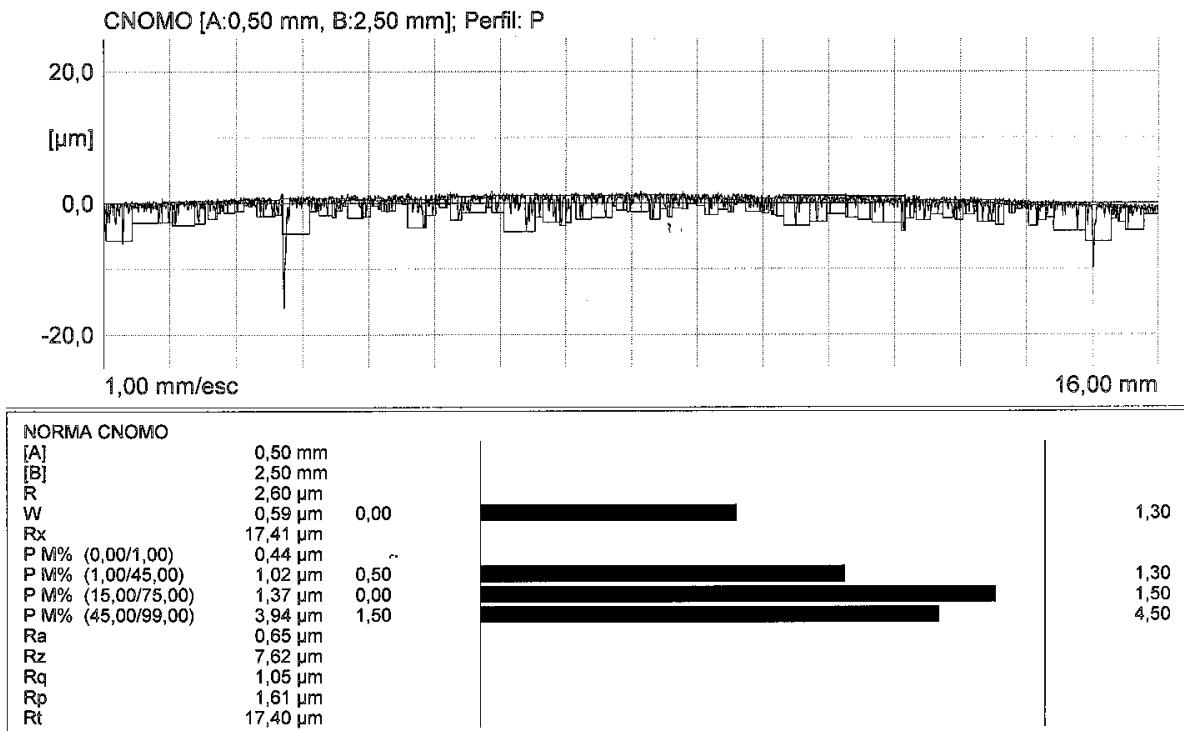


FIGURA A9 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 09

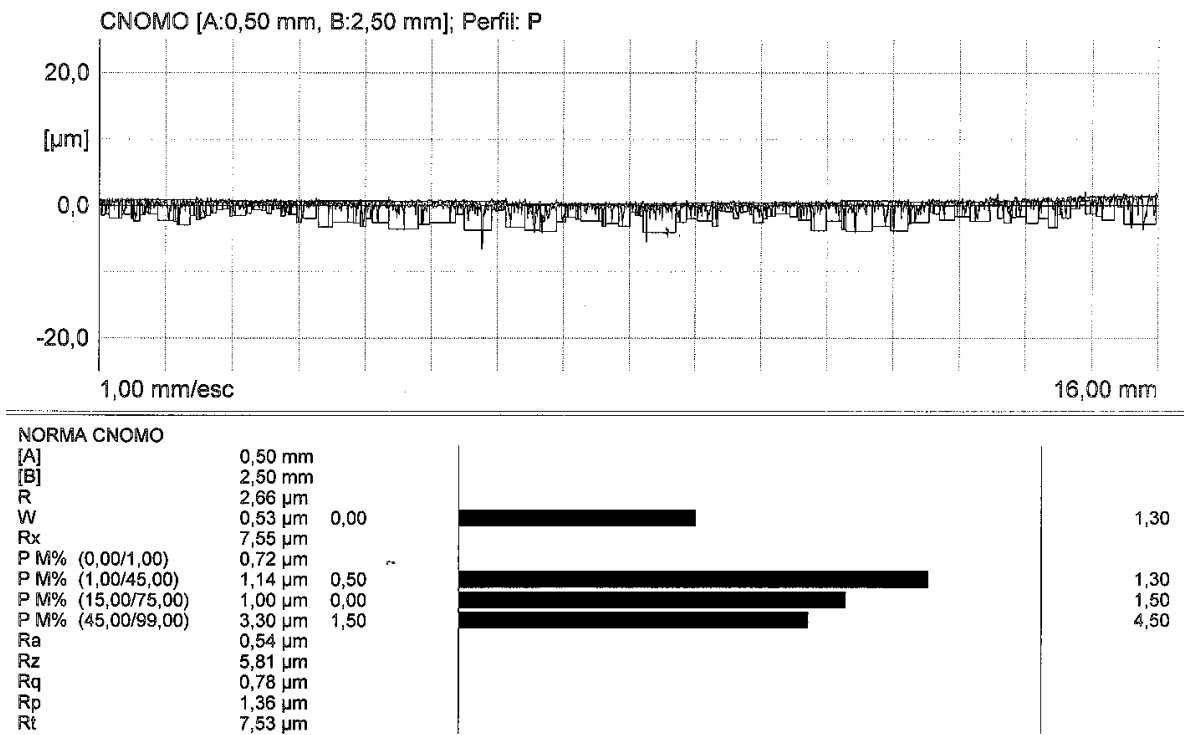


FIGURA A10 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 10

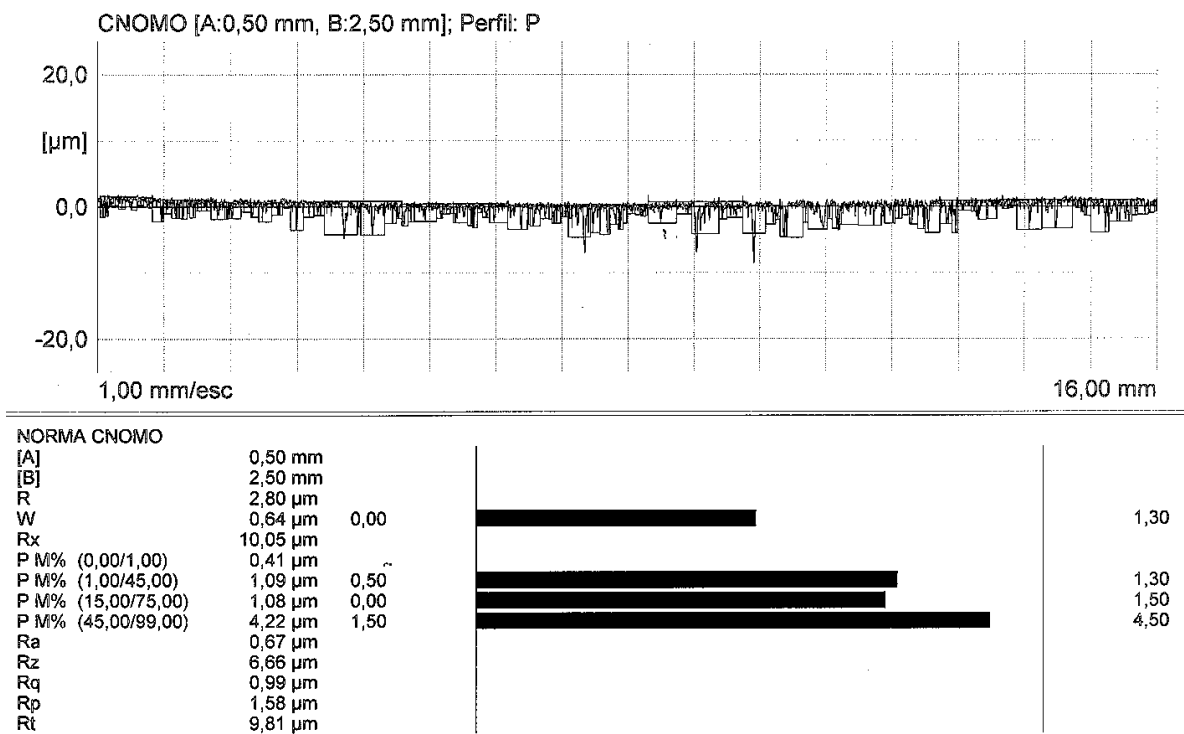


FIGURA A11 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 11

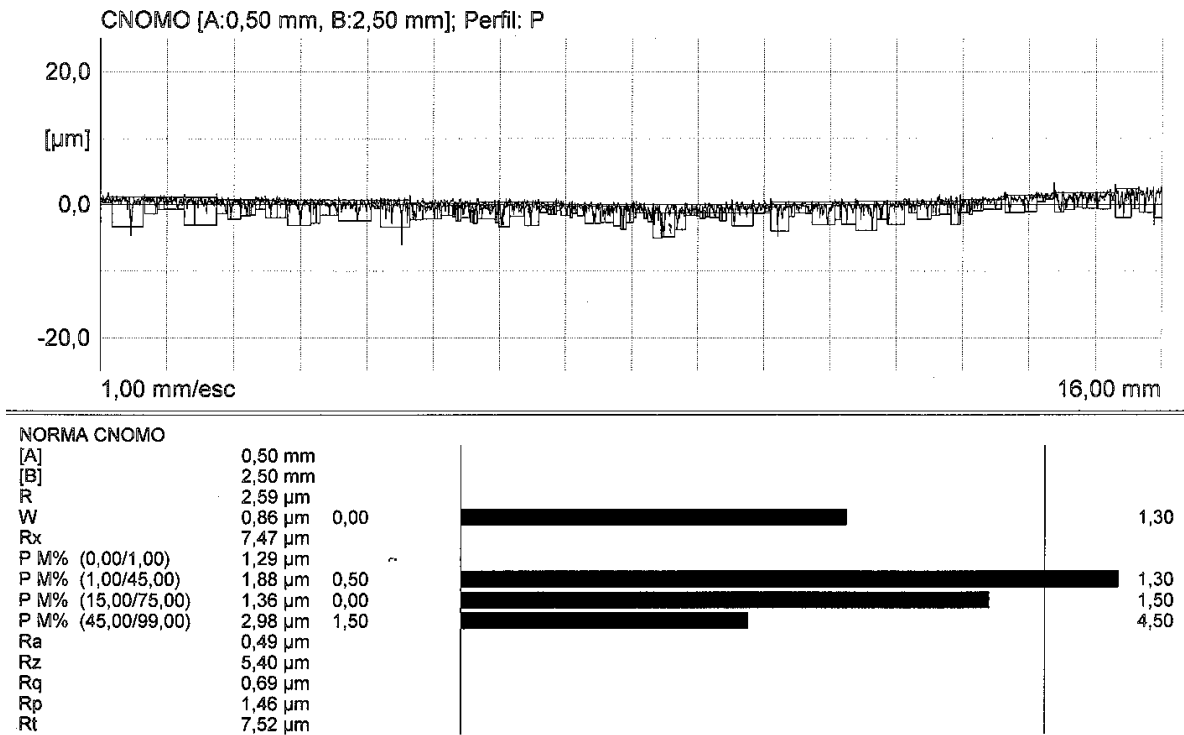


FIGURA A12 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 12

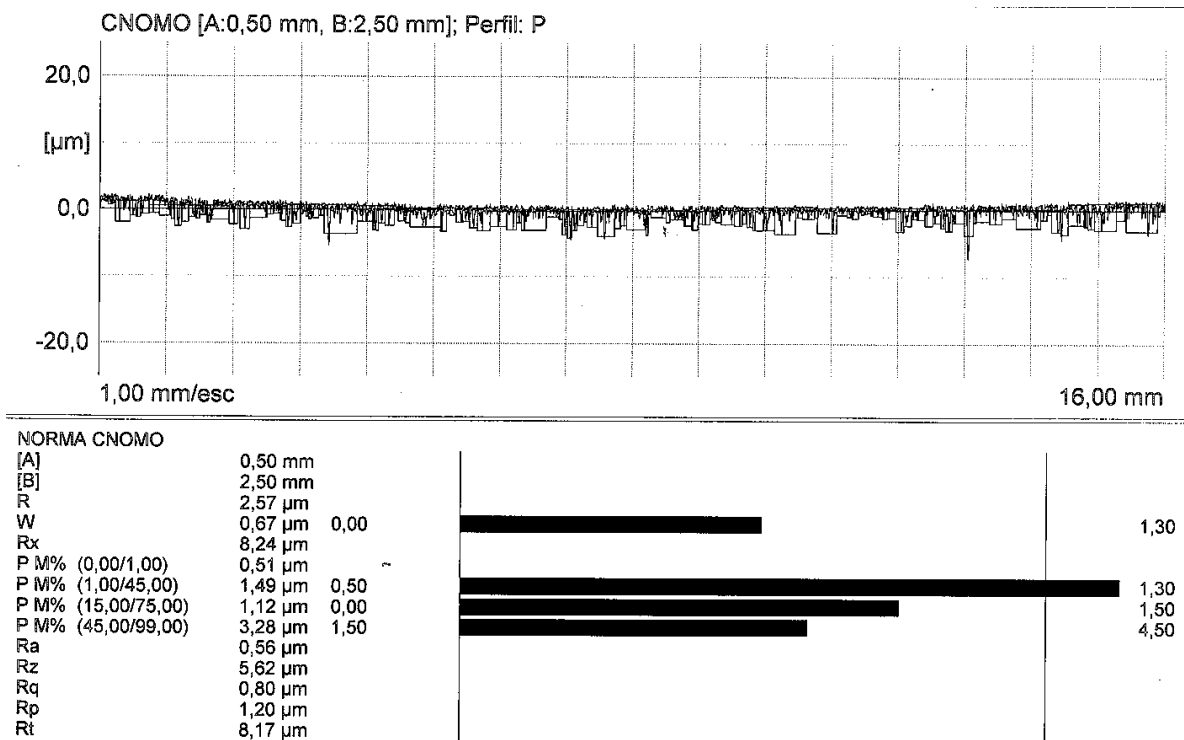


FIGURA A13 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 13

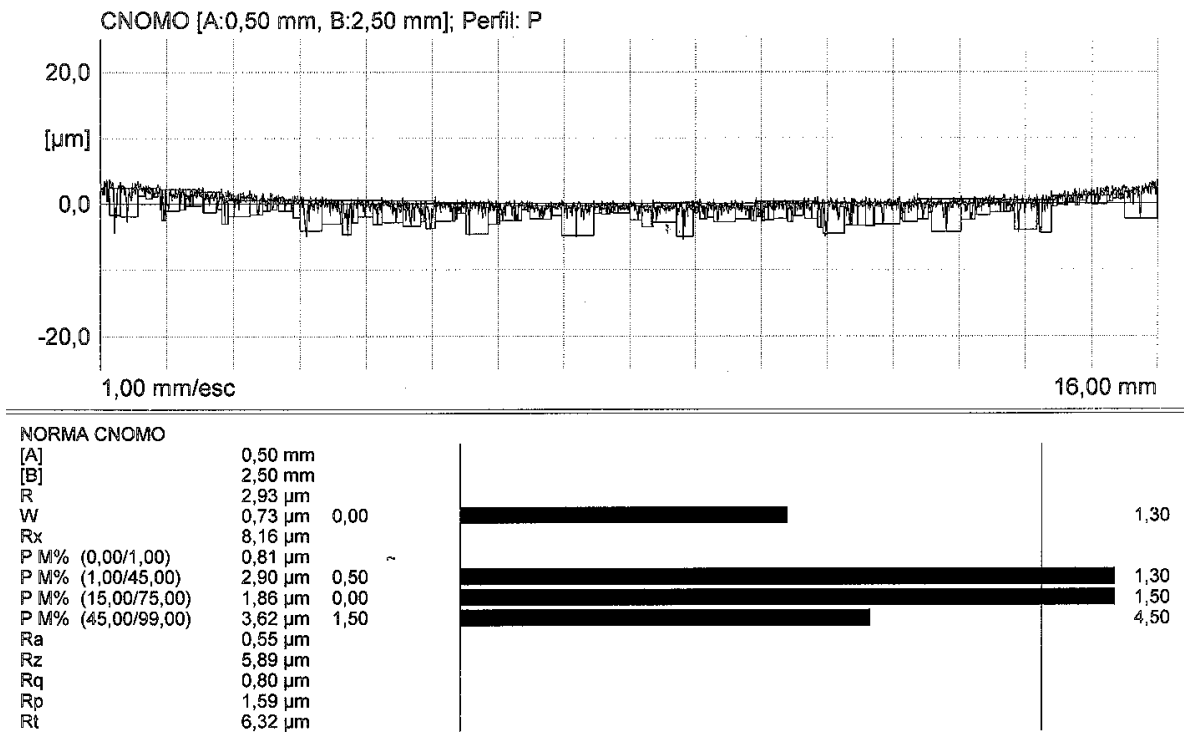


FIGURA A14 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 14

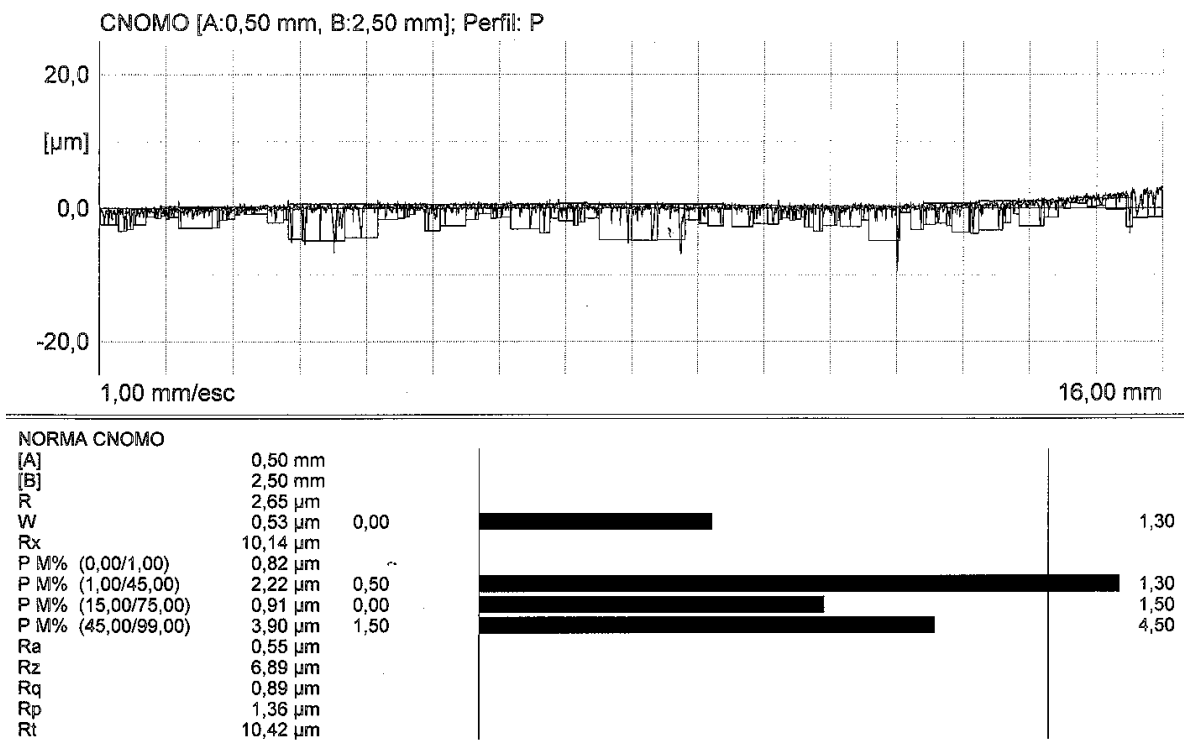


FIGURA A15 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 15

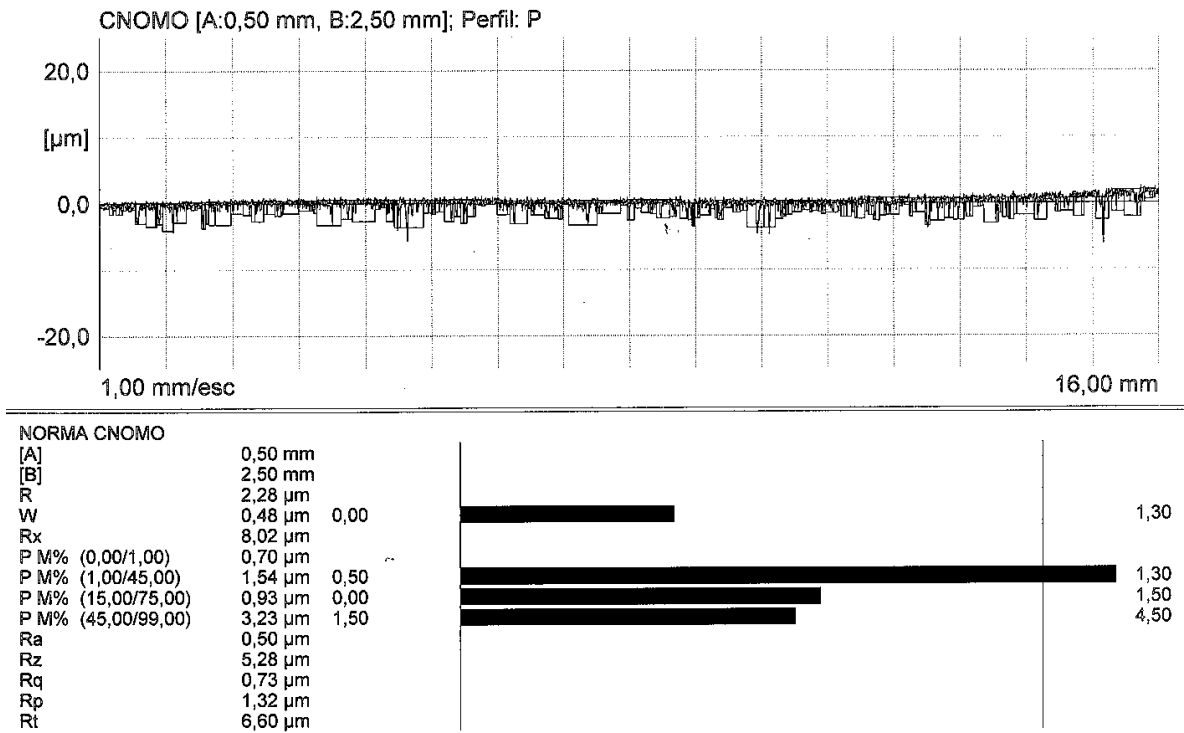


FIGURA A16 – Relatório de medição de rugosidade sobre a amostra de cilindro nº 16

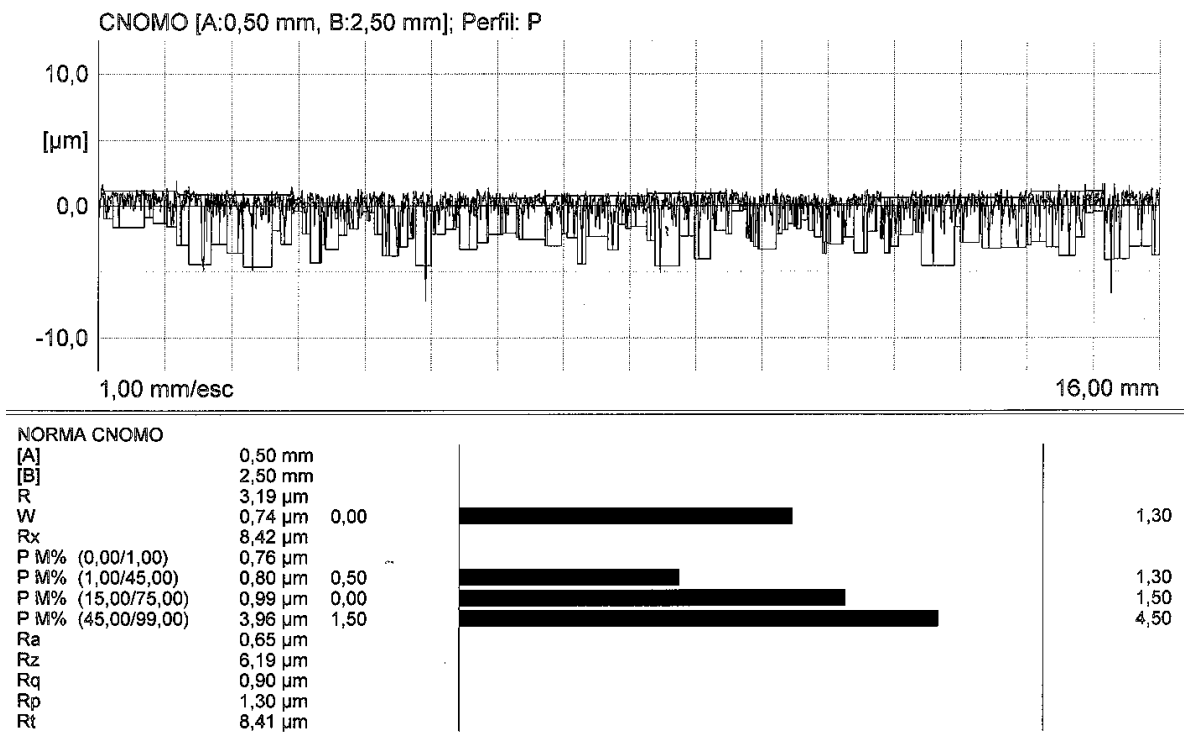


FIGURA A17 – Relatório de controle de forma dos cilindros do bloco nº 01 para ensaio em dinamômetro

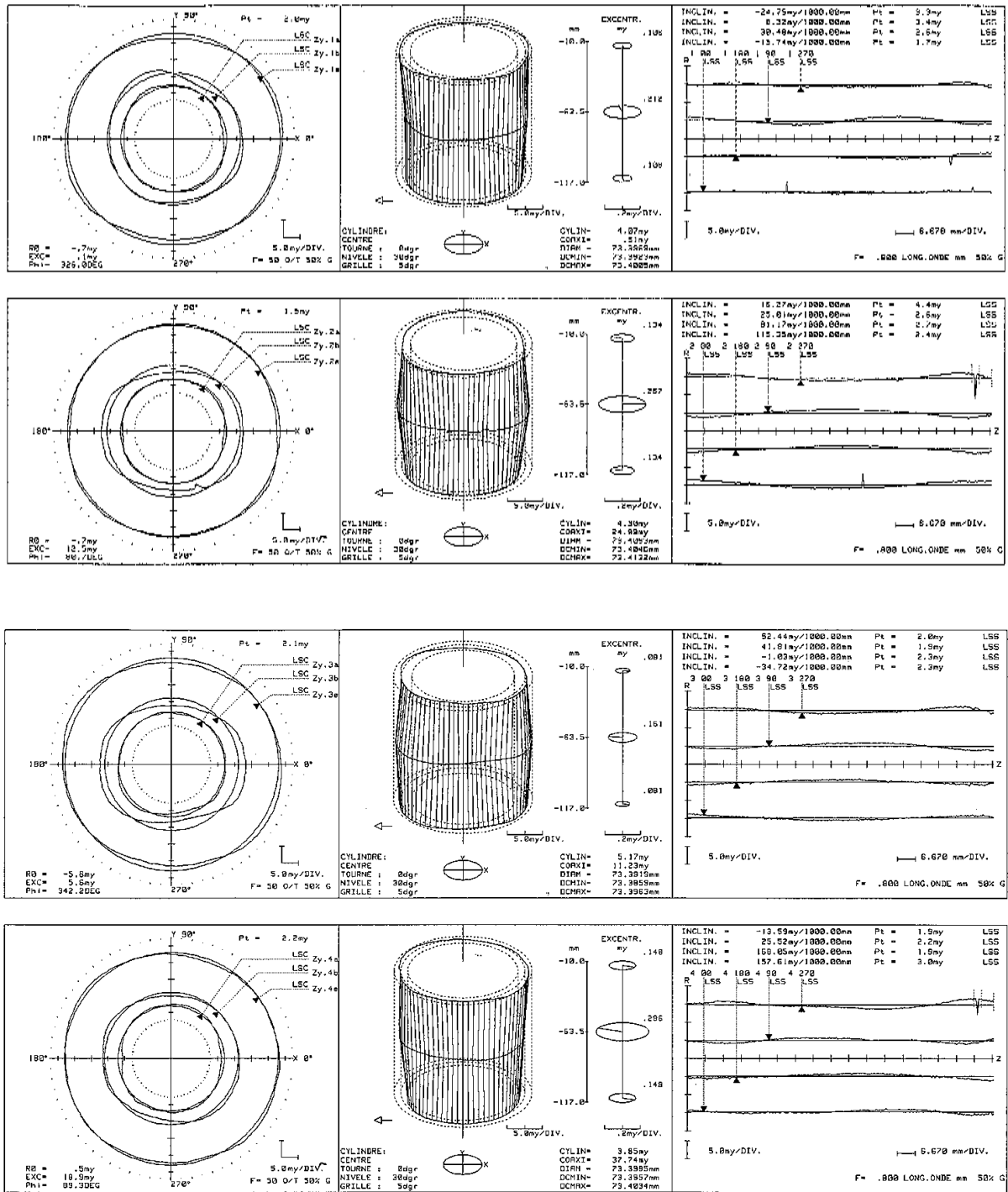


FIGURA A18 – Controle de rugosidade dos cilindros do bloco nº 01 para ensaio em dinamômetro

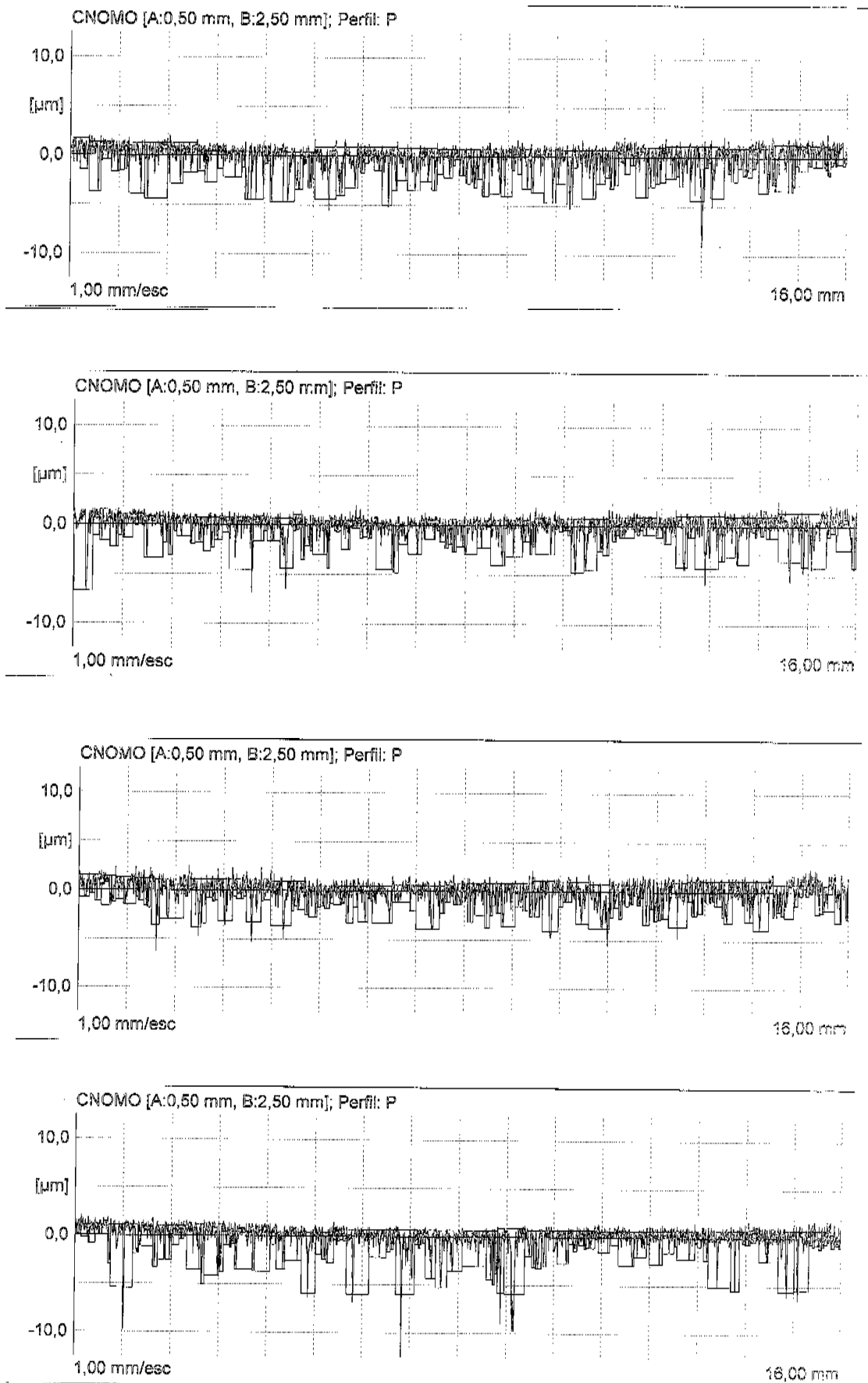


FIGURA A19 – Relatório de controle de forma dos cilindros do bloco nº 02 para ensaio em dinamômetro

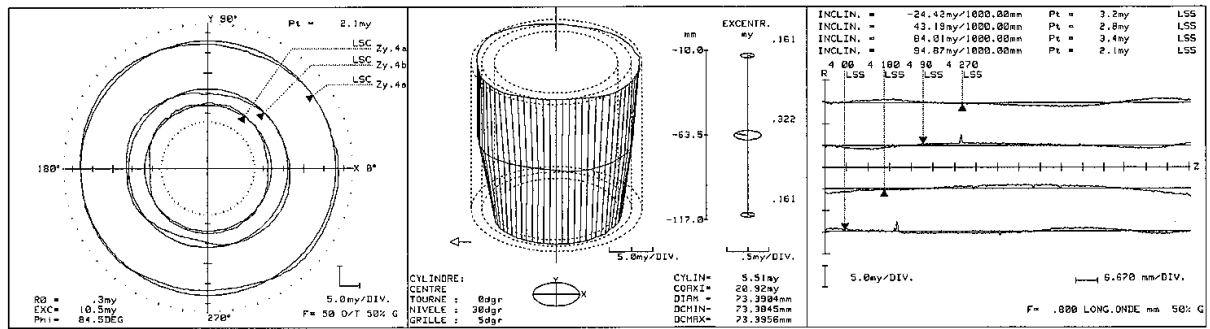
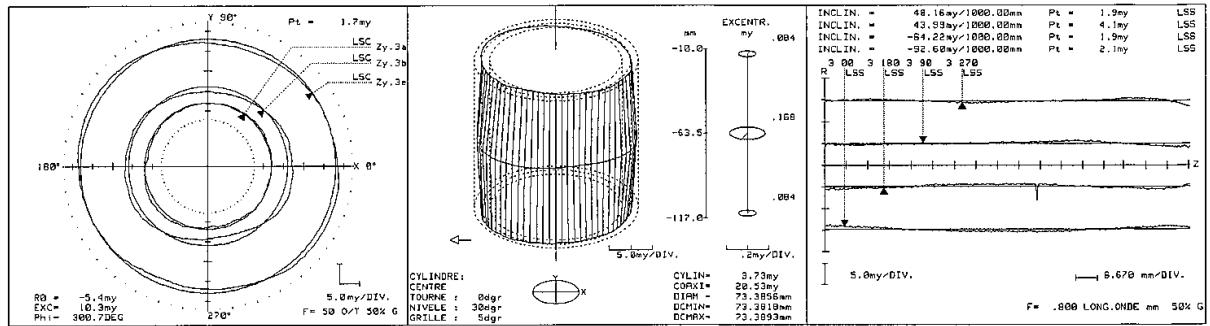
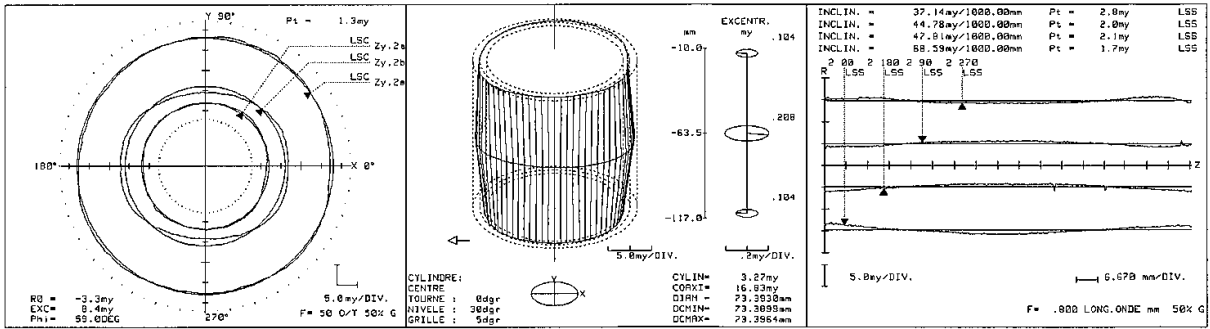
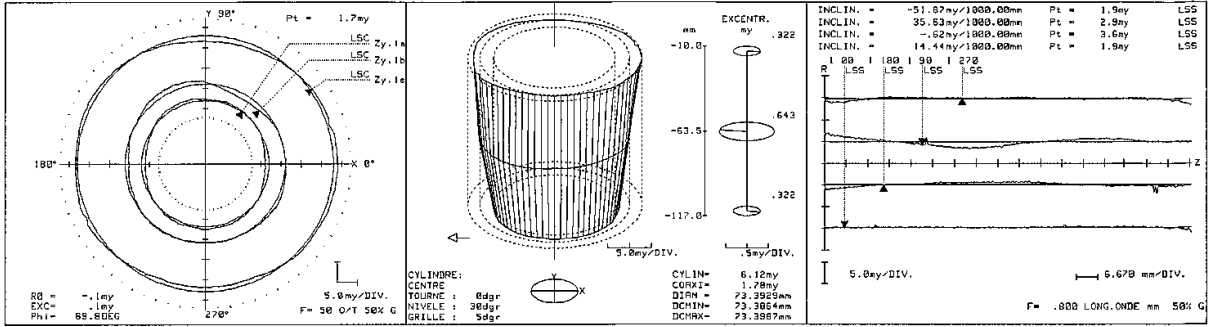


FIGURA A20 – Controle de rugosidade dos cilindros do bloco nº 02 para ensaio em dinamômetro

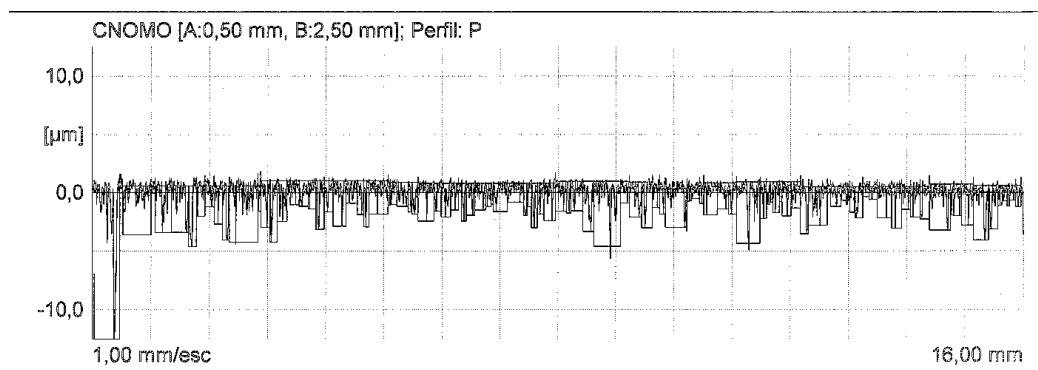
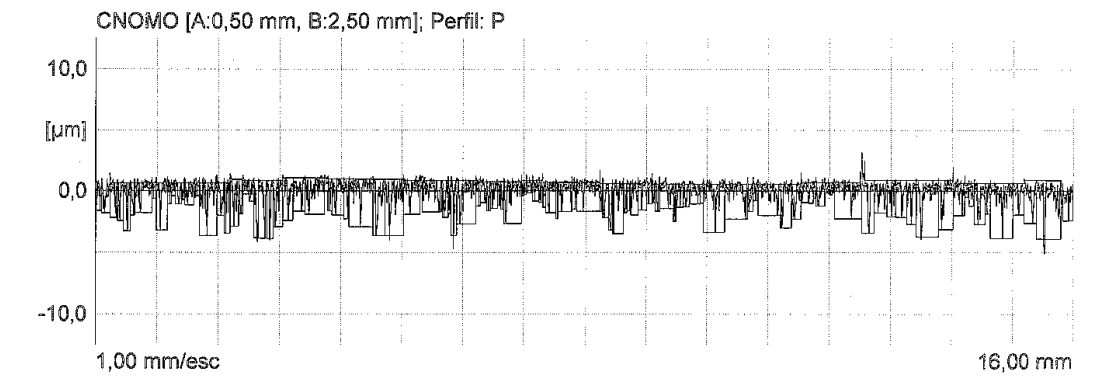
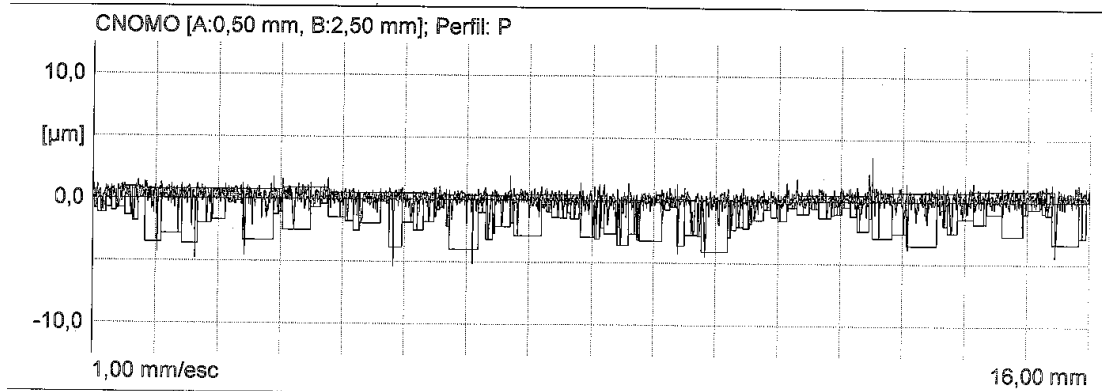
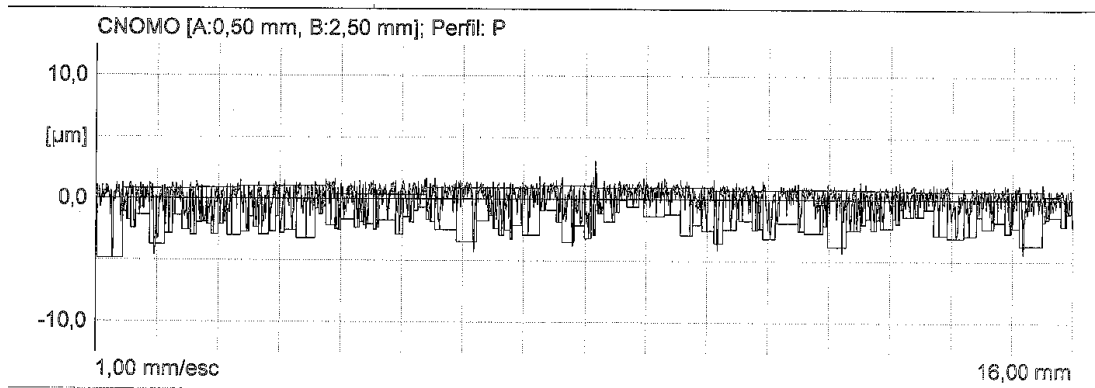
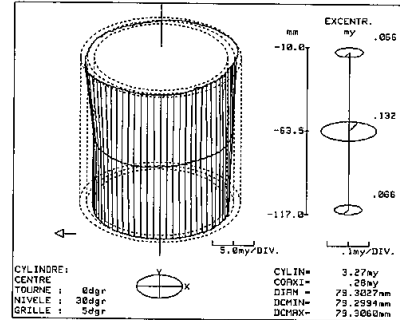
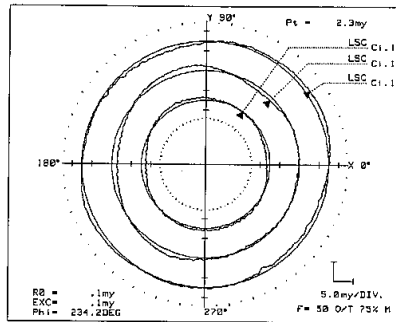
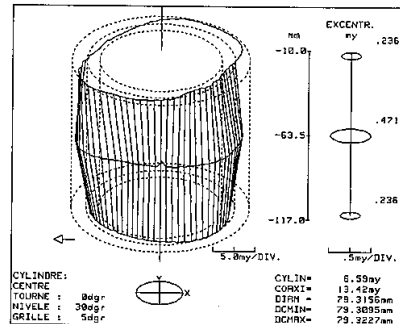
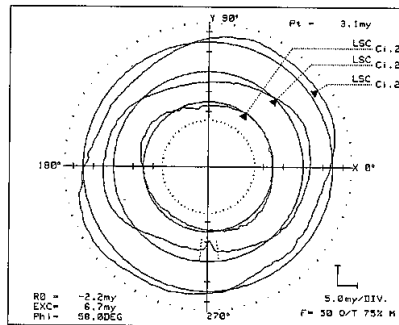


FIGURA A21 – Relatório de controle de forma dos cilindros do bloco nº 03 para ensaio em dinamômetro



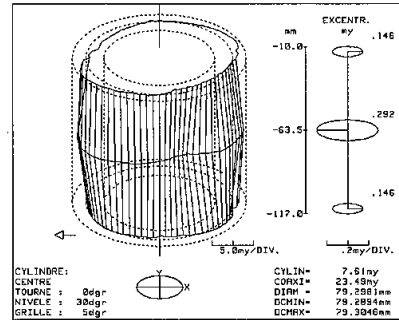
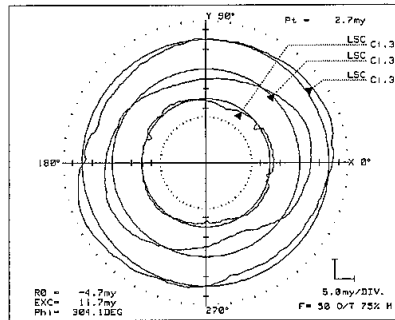
SR	LIEU	CARACT.	COTE TH. mm	TOL. INF. my	TOL. SUP. my	COTE REELLE mm	DEFAULT my	H. T.
3	Ci.1a	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0023	2.35	
3	Ci.1b	CIRCU	0.0000	0.00	8.00	.0031	3.10	
3	Ci.1c	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0025	2.53	
3	Cil.1	CYLIN	0.0000	0.00	10.00	.0033	3.27	



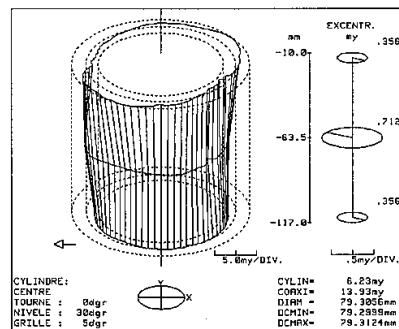
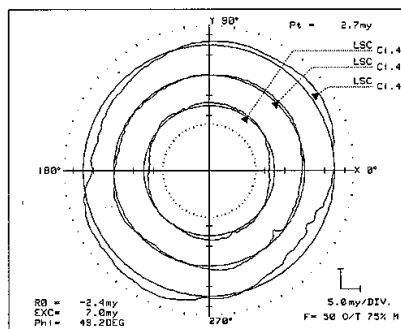
SR	LIEU	CARACT.	COTE TH. mm	TOL. INF. my	TOL. SUP. my	COTE REELLE mm	DEFAULT my	H. T.
3	Ci.2a	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0031	3.11	
3	Ci.2b	CIRCU	0.0000	0.00	8.00	.0057	5.69	
3	Ci.2c	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0058	5.81	
3	Cil.2	CYLIN	0.0000	0.00	10.00	.0066	6.59	+

Continua

Continuação



SR	LIEU	CARACT.	COTE TH. mm	TOL. INF. my	TOL. SUP. my	COTE REELLE mm	DEFAULT my	H. T.
3	Ci.3a	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0027	2.75	+
3	Ci.3b	CIRCU	0.0000	0.00	8.00	.0076	7.63	
3	Ci.3c	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0050	5.04	
3	Cil.3	CYLIN	0.0000	0.00	10.00	.0076	7.61	



SR	LIEU	CARACT.	COTE TH. mm	TOL. INF. my	TOL. SUP. my	COTE REELLE mm	DEFAULT my	H. T.
3	Ci.4a	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0027	2.66	+
3	Ci.4b	CIRCU	0.0000	0.00	8.00	.0031	3.09	
3	Ci.4c	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0059	5.87	
3	Cil.4	CYLIN	0.0000	0.00	10.00	.0062	6.23	

FIGURA A22 – Controle de rugosidade dos cilindros do bloco nº 03 para ensaio em dinamômetro

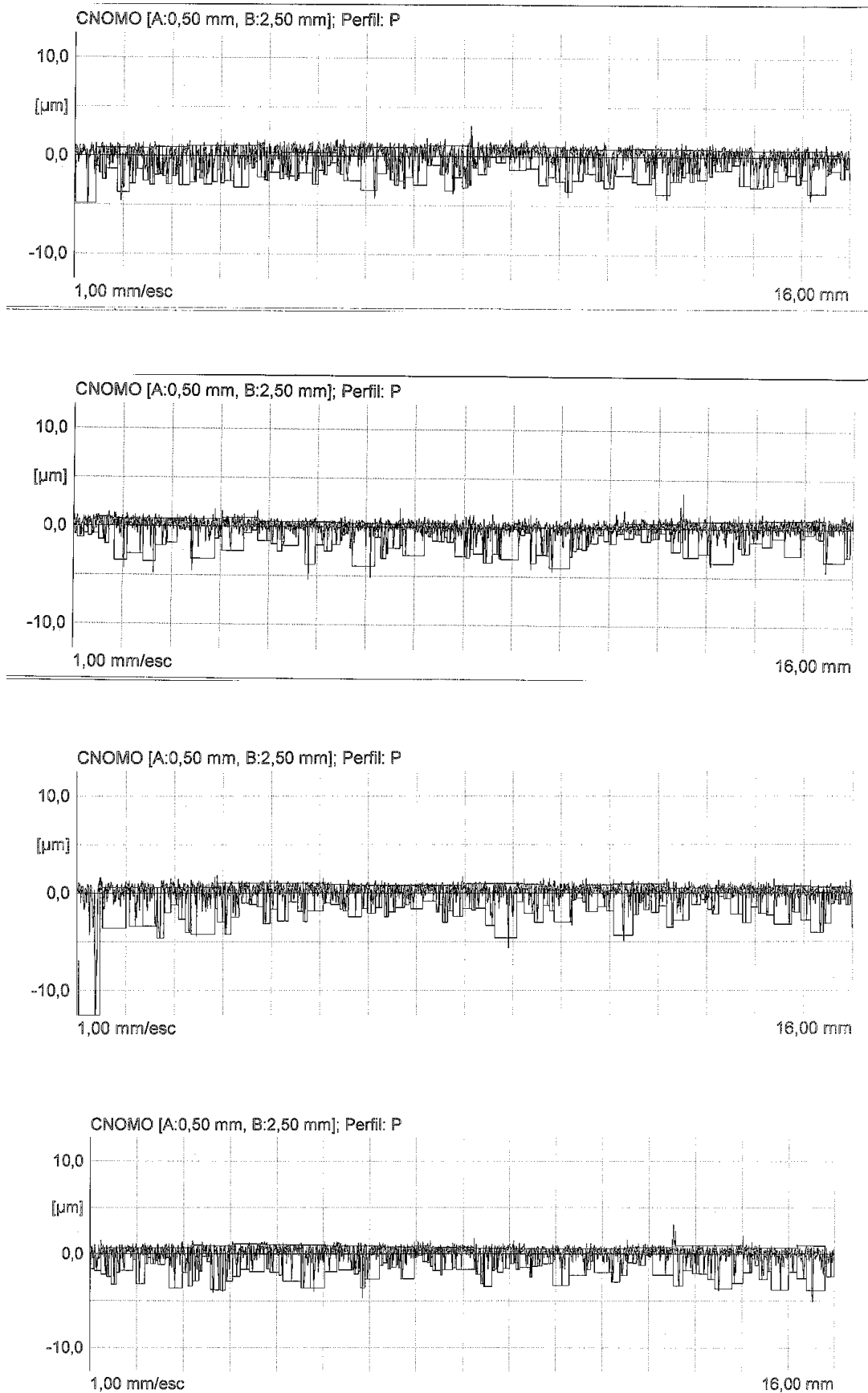
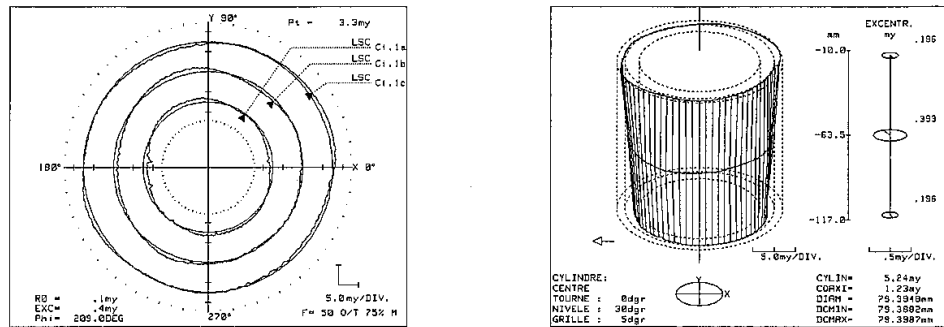
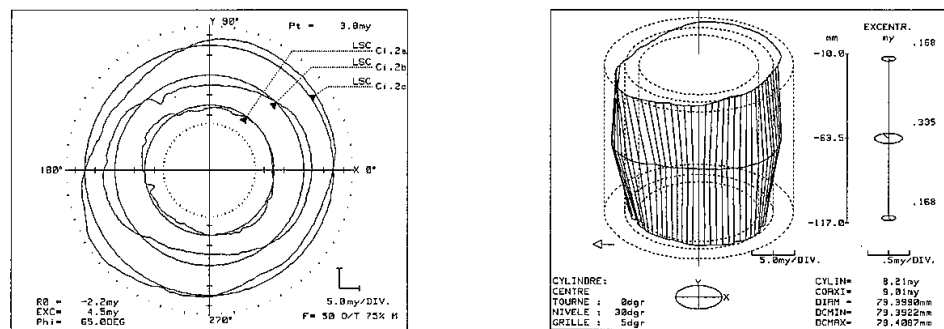


FIGURA A23 – Relatório de controle de forma dos cilindros do bloco nº 04 para ensaio de veículo



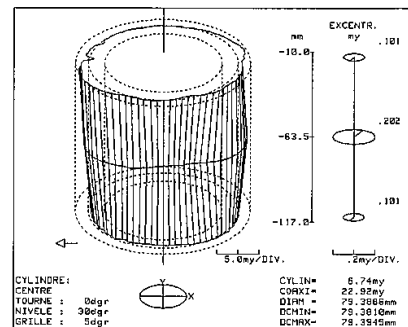
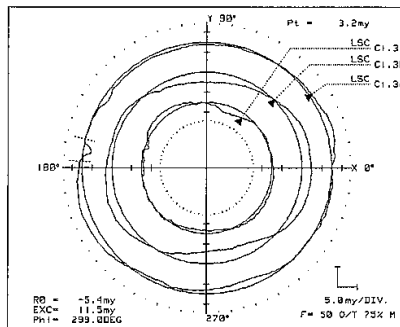
SR	LIEU	CARACT.	COTE TH. mm	TOL. INF. my	TOL. SUP. my	COTE REELLE mm	DEFAULT my	H. T.
3	Ci.1a	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0033	3.31	
3	Ci.1b	CIRCU	0.0000	0.00	8.00	.0026	2.61	
3	Ci.1c	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0021	2.06	
3	Cil.1	CYLIN	0.0000	0.00	10.00	.0052	5.24	



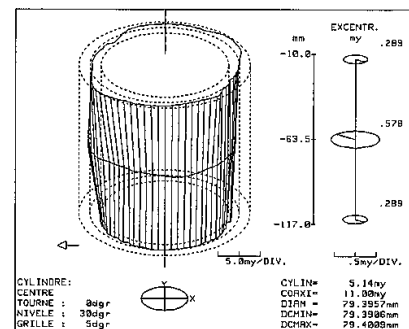
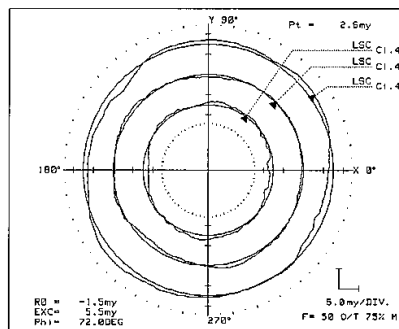
SR	LIEU	CARACT.	COTE TH. mm	TOL. INF. my	TOL. SUP. my	COTE REELLE mm	DEFAULT my	H. T.
3	Ci.2a	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0038	3.85	
3	Ci.2b	CIRCU	0.0000	0.00	8.00	.0063	6.33	
3	Ci.2c	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0066	6.64	
3	Cil.2	CYLIN	0.0000	0.00	10.00	.0082	8.21	+

Continua

Continuação



SR	LIEU	CARACT.	COTE TH. mm	TOL. INF. my	TOL. SUP. my	COTE REELLE mm	DEFAUT my	H. T.
3	Ci.3a	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0032	3.17	
3	Ci.3b	CIRCU	0.0000	0.00	8.00	.0056	5.62	
3	Ci.3c	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0038	3.78	
3	Cil.3	CYLIN	0.0000	0.00	10.00	.0067	6.74	



SR	LIEU	CARACT.	COTE TH. mm	TOL. INF. my	TOL. SUP. my	COTE REELLE mm	DEFAUT my	H. T.
3	Ci.4a	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0026	2.60	
3	Ci.4b	CIRCU	0.0000	0.00	8.00	.0023	2.27	
3	Ci.4c	CIRCU	0.0000	0.00	5.00	.0039	3.92	
3	Cil.4	CYLIN	0.0000	0.00	10.00	.0051	5.14	

FIGURA A24 – Rugosidade dos cilindros do bloco nº 04 para ensaio em veículo

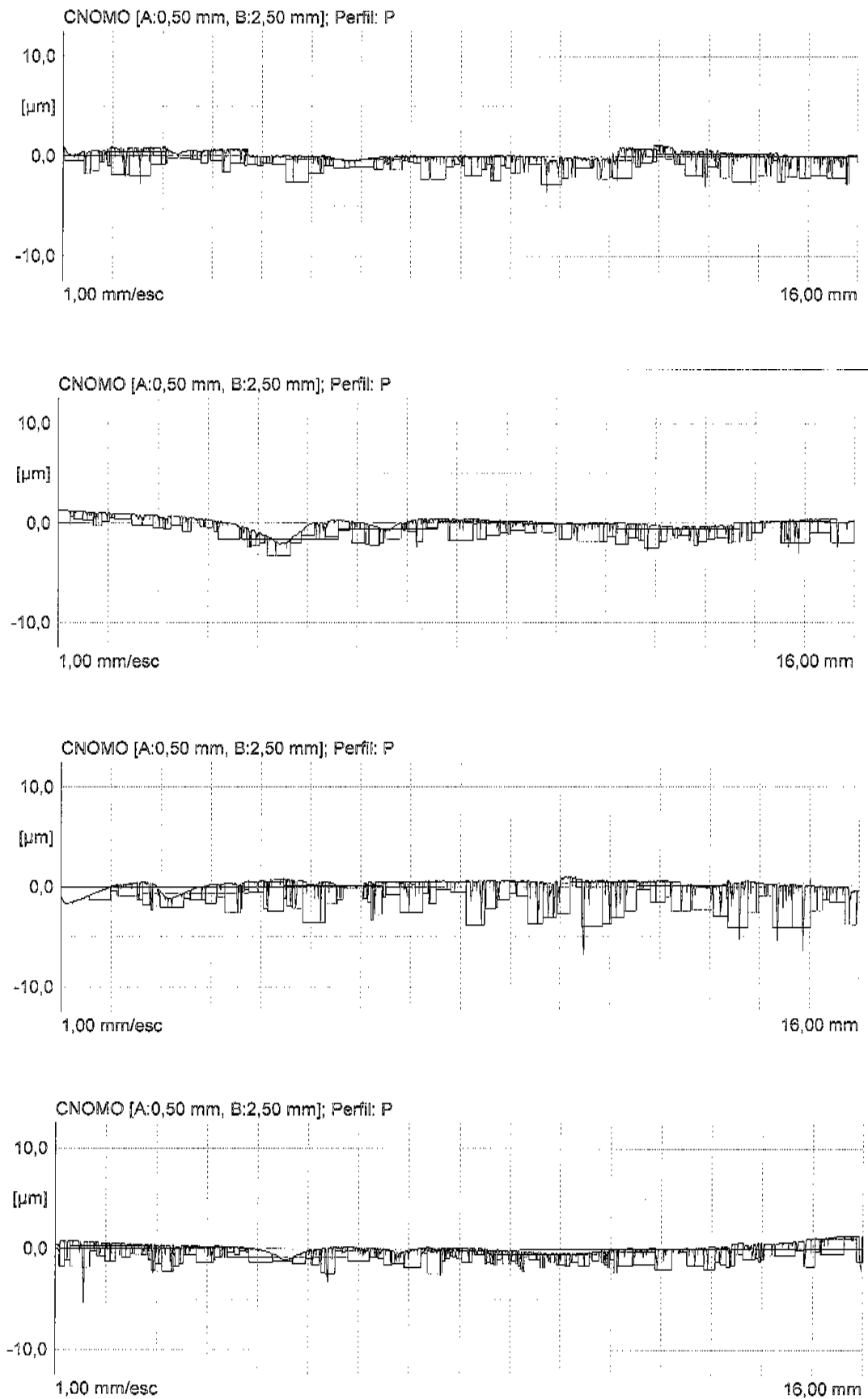


TABELA A1 – Análise dos pistões e anéis flex fuel e álcool, disponíveis no mercado brasileiro em 2006.

Empresa	Cilindrada do motor (cm3)	Nº de válvulas	Tipo de combustível	Altura do 1º anel	Material do 1º anel	Revestimento
FORD	1600	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1000	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1300	8V	Alcool	1,5	Ferro fundido	Cromado
FIAT	1300	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1400	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1500	8V	Alcól	1,5	Ferro fundido	Cromado
	1800	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1800	8V	Alcól	1,5	Ferro fundido	Cromado
GM	1800	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	2000	8V	Alcool	1,5	Ferro fundido	Cromado
	2000	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
PEUGEOT	1400	16v	Flex	1,2	Aço inoxidável	Molibdênio
	1600	16v	Flex	1,2	Aço inoxidável	Molibdênio
RENAULT	1000	16v	Flex	1,2	Aço inoxidável	Molibdênio
	1600	16v	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1000	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
VW	1600	8V	Alcool	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1600	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado
	1800	8V	Flex	1,2	Aço inoxidável	Nitretado