

**VALMIR DEMARCHI**

**ESTUDO DE MATERIAIS, GEOMETRIA E  
COMPATIBILIDADE DOS TRIBOSSISTEMAS EM ANÉIS DE PISTÃO  
PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do  
título de Mestre em Engenharia

**São Paulo  
1994**

**VALMIR DEMARCHI**

**ESTUDO DE MATERIAIS, GEOMETRIA E  
COMPATIBILIDADE DOS TRIBOSSISTEMAS EM ANÉIS DE PISTÃO  
PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do  
título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

Orientador:  
Prof. Dr. Deniol K. Tanaka

São Paulo  
1994

"CONCERN FOR MAN AND HIS FATE MUST ALWAYS FORM THE CHIEF  
INTEREST OF ALL TECHNICAL ENDEAVOURS. NEVER FORGET THIS  
IN THE MIDST OF YOUR DIAGRAMS AND EQUATIONS"

*Albert Einstein*

À Ângela, minha esposa, com quem  
desejo compartilhar todos os  
momentos de minha vida.

## **AGRADECIMENTOS**

-Ao Prof. Dr. Deniol Katsuki Tanaka, pela orientação segura e valiosas discussões;

-Aos amigos da COFAP - Cia. Fabricadora de Peças, pela colaboração durante a realização deste trabalho e pela liberação para publicação de seus resultados;

-À minha esposa Ângela, pelos vários períodos de lazer de que abriu mão e pelo constante incentivo;

-A todos que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

## SUMÁRIO

Lista de tabelas	
Lista de figuras	
Lista de símbolos e abreviaturas	
Resumo	
"Abstract"	
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> . . . . . 1
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> . . . . . 4
2.1	Características do anel de primeiro canaleta . . . . . 4
2.1.1	Material base . . . . . 4
2.1.2	Revestimento resistente ao desgaste . . . . . 7
2.1.3	Perfil da face de contato . . . . . 10
2.1.4	Ovalização do anel . . . . . 20
2.2	Características da parede do cilindro . . . . . 26
2.2.1	Material . . . . . 26
2.2.2	Acabamento superficial . . . . . 28
2.3	Características do pistão . . . . . 32
2.4	Mecanismos de desgaste em anéis e camisas de cilindro . . . . . 35
2.4.1	Desgaste adesivo . . . . . 36
2.4.2	Desgaste abrasivo . . . . . 37

2.4.3	Desgaste corrosivo ou triboquímico .....	38
2.4.4	"Scuffing" .....	40
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>42</b>
3.1	Materiais .....	42
3.1.1	Material base .....	42
3.1.2	Revestimento .....	47
3.1.3	Perfil da face de contato .....	51
3.1.4	Ovalização .....	53
3.1.5	Camisa .....	53
3.1.6	Pistão .....	54
3.2	Métodos .....	56
3.2.1	Metodologia de ensaio .....	56
3.2.1.1	Planejamento dos ensaios .....	56
3.2.1.2	Características do motor .....	60
3.2.1.3	Procedimentos de ensaio em dinamômetro .....	64
3.2.2	Métodos de medição das variáveis de resposta .....	70
3.2.3	Metodologia de análise .....	76
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>88</b>
4.1	Folga entre pontas .....	88
4.2	Espessura radial .....	89
4.3	Altura .....	90
4.4	Massa .....	91
4.5	Área polida das camisas .....	92

4.6	Rugosidade das camisas .....	93
4.7	Desgaste combinado anel e camisa .....	96
4.8	Desgaste combinado anel e canaleta do pistão .....	97
4.9	Consumo de óleo e "Blow-by" .....	98
<b>5</b>	<b>DISCUSSÃO .....</b>	<b>99</b>
5.1	Análise dimensional - Desgaste .....	100
5.1.1	Folga entre pontas .....	100
5.1.2	Espessura radial .....	105
5.1.3	Altura .....	109
5.1.4	Massa .....	112
5.1.5	Área polida das camisas .....	115
5.1.6	Rugosidade das camisas .....	119
5.1.7	Desgaste combinado anel e camisa .....	123
5.1.8	Desgaste combinado anel e canaleta do pistão .....	127
5.2	Análise dimensional - Desgaste - Resumo .....	131
5.3	Análise de desempenho - Consumo de óleo e "Blow-by" .....	138
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>141</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>143</b>

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Propriedades mecânicas de ferros fundidos .....	5
2.2 - Materiais típicos de cilindros .....	27
2.3 - Composição química de ligas de alumínio tipicamente empregadas na fabricação de pistões .....	34
3.1 - Composição química nominal dos materiais base (% massa) .....	43
3.2 - Composição química real dos materiais base (% massa) .....	43
3.3 - Principais propriedades mecânicas dos materiais base .....	44
3.4 - Composição e dureza dos microconstituintes dos revestimentos resistentes ao desgaste .....	48
3.5 - Composição química nominal do ferro fundido das camisas de cilindro .....	54
3.6 - Composição química nominal da liga de alumínio dos pistões .....	55
3.7 - Grau de influência das variáveis sobre as respostas .....	57
3.8 - Configurações dos anéis de primeiro canaleta e estrutura dos ensaios	59
3.9 - Características típicas do óleo lubrificante .....	61
3.10 - Procedimento de amaciamento do motor em ensaio dinamométrico - ciclo de ensaio .....	66
3.11 - Procedimento cíclico de durabilidade do motor .....	68
3.12 - Instrumentos e dispositivos de medição .....	71
3.13 - Metodologia de cálculo empregada na construção do algoritmo de Yates .....	78



3.14 - Exemplo de um algoritmo de Yates referente à variação da folga entre pontas dos anéis (mm) .....	81
3.15 - Exemplo de um quadro de análise de variâncias (ANOVA) referente à variação da folga entre pontas dos anéis .....	82
3.16 - Valores de F crítico para nível de confiança de 95% .....	85
3.17 - Valores de F crítico para nível de confiança de 99% .....	86
4.1 - Variação da folga entre pontas dos anéis .....	89
4.2 - Variação da espessura radial dos anéis .....	90
4.3 - Variação na altura dos anéis .....	91
4.4 - Variação de massa dos anéis .....	92
4.5 - Área polida das camisas .....	93
4.6 - Variação de rugosidade Rz das camisas .....	95
4.7 - Desgaste combinado entre anel e camisa .....	96
4.8 - Desgaste das laterais do canaleta do pistão .....	97
4.9 - Resultados de desempenho funcional dos motores - consumo de óleo e "Blow-by" .....	98
5.1 - Algoritmo de Yates - Aumento da folga entre pontas ( $\mu\text{m}$ ) .....	101
5.2 - Quadro de ANOVA para folga entre pontas do anel .....	102
5.3 - Algoritmo de Yates - Desgaste na direção radial ( $\mu\text{m}$ ) .....	106
5.4 - Quadro de ANOVA para o desgaste na direção radial do anel .....	107
5.5 - Algoritmo de Yates - Desgaste na altura do anel ( $\mu\text{m}$ ) .....	109
5.6 - Quadro de ANOVA para desgaste na altura do anel .....	110
5.7 - Algoritmo de Yates - Variação de massa dos anéis (mg) .....	113

5.8 - Quadro de ANOVA para diminuição de massa do anel . . . . .	114
5.9 - Algoritmo de Yates - Área polida das camisas (%) . . . . .	116
5.10 - Quadro de ANOVA para área polida das camisas . . . . .	117
5.11 - Algoritmo de Yates - Variação da rugosidade das camisas ( $\mu\text{m}$ ) . .	120
5.12 - Quadro de ANOVA para variação de rugosidade Rz das camisas .	121
5.13 - Algoritmo de Yates - Desgaste combinado anel e camisa ( $\mu\text{m}$ ) . . .	124
5.14 - Quadro de ANOVA para desgaste combinado anel e camisa . . . .	125
5.15 - Algoritmo de Yates - Desgaste combinado altura do anel + canaleta do pistão ( $\mu\text{m}$ ) . . . . .	128
5.16 - Quadro de ANOVA para desgaste combinado entre anel e canaleta	129
5.17 - Resumo das melhores configurações de anel em função das respostas dos ensaios analisadas . . . . .	132

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Representação esquemática de uma pistola de metalização . . . . .	9
2.2 - Variação do consumo de óleo em função da variação do perfil da face de contato do anel . . . . .	11
2.3 - Efeito da posição da linha de contato do anel no consumo de óleo e "Blow-by" . . . . .	12
2.4 - Anel de compressão com face de contato abaulada . . . . .	13
2.5 - Método de medição do abaulamento da face de contato . . . . .	14
2.6 - Consumo de óleo em função do abaulamento da face de contato . . .	15
2.7 - Efeito do raio de curvatura do abaulamento na menor espessura da película de óleo . . . . .	17
2.8 - Anel de compressão com face de contato abaulada assimétrica . . . .	18
2.9 - Efeito do perfil da face de contato na espessura da película de lubrificante . . . . .	19
2.10 - Forças atuantes no anel . . . . .	21
2.11 - Ovalização do anel . . . . .	23
2.12 - Distribuição de pressão radial para anéis de compressão . . . . .	24
2.13 - Seção transversal do cilindro mostrando veio de grafita fechado por material dobrado . . . . .	31
2.14 - Mecanismos envolvidos no desgaste triboquímico . . . . .	39
3.1 - Microestrutura típica do ferro fundido nodular (M1) . . . . .	45

3.2 - Microestrutura típica do ferro fundido nodular com nióbio (M2) . . .	46
3.3 - Seção transversal do revestimento R1 . . . . .	49
3.4 - Seção transversal do revestimento R2 . . . . .	50
3.5 - Mistura de pós para o revestimento R2 . . . . .	50
3.6 - Perfil abaulado centrado (P1) . . . . .	52
3.7 - Perfil abaulado assimétrico (P2) . . . . .	52
3.8 - Seção transversal dos anéis . . . . .	62
3.9 - Arranjo físico de um motor instalado numa célula de ensaios . . . . .	64
3.10 - Exemplo de medição de área polida da camisa . . . . .	73
3.11 - Determinação do valor de rugosidade pelo parâmetro Rz . . . . .	74
4.1 - Perfis de rugosidade da camisa antes e após ensaio . . . . .	94
5.1 - Interação dupla entre material base e ovalização para a resposta variação da folga entre pontas . . . . .	103
5.2 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta variação da folga entre pontas . . . . .	104
5.3 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta desgaste na direção radial . . . . .	108
5.4 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta de desgaste na altura dos anéis . . . . .	111
5.5 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta área polida das camisas (valores x 10) . . . . .	118
5.6 - Interação dupla entre material base e perfil da face de contato para a resposta variação da rugosidade das camisas . . . . .	122

5.7 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta de desgaste combinado anel e camisa . . . . .	126
5.8 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta desgaste combinado entre anel e canaleta . . . . .	130
5.9 - Variação média da folga entre pontas do anel em função do material de revestimento . . . . .	133
5.10 - Variação média da espessura radial do anel em função do material de revestimento . . . . .	134
5.11 - Valores médios de desgaste na altura do anel, laterais do canaleta e desgaste combinado em função do material base do anel . . . . .	135
5.12 - Valores médios de perda de massa dos anéis em função dos materiais base e de revestimento da face de contato . . . . .	136
5.13 - Valores médios de consumo de óleo durante os ensaios . . . . .	138
5.14 - Valores médios de "Blow-by" durante os ensaios (plena carga @ 83,3 Hz) . . . . .	139

## LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

ANOVA	"Analysis of variances" - Análise de variâncias.
Cil.	Cilindro do motor.
d3	Diâmetro do anel medido na direção da folga entre pontas quando este se encontra fechado até sua folga entre pontas real por meio de uma fita flexível.
d4	Idem d3, para direção perpendicular à direção da folga entre pontas.
F	Distribuição F de Snedecor.
GL	Grau de liberdade.
h1	Altura do anel.
h8	Referência para medição do abaulamento da face de contato do anel.
le	Percurso de avaliação de rugosidade Rz
lm	Percurso de medição de rugosidade Rz, correspondendo a 5 vezes le.
lt	Percurso total do apalpador na medição de rugosidade Rz.
M	Variável material base.
M1	Material base ferro fundido nodular.
M2	Material base ferro fundido nodular com adição de nióbio.
O	Variável ovalização do anel.
O1	Ovalização negativa.
O2	Ovalização zero.
P	Variável perfil da face de contato do anel com a parede do cilindro.
P1	Perfil abaulado centrado.

- P2** Perfil abaulado assimétrico (ponto mais alto do abaulamento deslocado para a parte inferior do anel).
- R** Variável revestimento resistente ao desgaste aplicado à face de contato do anel.
- R1** Revestimento resistente ao desgaste à base de molibdênio metalizado por plasma convencional.
- R2** Revestimento resistente ao desgaste à base de molibdênio metalizado por plasma com adição de partículas duras de carboneto de cromo ( $\text{Cr}_3\text{C}_2$ ).
- Rz** Parâmetro Rz para medição de rugosidade de uma superfície.
- SQ** Soma de quadrados.
- t2** Altura do abaulamento da face de contato do anel.
- WOT** "Wide open throttle" - Borboleta do acelerador totalmente aberta - Plena carga.

## RESUMO

O presente estudo determina a melhor configuração entre características geométricas e de materiais do anel de compressão de primeiro canaleta de motores do ciclo Otto, para aumentar a durabilidade e desempenho. Foram estudados: material base, material do revestimento da face de contato com a parede do cilindro, perfil da face e ovalização do anel. Foram determinadas as influências destas características no desgaste do anel, através da técnica de análise de variâncias, e no desempenho do motor quanto ao consumo de óleo lubrificante e "Blow-by". A melhor configuração de anel para maior durabilidade é composta por material base ferro fundido nodular com nióbio, revestimento à base de molibdênio metalizado por plasma com adição de carbonetos de cromo, perfil da face de contato abaulado centrado e ovalização zero. A melhor configuração para redução do consumo de óleo apresentou perfil da face abaulado assimétrico e ovalização negativa, enquanto que, para redução de "Blow-by" do motor, o perfil assimétrico e ovalização zero apresentaram melhor resultado.



## **ABSTRACT**

This study determines the best configuration of the geometrical characteristics and materials of the first groove compression piston rings of Otto engines, in order to increase their durability and performance. The focus of this study was on: base material, wear resistant coating material, working face profile and ring ovality. The influences of these characteristics on the ring wear were determined through the analysis of variance technique, and also the influences on the engine performance concerning the lubricant oil consumption and blow-by were analyzed. The best configuration of the ring for higher durability is composed of nodular cast iron with niobium base material, molybdenum based plasma sprayed coating with the addition of chromium carbides, centered barrel face and zero ovality. The best configuration for oil consumption reduction showed asymmetrical barrel face and negative ovality, while for blow-by reduction, the asymmetrical barrel face and zero ovality showed the best results.

# **ESTUDO DE MATERIAIS, GEOMETRIA E COMPATIBILIDADE DOS TRIBOSSISTEMAS EM ANÉIS DE PISTÃO PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

## **1 INTRODUÇÃO**

Os anéis de pistão são os componentes do motor de combustão interna responsáveis pela vedação dos gases entre a câmara de combustão e o cárter, pelo controle da película de óleo lubrificante existente na parede do cilindro e também pela condução de calor do pistão para a parede do cilindro. Podem ser divididos em dois grandes grupos: anéis de compressão e anéis de óleo. Os anéis de compressão situam-se mais próximos ao topo do pistão e conseqüentemente à câmara de combustão e têm a função principal de vedar a passagem dos gases da câmara de combustão para o cárter. Tal fluxo de gases recebe a denominação de "Blow-by". Por outro lado, devido a particularidades geométricas, os anéis de compressão também auxiliam na tarefa de controlar a quantidade de óleo presente na parede do cilindro. Já os anéis de óleo desempenham melhor este controle, raspando o excesso de óleo lubrificante da parede do cilindro, permitindo o seu retorno ao cárter do motor. Estes anéis, por possuírem canais que possibilitam a passagem do óleo por orifícios de retorno no fundo do canaleta do pistão, não têm elevada força própria e são geralmente empregados com um elemento expensor que aumenta sua pressão contra a parede do cilindro, aumentando seu efeito de raspagem.

Recentes desenvolvimentos na área de motores, com enfoques na redução da emissão de poluentes nos gases de escapamento e na redução do consumo de combustível, têm aumentado consideravelmente o nível de solicitação dos anéis, principalmente dos anéis de compressão. Observou-se, nos últimos anos, uma redução na altura dos anéis e a sua instalação cada vez mais próxima à câmara de combustão. A redução na altura do anel melhora sua conformabilidade às imperfeições da forma do cilindro, reduz as massas oscilantes do motor e reduz a força do anel contra a parede do cilindro resultante da ação dos gases sobre o diâmetro interno do anel, proporcionando uma menor potência de atrito e melhor aproveitamento do combustível queimado [1] [2]. A instalação dos anéis mais próximos ao topo do pistão tem por objetivo a redução dos volumes mortos da câmara de combustão para minimizar a emissão de hidrocarbonetos provenientes da mistura combustível - ar não queimada [3] [4] [5]. Estas novas condições requerem componentes com elevada resistência ao desgaste em seu material base bem como o emprego de revestimentos, aplicados por metalização, uma vez que estão sujeitos a uma maior carga térmica e a uma maior ação da pressão dos gases sobre os anéis.

Existem várias características dos anéis de compressão e de seus materiais que interferem em sua capacidade de vedação dos gases e no auxílio ao controle da película de óleo na parede do cilindro. Procura-se sempre, desta forma, definir qual o conjunto de características que maximize o desempenho do anel em termos funcionais e de durabilidade, de forma especial em relação ao anel de primeiro canaleta, por ser o mais solicitado.

Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo estabelecer qual a melhor configuração entre as alternativas existentes para algumas características geométricas e de materiais do anel de compressão de primeiro canaleta utilizado em motores de combustão interna do ciclo Otto, determinando as influências destas características no desgaste do anel e no desempenho do motor quanto ao consumo de óleo lubrificante e "Blow-by".

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1 Características do Anel de Primeiro Canaleta**

Dentre as diversas características que determinam o desempenho de um anel de pistão de primeiro canaleta quanto à sua resistência ao desgaste, capacidade de vedação e controle da película de óleo na parede do cilindro [6], apenas as características que serão objeto deste estudo serão descritas e analisadas, a saber: material base, revestimento resistente ao desgaste, perfil da face de contato com a parede do cilindro e ovalização do anel.

#### **2.1.1 Material Base**

O primeiro item a ser analisado é o chamado material base do anel. Os anéis que devem resistir a períodos maiores de funcionamento no motor recebem um revestimento, em sua face de contato com a parede do cilindro, composto por um ou mais materiais com propriedades de resistência ao desgaste melhores do que o material base. Desta forma, o material base do anel será responsável pela resistência mecânica do mesmo (importante durante a operação de montagem do anel no pistão) e também pela resistência ao desgaste em sua altura axial. O movimento alternativo do pistão provoca elevadas forças de inércia nos anéis fazendo com que ocorram choques entre as faces laterais do anel e as paredes laterais do canaleta do pistão devido às folgas entre o anel e o canaleta. Movimentos secundários do pistão decorrentes da folga entre o pistão e o cilindro provocam movimento relativo entre o anel e o canaleta na direção radial. Estes impactos na direção axial e movimento relativo na direção radial têm seus efeitos ampliados em função das elevadas pressões provenientes dos gases atuantes sobre os anéis em determinados períodos do ciclo. Estas solicitações provocam sérios

problemas de desgaste na altura axial dos anéis e nas laterais do canaleta do pistão. Vale notar que as folgas laterais aumentam em decorrência da diminuição da altura axial do anel e do aumento da altura do canaleta pelo desgaste sofrido, criando condições ainda mais adversas e aumentando o desgaste.

Para motores do ciclo Otto, a grande maioria das aplicações apresenta anéis de primeiro canaleta em ferro fundido nodular por possuir melhores propriedades mecânicas que os ferros fundidos cinzentos. A tabela 2.1 [7] apresenta um comparativo entre as principais propriedades destes materiais.

Tabela 2.1 - Propriedades Mecânicas de Ferros Fundidos [7].

Ferro Fundido	Dureza	Módulo de Ruptura Mínimo (MPa)	Módulo de Elasticidade (MPa)
Cinzento	95,0 a 106,5 HRB	450	81.000 a 126.000
Cinzento-Alta Liga ( Ni, Ti, V, W, Nb )	35 a 45 HRC	650	120.000 a 150.000
Nodular	28 a 38 HRC	1400	145.000 a 185.000

Em desenvolvimento recente, passou-se a empregar um ferro fundido nodular com partículas duras (carbonetos) dispersas na matriz como uma alternativa para

materiais de anéis de primeiro canaleta (com revestimento resistente ao desgaste na face de contato) ou de anéis de segundo e terceiro canaletes sem revestimento. VATAVUK; MARIANO [8] apresentam resultados de ensaios comparativos entre um ferro fundido nodular base e o mesmo material com adição de 0,5% em massa de nióbio para possibilitar a formação de carbonetos dispersos na matriz. Estes materiais foram ensaiados em anéis de óleo sem revestimento resistente ao desgaste num motor ciclo Otto (cilindrada total de 1,6 dm<sup>3</sup> e potência máxima de 60 kW). O material com adição de nióbio apresentou um desgaste 17% menor, medido através do aumento da folga entre pontas do anel.

Anéis de aço e mesmo anéis de aço nitretados são encontrados em algumas aplicações onde se desejam componentes com alturas bastante reduzidas (1,2mm ou menores), alta resistência ao desgaste e excelentes propriedades mecânicas [9]. Porém, trata-se de uma alternativa de difícil desenvolvimento uma vez que seus custos são elevados e as influências do tratamento termoquímico de nitretação sobre as características do anel não são facilmente determinadas e controladas em níveis produtivos [10].

Assim, uma vez que o material base do anel deve apresentar boas propriedades mecânicas e boa resistência ao desgaste para manter o desgaste na altura do anel dentro de limites aceitáveis, duas alternativas de ferros fundidos nodulares (sem e com carbonetos dispersos na matriz) serão estudadas nesta pesquisa.

### 2.1.2 Revestimento Resistente ao Desgaste

A segunda característica importante na definição da vida útil de um anel de primeiro canaleta é o material utilizado na camada resistente ao desgaste aplicada à face de contato do anel com a parede do cilindro. Em motores convencionais, de baixa solicitação, esta camada constitui-se de cromo aplicado por eletrodeposição. Sua alta dureza (em torno de 1000 HV 0,5), alta resistência ao desgaste e alta aderência ao material base são propriedades que o tornam uma alternativa de larga utilização. No entanto, à medida que a solicitação sobre os anéis aumenta, nos motores de elevada potência específica, o cromo pode apresentar problemas de desgaste adesivo. Neste caso, o emprego de revestimentos à base de molibdênio torna-se obrigatório, uma vez que este material possui uma temperatura de fusão maior do que o cromo.

Um dos revestimentos à base de molibdênio existentes é constituído por molibdênio puro aplicado pelo processo de metalização por chama. O arame de molibdênio é alimentado em um maçarico onde ocorre a fusão deste material e sua aspersão na superfície do anel. A camada resultante apresenta aspecto lamelar devido à solidificação das gotículas aspergidas sobre a superfície, e com isto maior tendência à escamação ou destacamento destas lamelas em decorrência da variação cíclica de temperatura à qual o anel é exposto.

Por outro lado, o processo de metalização por plasma proporciona revestimentos com melhores propriedades mecânicas e de resistência ao desgaste. Por se tratar de uma mistura de pós metálicos ou cerâmicos (por exemplo: molibdênio, níquel, cromo,



carbonetos, etc), permite maior flexibilidade na composição do revestimento. O princípio da metalização por plasma é descrito a seguir [11]. O processo se realiza numa pistola de plasma onde são alimentados um gás e o material a ser aspergido. Um arco elétrico é formado entre um catodo de tungstênio e um anodo de cobre e é introduzido o gás ou mistura de gases. Devido à alta temperatura do arco elétrico, o plasma é formado pela ionização e dissociação deste gás. Estes processos causam intenso aquecimento e aceleração do gás na saída do bocal da pistola, e podem ser atingidas velocidades várias vezes acima da velocidade do som, com temperatura no centro do plasma acima de 15.000 °C. O material a ser aspergido é introduzido no centro deste plasma através de um gás de transporte, onde é fundido e aspergido em alta velocidade contra a peça (Figura 2.1).

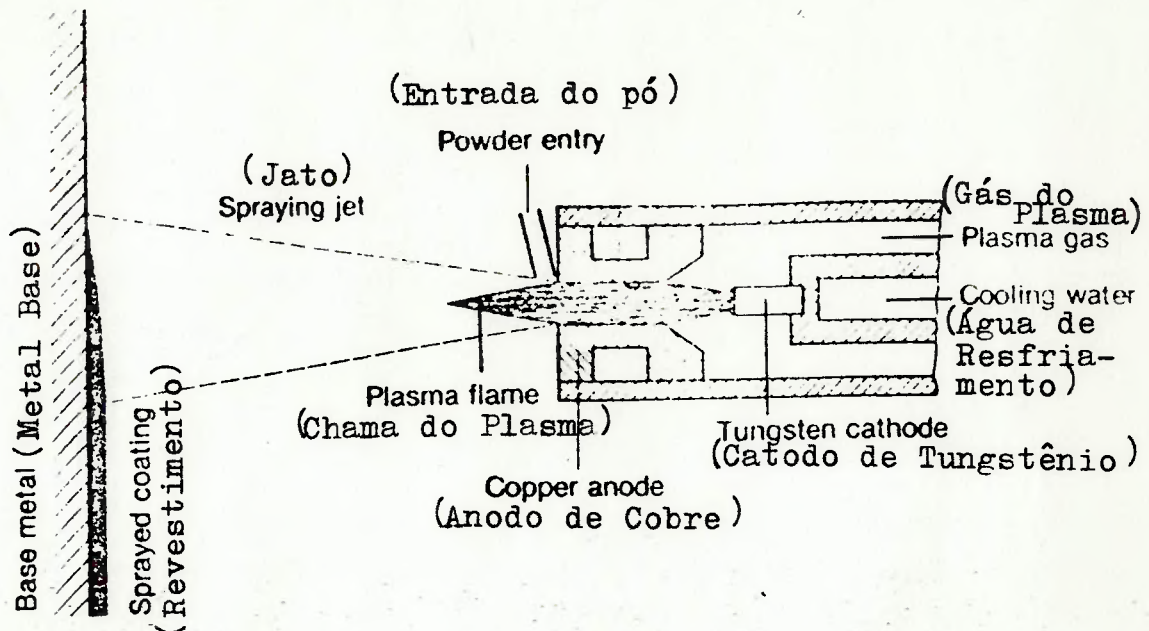


Figura 2.1: Representação esquemática de uma pistola de metalização [11].

BURAN et al. [11] e BEYER; NEUHAUSER [12] discutem as várias características e propriedades importantes para um revestimento obtido por metalização por plasma: composição química, microestrutura, distribuição homogênea dos microconstituintes, existência de partículas que não foram fundidas e óxidos, porosidade, dureza, adesão ao material base, resistência à torção, resistência à flexão e resistência às variações térmicas sofridas pelo anel.

VATAVUK et al. [13] apresenta uma mistura de pós de larga utilização, composta por 75 a 80% (em massa) de molibdênio e 20 a 25% de um microconstituente contendo níquel, cromo, boro, silício e ferro. Neste mesmo trabalho são demonstradas as vantagens da adição de partículas duras ao revestimento do anel. Um novo

revestimento é proposto, constituído por 55 a 65% de molibdênio; 15 a 25% de microconstituente contendo níquel, cromo, boro, silício e ferro e 10 a 25% de carbonetos de cromo  $\text{Cr}_3\text{C}_2$ . Esta proposta apresentou maior resistência ao desgaste quando comparada com o revestimento sem partículas duras e não causou desgaste excessivo nas paredes do cilindro.

Neste trabalho serão estudados, assim, os motores modernos com altos níveis de solicitação mecânica e térmica presentes nos anéis de primeiro canaleta, que requerem a utilização de revestimentos resistentes ao desgaste, aplicados por metalização por plasma, na face de contato com a parede do cilindro. A composição da mistura de pós do revestimento é de primordial importância na definição de suas propriedades mecânicas e de resistência ao desgaste.

### 2.1.3 Perfil da Face de Contato

O perfil da face de contato do anel com a parede do cilindro é uma característica geométrica de grande importância na capacidade do anel em controlar a espessura da película de óleo lubrificante presente na parede do cilindro, conforme será discutido a seguir.

Os motores de concepção mais antiga possuíam anéis de compressão de primeiro canaleta com seção transversal retangular, o que proporciona uma face de contato paralela à parede do cilindro. No entanto, devido a deformação do pistão sob carregamento da pressão dos gases e dos gradientes de temperatura, o contato com a

parede do cilindro desloca-se para a parte superior do anel. Este tipo de contato não é desejável, uma vez que o pistão em seu movimento ascendente raspa o óleo em direção à câmara de combustão, onde será queimado, aumentando os valores de consumo de óleo e emissão de poluentes nos gases de escape. A Figura 2.2, apresentada por IVEN [6] mostra a variação do perfil da face de contato do anel com o desgaste e sua influência no consumo de óleo do motor.

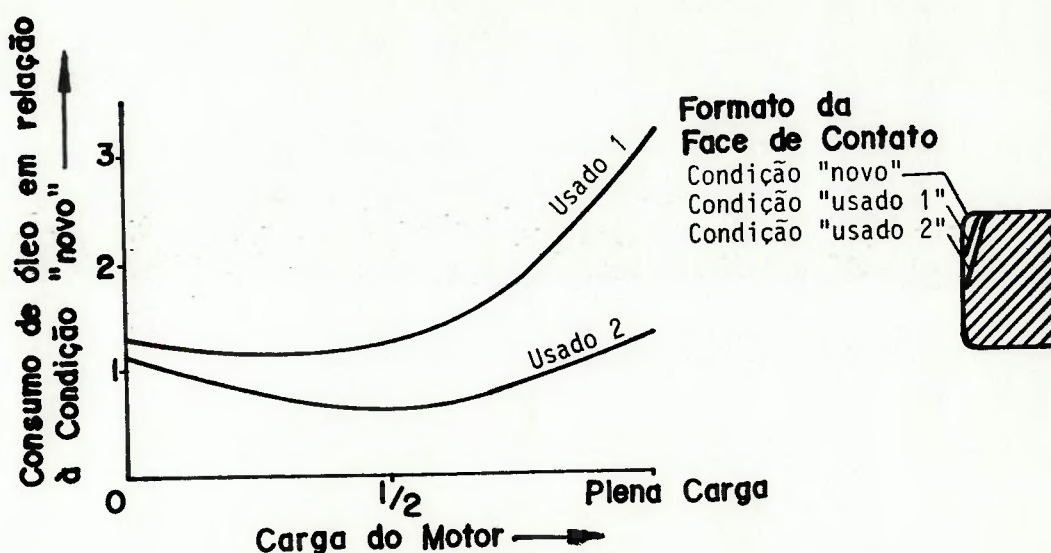


Figura 2.2: Variação do consumo de óleo em função da variação do perfil da face de contato do anel (motor a gasolina, cilindrada total de  $1,2 \text{ dm}^3$ , rotação de  $93,3 \text{ Hz}$ ) [6].

A importância da posição axial da linha de contato do anel também é destacada por GRAHAM; MUNRO [14]. Como pode-se observar na Figura 2.3, apresentada por estes autores, o consumo de óleo pode ser até cinco vezes maior quando comparado um

anel com a linha de contato na região superior com um anel similar possuindo a linha de contato na região inferior. Neste caso não se observou grande alteração nos valores do "Blow-by".

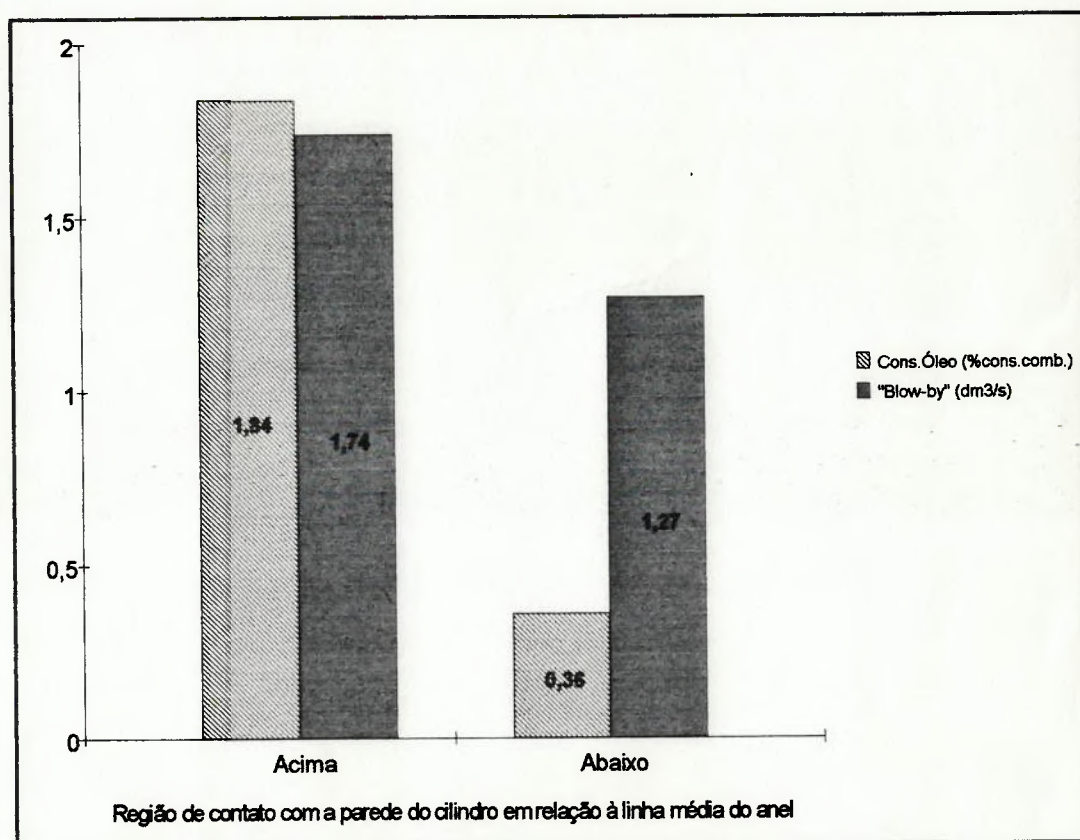
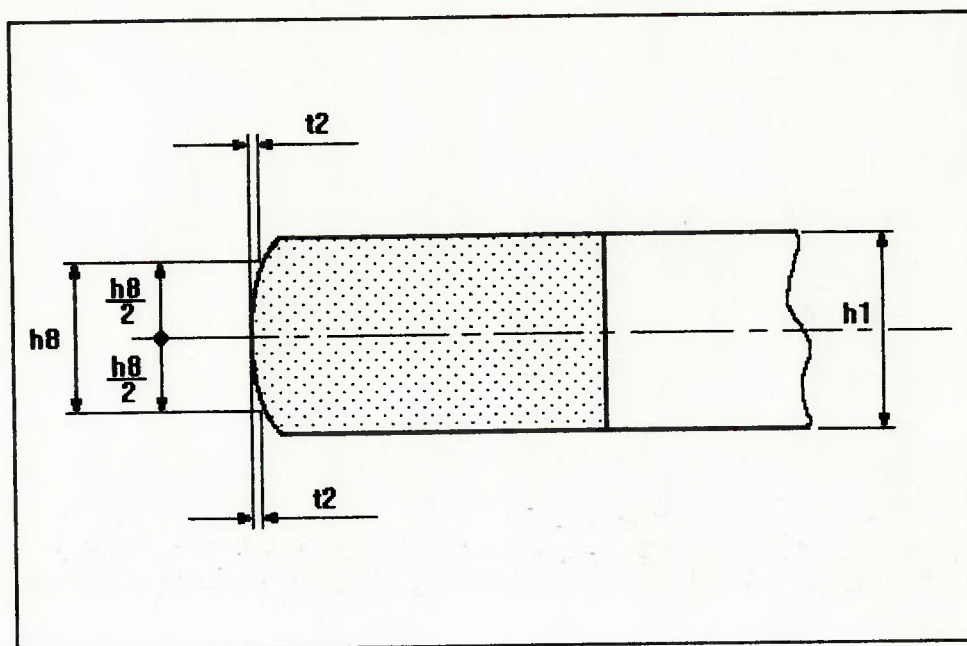


Figura 2.3: Efeito da posição da linha de contato do anel no consumo de óleo e "Blow-by" [14].

Assim, para se evitar este contato da região superior da face do anel com a parede do cilindro, pode-se utilizar uma face de contato abaulada, conforme apresentado na Figura 2.4 [15]. Ao mesmo tempo que se evita a raspagem de óleo em direção à câmara de combustão, tem-se também um perfil que é mais favorável à formação do

filme de óleo para o anel de primeiro canaleta.



$h_1$  = altura do anel

$h_8$  = referência para medição do abaulamento

$t_2$  = altura do abaulamento

Figura 2.4: Anel de compressão com face de contato abaulada [15].

A altura do abaulamento da face de contato é medida conforme especificado na norma DIN 70907 [15] e Figura 2.5 [15] a seguir. Na seção transversal oposta à folga entre pontas ( $180^\circ$  da folga entre pontas) é medida a distância na direção radial entre dois pontos (situados a  $h_8/2$  da linha de centro do anel) em relação ao ponto mais exterior da face de contato. Esta distância  $t_2$  caracteriza o grau de abaulamento da face do anel.

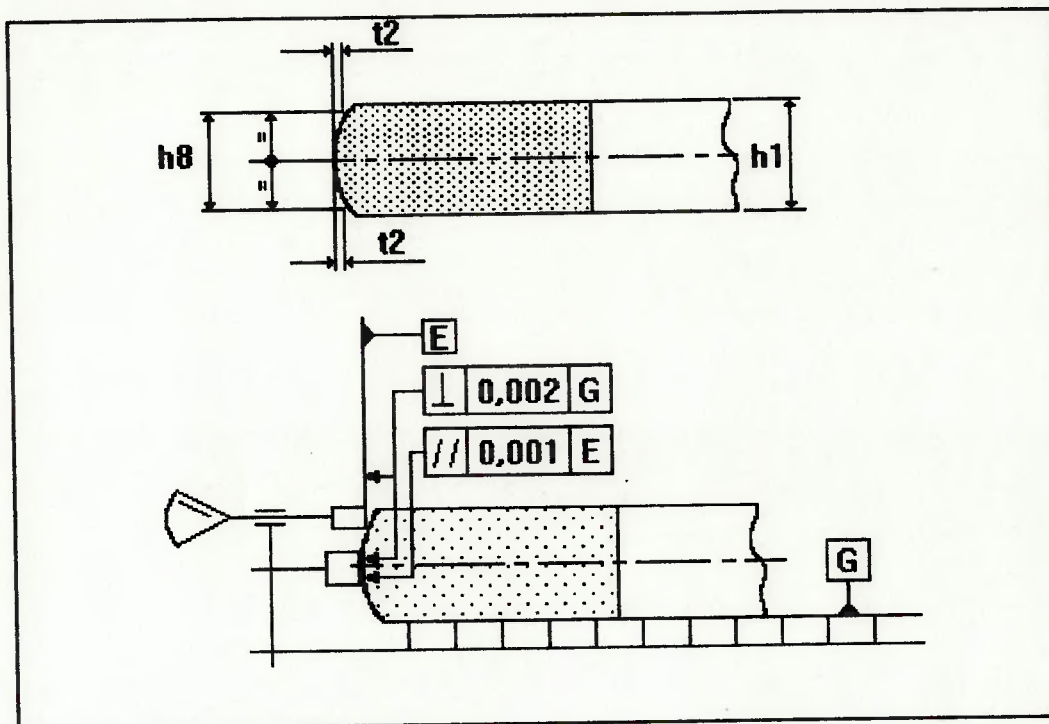


Figura 2.5: Método de medição do abaulamento da face de contato [15].

Também pode ser medido através de meios gráficos, onde é traçado o perfil da face de contato com grandes ampliações e este valor é medido diretamente sobre o gráfico.

Os valores de  $h_8$  dependem da altura axial do anel e estão estabelecidos na norma DIN 70909 [16].

A variação do consumo de óleo de um motor a gasolina (cilindrada de  $1,2 \text{ dm}^3$ , regime de plena carga a 93,3 Hz) para diferentes valores de abaulamento é mostrada na Figura 2.6 [6].

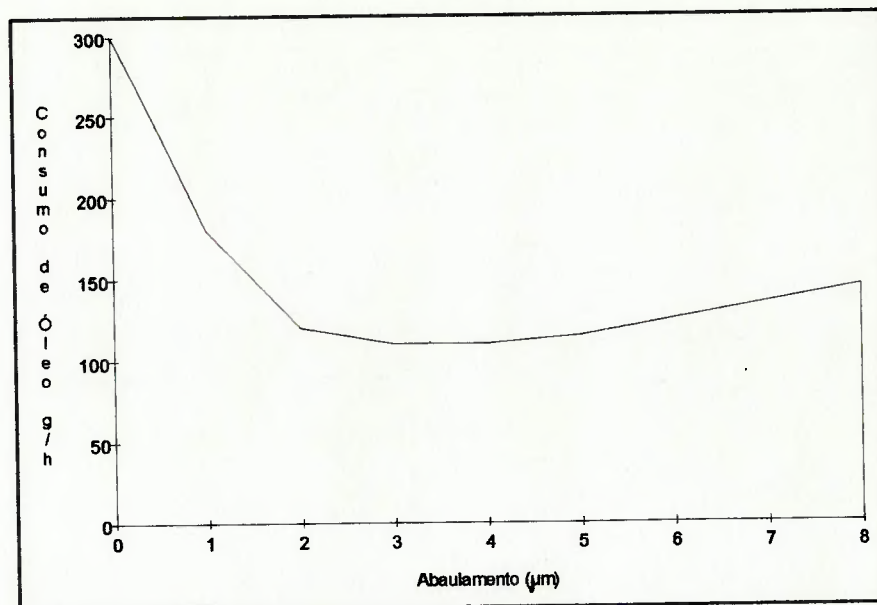


Figura 2.6: Consumo de óleo em função do abaulamento da face de contato [6].

O ligeiro aumento no consumo de óleo com o aumento no abaulamento pode ser explicado pelo aumento da pressão hidrodinâmica durante o curso de deslocamento do anel, resultando numa película de óleo mais espessa na parede do cilindro. Uma película de óleo mais espessa representa uma maior quantidade de óleo exposta aos efeitos da elevada temperatura dos gases, sendo evaporada ou queimada durante a combustão.

Se por um lado maiores valores de abaulamento proporcionam uma maior espessura da película de óleo nas regiões do meio do curso do pistão, onde ocorre lubrificação hidrodinâmica, o mesmo não ocorre nas regiões de inversão de movimento (pontos mortos superior e inferior) onde a velocidade do anel diminui e a formação da



película de óleo pode ser prejudicada pela baixa capacidade de suportar carga de uma superfície abaulada. Ou seja, uma superfície abaulada promove uma boa lubrificação hidrodinâmica, pelo efeito de cunha, na região do meio do curso do pistão, mas gera baixa pressão na película de lubrificante (pelo efeito de "squeeze") nas regiões de inversão de movimento, suportando baixas cargas e possibilitando o contato metálico momentâneo do anel com a parede do cilindro, conforme discutido por GOENKA et al. [17] e PARANJPI et al. [18]. RUDDY et al. [19] mostraram a variação da espessura da película de óleo ao longo do curso do anel em função do abaulamento da face de contato do anel. Estes valores foram calculados através de um programa de simulação e são apresentados na Figura 2.7 [19].

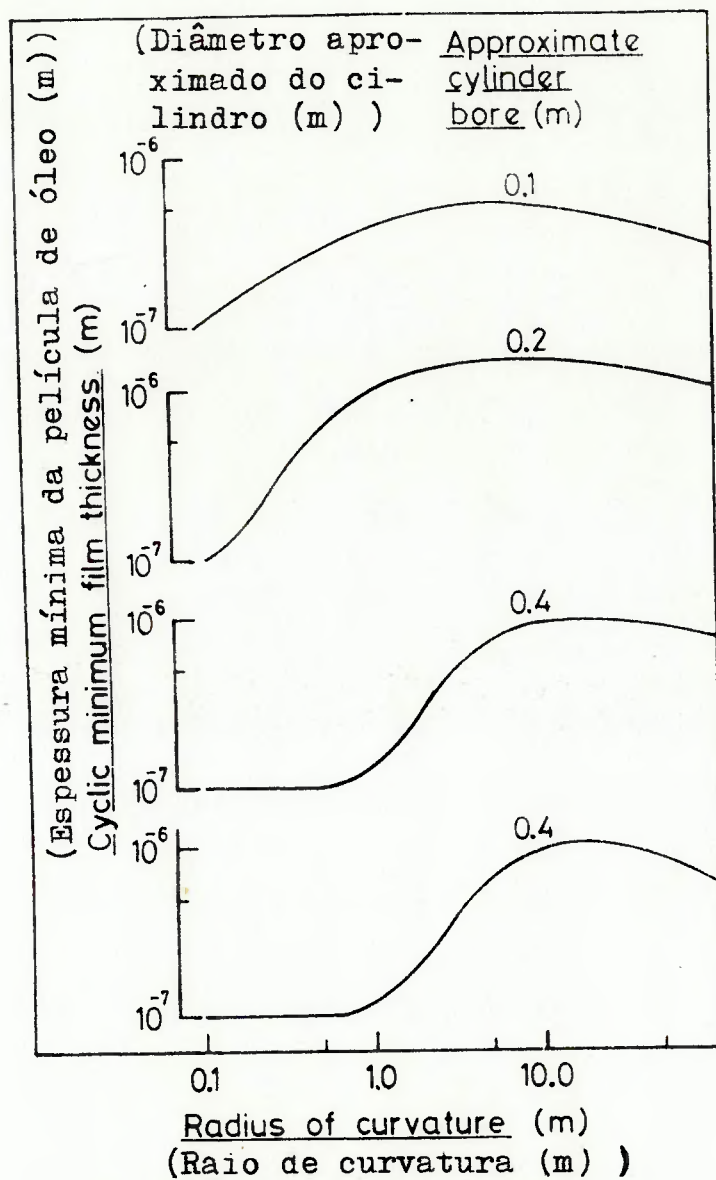


Figura 2.7: Efeito do raio de curvatura do abaulamento na menor espessura da película de óleo [19].

Os valores do abaulamento da face de contato também influenciam na potência de atrito do motor, conforme demonstrado por JENG [20] através de resultados de simulação num motor ciclo Otto com cilindrada de 2,0 dm<sup>3</sup>. JENG observa que para baixas rotações (10; 16,7 e 33,33 Hz), baixos valores de abaulamento reduzem

ligeiramente a potência de atrito, enquanto que para altas rotações (83,3 Hz) ocorre o inverso. Isto se deve ao fato de que baixos valores de abaulamento geram uma película de óleo por "squeeze" e reduzem a região de lubrificação mista em baixas rotações. Em rotações elevadas, a área de lubrificação mista é insignificante e, como maiores abaulamentos geram películas de óleo mais espessas pela ação de cunha no regime hidrodinâmico, a potência de atrito é reduzida.

Outra alternativa existente para se garantir um contato favorável entre a face de contato do anel e a parede do cilindro é a execução da face de contato abaulada assimétrica (Figura 2.8).

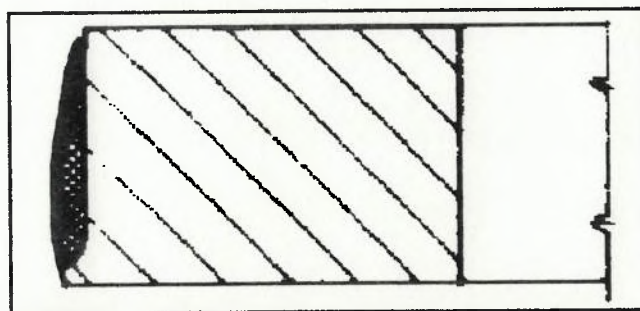


Figura 2.8: Anel de compressão com face de contato abaulada assimétrica.

Nesta configuração, o ponto mais externo do abaulamento situa-se abaixo da linha média do anel, proporcionando um perfil otimizado para controle da película de

óleo. A Figura 2.9 [21] mostra a comparação da espessura da película de óleo deixada na parede do cilindro para um anel com abaulamento simétrico versus um anel com abaulamento assimétrico.

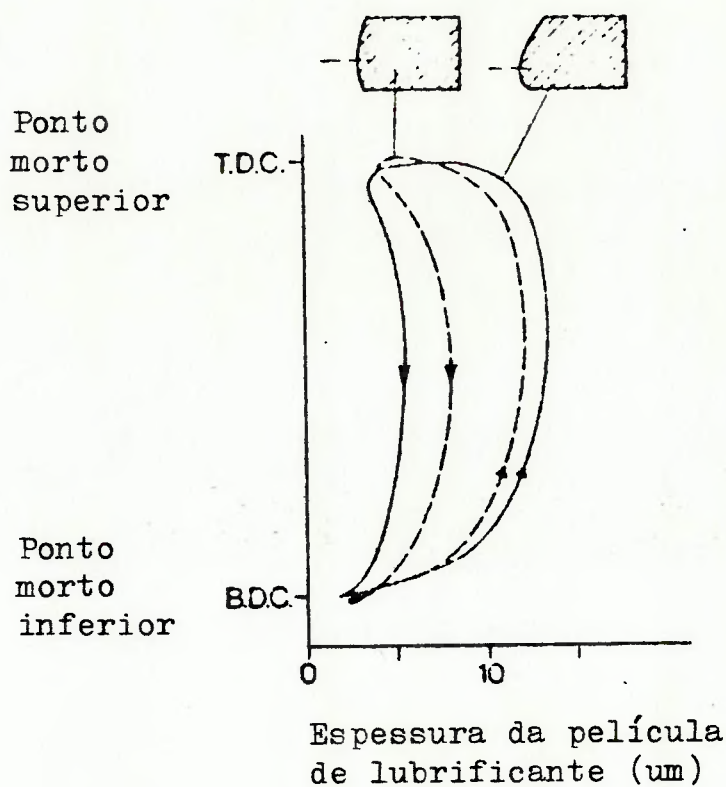


Figura 2.9: Efeito do perfil da face de contato na espessura da película de lubrificante [21].

Comparativamente, no movimento ascendente do pistão, uma película de óleo mais espessa é formada com o anel de abaulamento assimétrico, devido ao maior efeito de cunha. Isto proporciona melhor lubrificação para o pacote de anéis e menor potência de atrito. Por outro lado, no movimento descendente do pistão, o anel com abaulamento assimétrico possui um maior efeito raspador, deixando uma película de óleo mais fina, raspando o excesso de óleo de volta ao cárter do motor. Esta película deixada no

movimento descendente do pistão deve ser a menor possível pois o óleo deixado entrará em contato com os gases quentes no tempo de expansão e será evaporado ou queimado, aumentando o consumo de óleo.

Em termos de fabricação, o perfil da face de contato abaulado é obtido através de um processo de lapidação com material abrasivo, enquanto que o perfil abaulado assimétrico é obtido por retificação da face de contato com um rebolo perfilado.

Desta forma, a influência do perfil da face de contato do anel no consumo de óleo lubrificante do motor será estudada através da comparação de anéis com face de contato abaulada simétrica (ou centrada) e anéis com face de contato abaulada assimétrica.

#### 2.1.4 Ovalização do Anel

LAUGÊNIO [22] indica as forças atuantes no anel de compressão quando em funcionamento no motor, conforme apresentado na Figura 2.10.

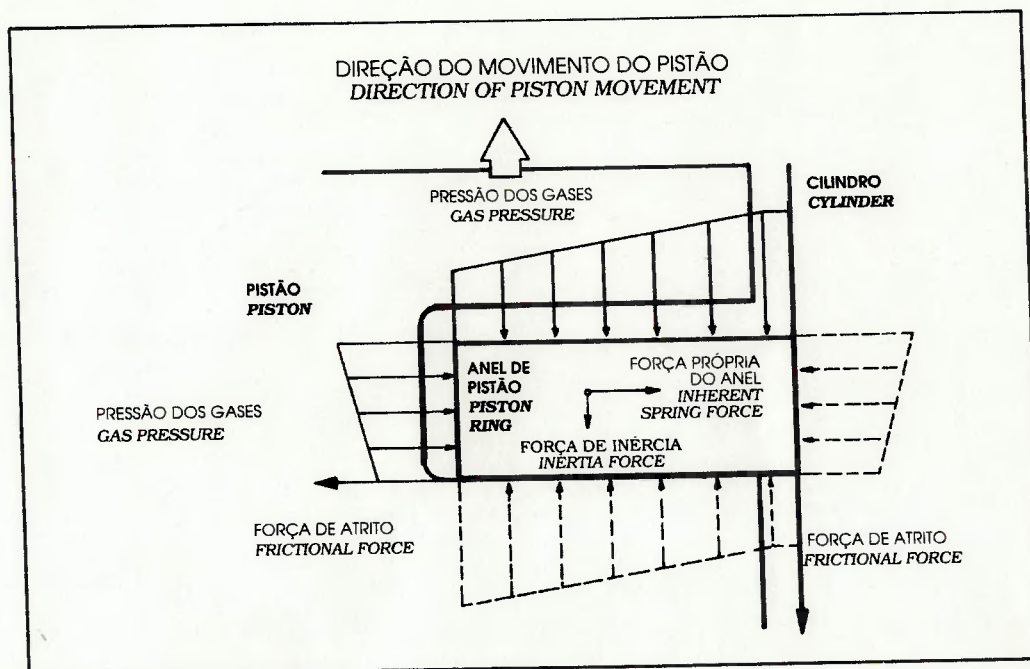


Figura 2.10: Forças atuantes no anel [22].

Dependendo da resultante destas forças, tanto na direção radial quanto na direção axial, pode ocorrer uma instabilidade no anel quando em funcionamento em altas rotações do motor, instabilidade conhecida por flutuação do anel. Devido a esta instabilidade, o anel perde sua capacidade de vedação dos gases e ocorre um repentino aumento nos valores de "Blow-by" e queda na potência desenvolvida pelo motor. Uma variável de grande importância neste fenômeno é a diferença de pressão de gases agindo acima e abaixo do anel sendo que quanto menor for esta diferença mais suscetível à flutuação estará o anel.

Na direção radial, no entanto, este equilíbrio é afetado pela pressão de gases e pelas forças hidrodinâmicas exercidas pela película de óleo. A pressão de gases agindo

na face de contato do anel reduz o efeito da força exercida pelos gases atrás do anel, a qual auxilia nas características de vedação do mesmo. Desta forma, a rotação do motor na qual podem ocorrer problemas de flutuação depende também do tipo de face de contato do anel, sendo menor, por exemplo, para um anel de face cônica do que para um anel retangular.

Para minimizar a ocorrência deste fenômeno, foram desenvolvidos anéis que exercem diferentes distribuições de pressão radial contra a parede do cilindro devido sua força própria de mola. A característica do anel que indica o tipo de distribuição da pressão radial e sua magnitude é a ovalização.

A ovalização do anel é definida, segundo norma DIN 70907 [15], como a diferença entre os diâmetros medidos na direção da folga entre pontas (diâmetro  $d_3$ ) e a  $90^\circ$  da mesma (diâmetro  $d_4$ ), conforme mostrado na Figura 2.11. Para esta medição, o anel deve estar fechado até sua folga entre pontas real com o auxílio de uma fita flexível.

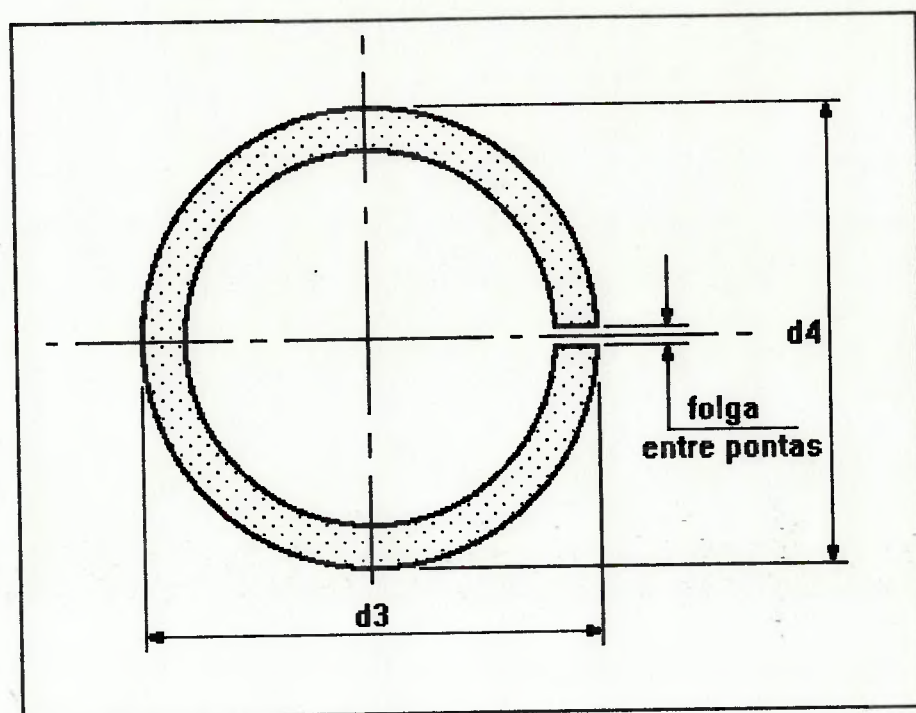
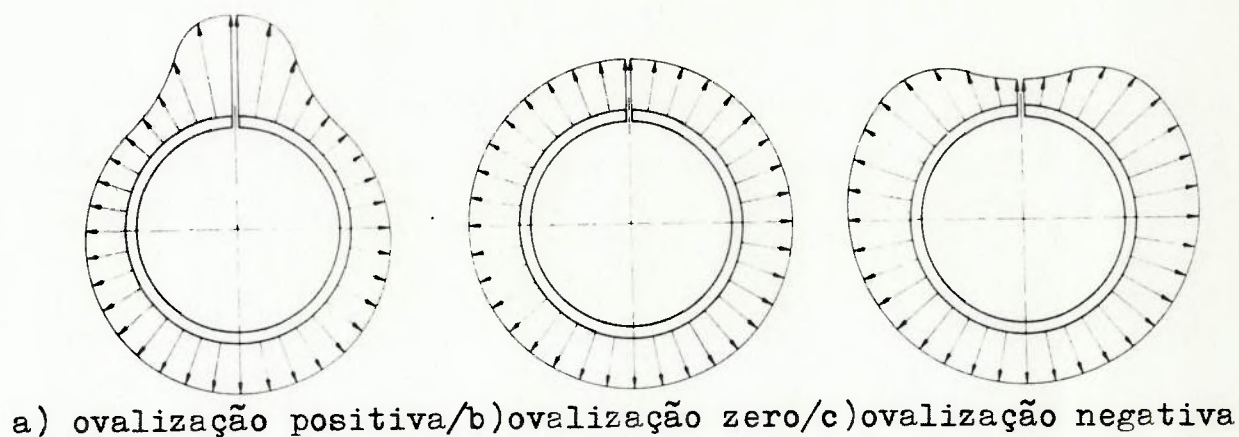


Figura 2.11: Ovalização do anel [15].

A ovalização é dita positiva se o diâmetro  $d3$  for maior que  $d4$ , negativa se for menor ou nula se for igual, conforme apresentado na Figura 2.12 [23].





a) ovalização positiva/b)ovalização zero/c)ovalização negativa

Figura 2.12: Distribuição de pressão radial para anéis de compressão [23].

Uma vez que a flutuação normalmente se inicia na folga entre pontas do anel (região com menores restrições), anéis com ovalização positiva (Figura 2.12a) apresentam pressões maiores nesta região com o objetivo de criar um acréscimo de capacidade de vedação. No entanto, esta distribuição de pressão tem mostrado vantagens apenas para rotações acima de 108,3 Hz (6500 rpm).

Para motores de dois tempos, a distribuição de pressão positiva é inviável, uma vez que as extremidades do anel iriam se prender e quebrar ao passar pelas janelas de admissão e escape na camisa do motor. Desta forma, para anéis para motores dois tempos emprega-se a distribuição de pressão negativa, representada na Figura 2.12c.

É importante enfatizar que um anel com distribuição de pressão não uniforme ao longo de sua periferia representa uma menor capacidade do anel em se adaptar às imperfeições de forma do cilindro. Anéis que possuem regiões com menores pressões não se adaptam às imperfeições de forma do cilindro da mesma maneira que um anel com distribuição uniforme de pressões (Figura 2.12b).

Assim, considerando-se a necessidade de se evitar flutuação (máxima rotação do motor), número de tempos do motor e o desgaste do anel (maior nas regiões de maior pressão radial), deve-se escolher a distribuição de pressões mais adequada. Motores que não atingem elevadas rotações geralmente empregam anéis com distribuições negativas ou uniformes.

Este estudo terá enfoque na utilização de anéis de primeiro canaleta com ovalização nula e negativa, uma vez que o emprego de anéis com ovalização positiva resulta num elevado desgaste na face de contato na região da folga entre pontas.

## 2.2 Características da Parede do Cilindro

### 2.2.1 Material

As paredes do cilindro sofrem carregamentos mecânicos provenientes das altas pressões de gases e dos contatos com os anéis e pistão, bem como carregamentos térmicos devido às temperaturas dos gases. Tais carregamentos são de natureza cíclica em decorrência dos processos de trocas de gases e movimentos alternativos característicos de um motor de combustão interna. Isto implica na necessidade de utilização de materiais com boa resistência mecânica para evitar deformações excessivas ou fadiga. Por outro lado, também são necessárias boa resistência ao desgaste e ao "scuffing", uma vez que contatos metal-metal ocorrem nas regiões de inversão de movimento dos anéis.

A grande maioria dos blocos de motor e das camisas de cilindro são feitos empregando-se o ferro fundido cinzento.

Segundo TING [24], são necessárias adição de elementos de liga tais como: níquel, cromo, cobre e molibdênio para aumentar a resistência mecânica da camisa de cilindro. É prática comum a adição de pelo menos 0,3% em massa de cromo para melhorar a resistência ao desgaste, obtendo-se melhores resultados se combinados à adição de 0,65% de molibdênio.

Uma relação dos materiais de cilindro típicos é apresentada na Tabela 2.2 [24].

Tabela 2.2: Materiais típicos de cilindros [24].

Aplicação	Composição química ( % massa )								Propriedades		Microestrutura
	C	Si	S	P	Mn	Ni	Cr	Outros	Tensão Ruptura (MPa)	Dureza HB	
Blocos fundidos em areia	3,3	2,1	0,1	0,15	0,6	0,3	0,2	-	220	200	Grafita lamelar, matriz perlítica, sem carbonetos livres. Rede de eutéticos de fósforo (fosfeto) tanto maior quanto maior o teor de fósforo. Mínimo de ferrita livre para minimizar "scuffing", podendo ser compensado pelo aumento do teor de fosfeto.
Camisas fundidas em areia	3,3	1,8	0,1	0,25	0,8	-	0,4	-	230	220	
Camisas em ferro fundido cinzento, fundição centrífuga	3,4	2,3	0,06	0,5	0,8	-	0,4	-	260	250	Como para fundição em areia, porém, com grafita mais fina, tendendo a roseta. Matriz martensítica se a camisa for temperada e revenida.
Camisas em ferro fundido ligado, fundição centrífuga	3,1	2,3	0,06	0,3	0,8	-	0,8	0,3 V ou 1,0 Mo	320	280	Grafita compacta, matriz perlítica com ilhas de carbonetos. Eutético ternário de fósforo e carbonetos. Mínimo de ferrita livre ideal, mas de menor importância quando na presença de carbonetos.
Camisas em ferro fundido austenítico	2,9	2,0	0,6	0,3	0,8	14,0	2,0	7,0 Cu	190	180	Grafita lamelar fina com alguma grafita de super-resfriamento. Matriz austenítica de granulometria fina. Carbonetos complexos e eutético ternário de fósforo em rede descontínua.

Em geral, para reduzir a possibilidade de ocorrência de "scuffing", o ferro fundido das camisas de cilindro não deve conter mais de 5% de ferrita livre. O teor de fósforo deve ser maior que 0,5% para proporcionar uma rede fina de eutético de fósforo (fosfeto) para aumentar a resistência ao desgaste e "scuffing". Seriam recomendáveis maiores teores de fósforo, porém, isto acarretaria problemas de fundição (formação de

porosidade e acima de 0,8% em massa pode formar rede contínua de esteadita causando fragilidade), particularmente se for utilizada fundição estática. Para camisas não endurecidas, é desejável uma matriz perlítica. Camisas endurecidas com estrutura bainítica de dureza 400 - 500 HB proporcionam maior resistência ao desgaste abrasivo e ao "scuffing". O emprego de estrutura martensítica pode proporcionar uma resistência ao desgaste até 5 vezes maior do que a estrutura perlítica, mas com menor resistência ao "scuffing" e necessitam de revenimento para uma dureza de 240 - 330 HB.

Desta forma, o material das paredes do cilindro deve apresentar boa resistência mecânica e resistência ao desgaste, porém não pode causar um desgaste excessivo nos anéis, uma vez que o consumo de óleo e durabilidade do motor dependem da compatibilidade entre os materiais dos anéis e do cilindro.

### 2.2.2 Acabamento Superficial

O acabamento superficial da parede do cilindro é obtido por uma operação de usinagem denominada brunimento [25]. Este acabamento é de extrema importância para um bom desempenho e durabilidade do motor, uma vez que é o responsável pela retenção da película de óleo na parede do cilindro e desta forma influencia no amaciamento do motor, consumo de óleo, desgaste dos anéis e tendência do motor à ocorrência de "scuffing".

Um bom brunimento depende da utilização de variáveis de processo adequadas, tais como: tipo de pedra abrasiva, granulometria dos abrasivos da pedra, pressão da pedra contra o cilindro durante o processo, velocidade de retirada de material, fluxo e

tipo do fluido refrigerante durante o processo, etc.

Vários parâmetros devem ser analisados para caracterizar o brunimento. Existem diversas faixas de especificação para estes parâmetros, porém pode-se listar como mais importantes:

- Rugosidade da superfície: indica-se para motores ciclo Otto uma rugosidade Rz na faixa de 2 a 5  $\mu\text{m}$  e para motores ciclo Diesel na faixa de 4 a 8  $\mu\text{m}$  [23].
- Ângulo do brunimento: é determinado pela relação entre a velocidade do movimento alternativo e de rotação do cabeçote de brunir. Este ângulo é medido diretamente na superfície da peça pelas marcas deixadas pelos grãos de abrasivo ou através de réplica de acetato [26]. Recomenda-se uma faixa de 40° a 65° [23].
- Porcentagem de apoio a 2  $\mu\text{m}$  de profundidade: é a porcentagem de superfície de apoio em relação ao total quando se faz um corte imaginário a uma determinada profundidade (no caso 2  $\mu\text{m}$ ) do perfil de rugosidade da superfície [27]. Recomenda-se uma faixa de 60 a 75% [23], [26].
- Qualidade do corte: é muito importante que a superfície apresente traços resultantes da operação de brunimento bem definidos, com corte limpo, regularmente espaçados, sem direção preferencial e sem material dobrado ou rebarbas [28]. Este aspecto da superfície permitirá a formação da película de óleo de forma uniforme, sem a ocorrência de regiões com baixa retenção de lubrificante.

Os veios de grafita que afloram à superfície devem ser mantidos abertos, mesmo após a operação de brunimento, para garantir lubrificação a seco para condições de lubrificação críticas (por exemplo no ponto morto superior).

O fenômeno da formação de um filme de grafita foi amplamente estudado por SUGISHITA; FUJIYOSHI [29] [30] [31], onde apresentaram as vantagens obtidas com a formação de um filme de grafita para evitar contato metal-metal em atritos de deslizamento, onde se tem condições de lubrificação deficientes.

Um brunimento executado de forma inadequada pode apresentar material dobrado na superfície (Figura 2.13 [26]) fechando estes veios de grafita e perdendo, conseqüentemente, a condição de lubrificação, com aumento da possibilidade de ocorrência de "scuffing".

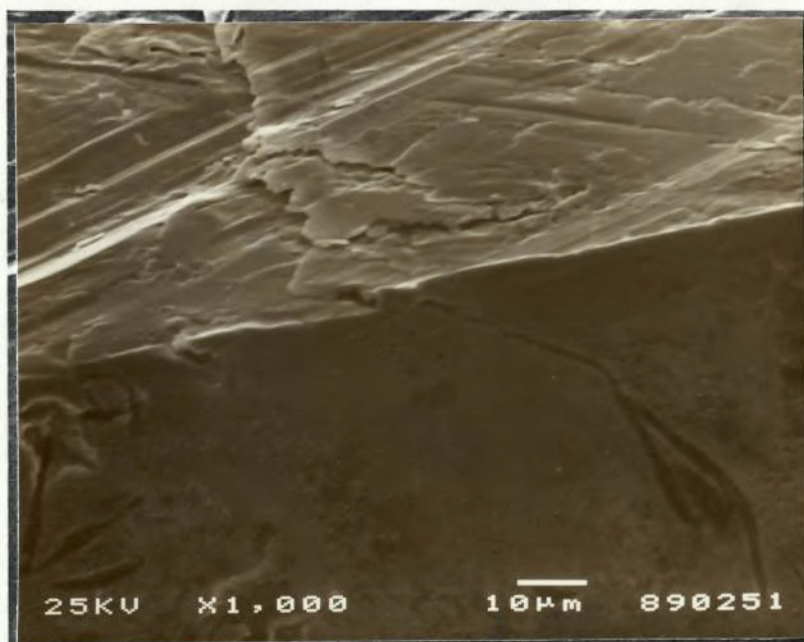


Figura 2.13: Seção transversal do cilindro mostrando veio de grafita fechado por material dobrado [26].

Vários autores [32] [33] [34] estudaram a importância da rugosidade da parede do cilindro sobre o consumo de óleo, uma vez que determina a quantidade de óleo retida na parede e sua evaporação, bem como determina o padrão de amaciamento e desgaste do jogo de anéis e camisas, observando-se casos de redução de até 35% no consumo de óleo e de 50% no desgaste das camisas pela simples variação nos parâmetros de brunimento.

WOLFF [35] estudou os efeitos da rugosidade e textura da superfície na temperatura e resistência à ocorrência de "scuffing" do par anéis / parede de cilindro (o fenômeno de "scuffing" será melhor descrito no item a seguir). Este autor concluiu que a carga para ocorrência de "scuffing" é maior para rugosidades orientadas transversalmente do que para rugosidades orientadas longitudinalmente. Este



comportamento é devido a dois aspectos. Primeiro, a formação de pequenas películas de óleo retidas entre as asperezas das superfícies, as quais garantem uma maior capacidade de suporte de carga devido à pressão no filme de óleo, evitando o contato metálico. Em segundo lugar, o aumento de temperatura nos micro-contatos é maior para rugosidades longitudinalmente orientadas, aumentando a possibilidade de início de ocorrência de "scuffing". Estes fatos justificam o emprego do padrão cruzado resultante da operação de brunimento, uma vez que os ângulos de cruzamento apresentam uma disposição mais próxima ao padrão transversal.

### **2.3 Características do Pistão**

A maioria dos pistões para aplicações automotivas emprega ligas de alumínio. A larga aceitação destas ligas pelos fabricantes de pistões, principalmente para motores leves de ciclo Otto, é atribuída ao seu baixo peso específico e alta condutividade térmica. O baixo peso específico se mostra importante na redução das massas oscilantes internas do motor, permitindo atingir maiores rotações de trabalho e redução das perdas por atrito, enquanto que a alta condutividade térmica facilita a condução de calor do pistão para o sistema de arrefecimento do motor.

Os pistões são fabricados, geralmente, por fundição por gravidade, sofrendo posteriormente usinagens para definição de sua geometria final quanto a dimensões de canaletes, perfil da saia, alojamento do pino, etc. Outro processo de fundição que vem sofrendo um crescente emprego é a fundição sob pressão ("squeeze casting"), onde o metal fundido é injetado sob pressão no molde. Este último processo proporciona

melhorias nas propriedades mecânicas do material, tais como tensão de ruptura e limite de resistência à fadiga, conforme demonstrado por SPENGLER; YOUNG [36] e MYERS [37]. Novas técnicas associadas à fundição sob pressão também têm sido estudadas, entre elas o uso de reforços de fibras cerâmicas, com o objetivo de melhorar as propriedades dos materiais em regiões onde as solicitações são maiores, como por exemplo, região do primeiro canaleta e bordas da câmara de combustão de pistões para motores Diesel. AFONSO e colaboradores [38] relatam aumentos de até 80% na tensão de ruptura em altas temperaturas (acima de 300°C) nas regiões com reforços de fibras cerâmicas, assim como resistência à fadiga dez vezes maior nestas mesmas regiões (bordas da câmara de combustão). KERIBAR e colaboradores [39] também estudaram diferentes configurações de pistões com reforços em fibras cerâmicas e concluíram que esta técnica melhorou as propriedades do material do pistão para todos os casos estudados, recomendando apenas uma otimização quanto à porcentagem de adição de fibras cerâmicas, tipo das fibras e configuração das regiões a serem reforçadas.

As ligas de alumínio mais utilizadas na fabricação de pistões são apresentadas na tabela 2.3 [40].

Tabela 2.3 - Composição química de ligas de alumínio tipicamente empregadas na fabricação de pistões [40].

Liga	Composição química (% massa)									
	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Ti	Al
336.0	11,0	1,2	0,5	0,35	0,7	--	2,0	0,35	0,25	bal.
	13,0		1,5		1,3	--	3,0			
242.0	0,7	1,0	3,5	0,35	1,2	0,25	1,7	0,35	0,25	bal.
			4,5		1,8		2,3			
332.0	8,5	1,2	2,0	0,50	0,5	--	0,50	1,0	0,25	bal.
	10,5		4,0		1,5	--				

Para pistões de motores para automóveis (ciclo Otto), a liga mais empregada é a designada por 332.0, por se tratar de uma liga alumínio - silício com características de fundição e propriedades mecânicas adequadas a este tipo de aplicação. Por outro lado, as ligas 336.0 e 242.0 são empregadas em pistões de motores ciclo Diesel pesados, por apresentarem baixo coeficiente de expansão térmica e alta condutividade térmica, respectivamente.

## 2.4 Mecanismos de Desgaste em Anéis e Camisas de Cilindro

Vários pesquisadores têm estudado os mecanismos de desgaste presentes no par anéis de pistão/parede do cilindro em motores de combustão interna, que serão analisados a seguir.

SUDARSHAN; BHADURI [41] analisaram os mecanismos de desgaste presentes em camisas de cilindro e observaram que as altas taxas de desgaste na região do ponto morto superior do primeiro anel são determinadas principalmente por desgaste adesivo, embora ocorram também os mecanismos de desgaste corrosivo e abrasivo.

BARBER; LUDEMA [42] compararam o desgaste verificado em motores com o desgaste obtido num dispositivo para ensaio em bancada e obtiveram uma boa correlação entre as alterações devidas ao desgaste sofridas pelas superfícies em ambos os tipos de ensaio. Observaram a ocorrência de desgaste abrasivo no início de funcionamento entre os anéis e o cilindro, com abrasão causada por partículas que se desprendem das bordas dos riscos de brunimento. Num estágio posterior foi verificada a ocorrência de um mecanismo de corrosão, onde ocorrem menores taxas de remoção de material das superfícies em contato.

Segundo BANKARUSAMY; KISHORE [43], verifica-se a formação de uma película de grafita nos casos onde ferro fundido cinzento sofre desgaste em condição de lubrificação deficiente ou ausência de lubrificação, sendo esta película responsável pela não ocorrência de "scuffing" entre as superfícies.

STOUT; DAVIS [44] correlacionam a rugosidade da superfície brunida com a rugosidade da superfície do cilindro após funcionamento, demonstrando que altas taxas de desgaste são observadas em superfícies originalmente usinadas com altas rugosidades.

LUDEMA [45] analisou o fenômeno de "scuffing" e apontou a fadiga das asperezas que sofrem deformação plástica nos contatos entre as superfícies como uma das causas de início do fenômeno.

Com base nestes estudos e de forma resumida, pode-se dividir os mecanismos de desgaste nos seguintes tipos:

#### 2.4.1 Desgaste Adesivo

Durante o início de funcionamento do motor deve ocorrer a formação de uma superfície efetiva de vedação entre as faces de contato dos anéis e a parede do cilindro, uma vez que no início da vida do motor as superfícies não estão ainda devidamente ajustadas.

Segundo ZUM GAHR [46] e ARCHARD [47], com o movimento relativo de deslizamento entre as superfícies e devido a condições de lubrificação críticas e à carga a ser suportada no contato entre elas, pode ocorrer o rompimento do filme de óleo lubrificante com conseqüente contato metálico. Nas extremidades das irregularidades da superfície (asperezas) em contato ocorrerá uma micro-soldagem (devido à alta temperatura e deformação nestes pontos) e subsequente ruptura da mesma, havendo

transferência de material entre as superfícies ou remoção deste material por fratura .

A taxa de desgaste depende das propriedades físicas e mecânicas dos materiais envolvidos (exemplo: rugosidade, resistência à ruptura, estrutura cristalina, etc), velocidade relativa entre ambos, cargas suportadas, temperaturas, etc.

#### 2.4.2 Desgaste Abrasivo

ZUM GAHR [46] define o desgaste abrasivo como sendo a remoção de material de uma superfície causada pela presença de partículas duras. Tais partículas duras podem estar entre ou incrustada em uma ou ambas as superfícies em movimento relativo. Por partícula dura entenda-se um fragmento ou protuberância de material com maior dureza que a superfície contra-atritante.

Num motor de combustão interna, as partículas que causarão o desgaste abrasivo na superfície dos anéis e cilindro podem ter origem interna ou externa ao motor. Podem ser citados alguns exemplos:

- partículas metálicas provenientes dos processos de usinagem e deixadas no motor por limpeza deficiente;
- areia utilizada na fundição do bloco e cabeçote e deixada no motor por limpeza deficiente;
- poeira admitida juntamente com o ar devido a sistema de filtragem deficiente;
- sujeira em suspensão no óleo lubrificante e combustível e não retida pelos sistemas de filtragem;

- cinzas e material carbonizado provenientes do processo de combustão;
- partículas metálicas e óxidos provenientes de desgaste de outros componentes ou do próprio componente em estudo.

Nas paredes do cilindro o desgaste abrasivo é caracterizado por riscos e sulcos na direção de trabalho do pistão. Pode ocorrer a remoção do acabamento superficial deixado pelo brunimento, causando o polimento da parede e agravando os problemas de consumo de óleo do motor.

#### 2.4.3 Desgaste Corrosivo ou Triboquímico

Conforme descrito por ZUM GAHR [46], o desgaste corrosivo ou triboquímico pode ser caracterizado como o contato (com movimento relativo) entre duas superfícies que sofrem reação com o meio-ambiente corrosivo em que se encontram. O processo de desgaste ocorre pela contínua remoção e nova formação de camadas com os produtos da reação nas superfícies em contato. Com a presença de oxigênio da atmosfera, as partículas provenientes do desgaste são basicamente óxidos que se formaram nas superfícies e foram removidos pelo atrito entre as superfícies.

Desta forma, o desgaste triboquímico resulta da remoção de metal e produtos de reações químicas nas superfícies em contato. Os mecanismos envolvidos neste tipo de desgaste podem ser divididos em quatro categorias, apresentado na Figura 2.14 [46] e descrita a seguir:

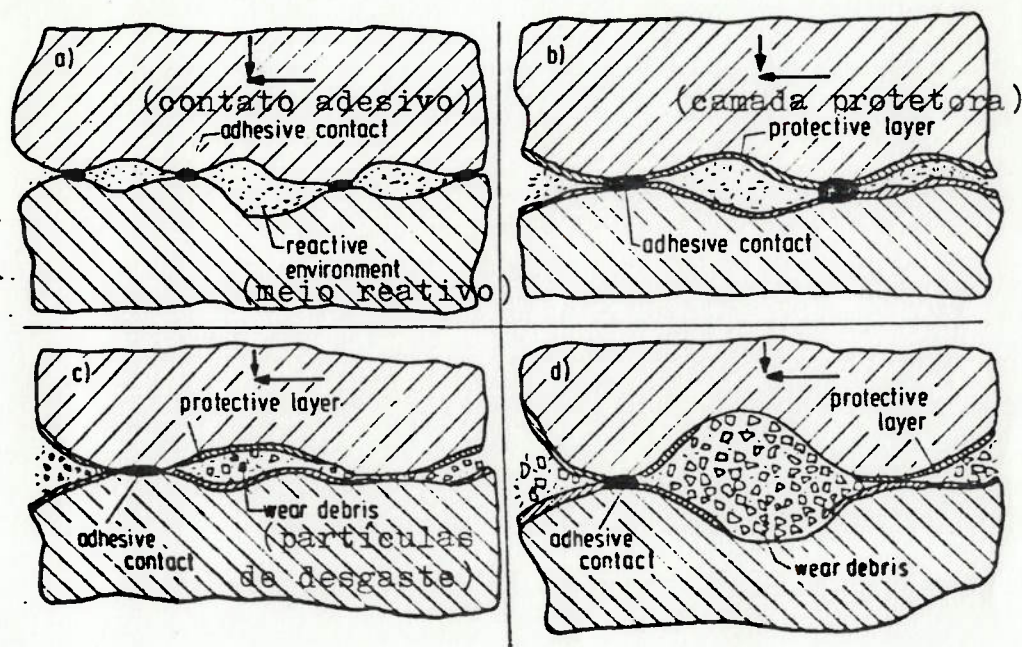


Figura 2.14: Mecanismos envolvidos no desgaste triboquímico [46].

- a) contato metálico entre as asperezas das superfícies, que leva à remoção de metal devido à adesão. As partículas metálicas produzidas podem ser oxidadas.
- b) a reação química dos metais com o meio resulta numa camada superficial protetora que reduz o contato metálico.
- c) a quebra da camada protetora devido a alta pressão de contato localizada ou microfadiga dá origem a partículas não metálicas.
- d) partículas metálicas e não metálicas podem agir como abrasivos e aumentar a rugosidade das superfícies em contato. Nova formação de camadas superficiais protetoras podem formar novamente superfícies menos rugosas.

As taxas de desgaste triboquímico são fortemente influenciadas pela cinética de



formação das camadas protetoras superficiais e sua resistência à remoção (dutilidade, tensão de ruptura, adesão ao substrato, etc.).

Em sistemas lubrificados, as camadas superficiais protetoras são formadas por reações químicas entre o lubrificante e o metal das superfícies em contato. O uso de aditivos nos lubrificantes deve considerar um compromisso entre evitar um desgaste severo por adesão e evitar altas taxas de desgaste triboquímico.

Em motores de combustão interna, a umidade do ar admitido e a umidade proveniente dos produtos da combustão podem acentuar o processo de desgaste corrosivo, especialmente em baixas temperaturas ambientais. Altas concentrações de água podem diminuir a velocidade de combustão, fazendo com que gotículas de combustível que ainda estão queimando atinjam as paredes do cilindro e aumentem sua temperatura, afetando desfavoravelmente a lubrificação.

#### 2.4.4 "Scuffing"

Uma forma de desgaste generalizado que pode ocorrer em motores de combustão interna é o chamado "scuffing". Este fenômeno pode ocorrer no início da vida do motor, caso não seja feito um amaciamento adequado (se for aplicada carga total no motor no início de funcionamento), ou ao longo do seu funcionamento devido a problemas de falta de óleo lubrificante, falha no sistema de arrefecimento ou grande quantidade de contaminantes e degradação do lubrificante.

Sinais externos da ocorrência de "scuffing" são elevados valores de "Blow-by" e de consumo de óleo.

De acordo com BARWELL [48], o "scuffing" é definido como "dano generalizado caracterizado pela formação de soldas locais entre superfícies deslizantes". No entanto, definições mais abrangentes dadas por SUDARSHAN; BHADURI [41] e BARBER; LUDEMA [42], são aplicáveis, englobando todos os eventos que causam um aumento da rugosidade das superfícies por deformação plástica, independente da existência ou não de perda ou transferência de material das superfícies. Deficiências de lubrificação podem levar a contato metálico entre as superfícies com elevadas deformações plásticas, causando um encruamento da superfície. Se a região encruada for grande, poderá ocorrer uma escamação da mesma, gerando partículas duras e aumentando catastróficamente a taxa de desgaste.

### **3 MATERIAIS E MÉTODOS**

#### **3.1 Materiais**

Conforme descrito no Capítulo anterior, é grande a variedade de alternativas para as características dos anéis de primeiro canaleta. Da combinação destas características pode resultar um componente com alta durabilidade e alto desempenho. No entanto, não deve ocorrer o comprometimento das superfícies contra-atritantes, ou seja, parede do cilindro e canaleta do pistão.

As características escolhidas para estudo e suas alternativas são apresentadas a seguir.

##### **3.1.1 Material Base**

Os materiais base do anel estudados, foram:

M1 - Ferro fundido nodular;

M2 - Ferro fundido nodular com adição de nióbio.

Os ferros fundidos nodulares são aplicados nos anéis de primeiro canaleta para motores onde se deseja alto desempenho e elevadas resistência à ruptura e ao desgaste. A adição de nióbio objetiva a formação de partículas duras (carbonetos de nióbio) para a redução do desgaste.

As Tabelas 3.1 e 3.2 apresentam as composições químicas, nominal e real, dos materiais base dos anéis, respectivamente. A Tabela 3.3 apresenta suas principais propriedades mecânicas.

Tabela 3.1 - Composição química nominal dos materiais base (% massa)

Material	Composição Química (% massa)								
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Mo	Mg	Nb
M1	3,50	2,40	0,20	máx.	máx.	máx.	máx.	0,02	-
	4,10	2,90	0,80	0,15	0,03	0,70	0,30	0,07	-
M2	3,50	2,40	0,20	máx.	máx.	máx.	máx.	0,02	0,40
	4,10	2,90	0,80	0,15	0,03	0,70	0,30	0,07	0,60

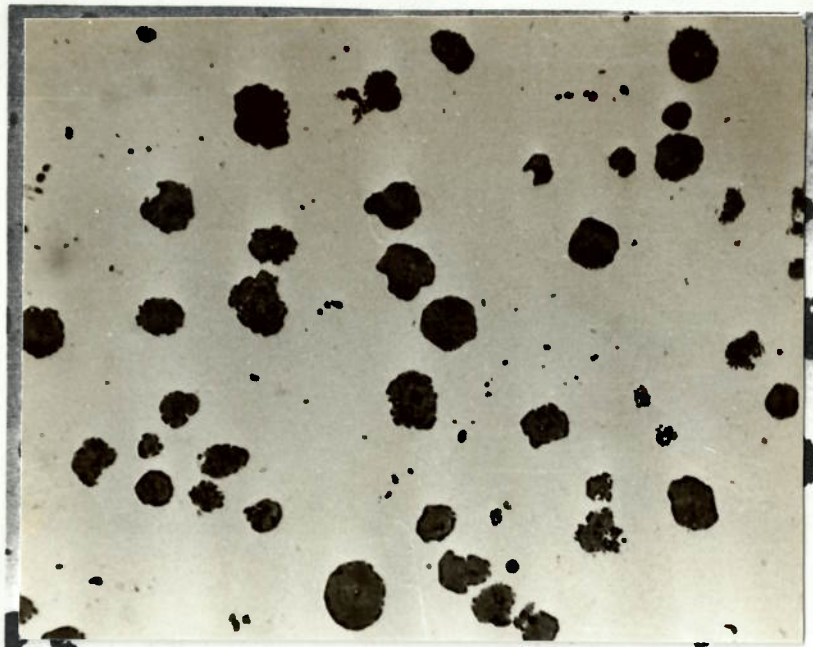
Tabela 3.2 - Composição química real dos materiais base (% massa)

Material	Composição Química (% massa)								
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Mo	Mg	Nb
M1	3,62	2,40	0,21	0,038	0,016	0,54	0,18	0,053	-
M2	3,63	2,41	0,21	0,038	0,022	0,54	0,18	0,053	0,50

Tabela 3.3 - Principais propriedades mecânicas dos materiais base

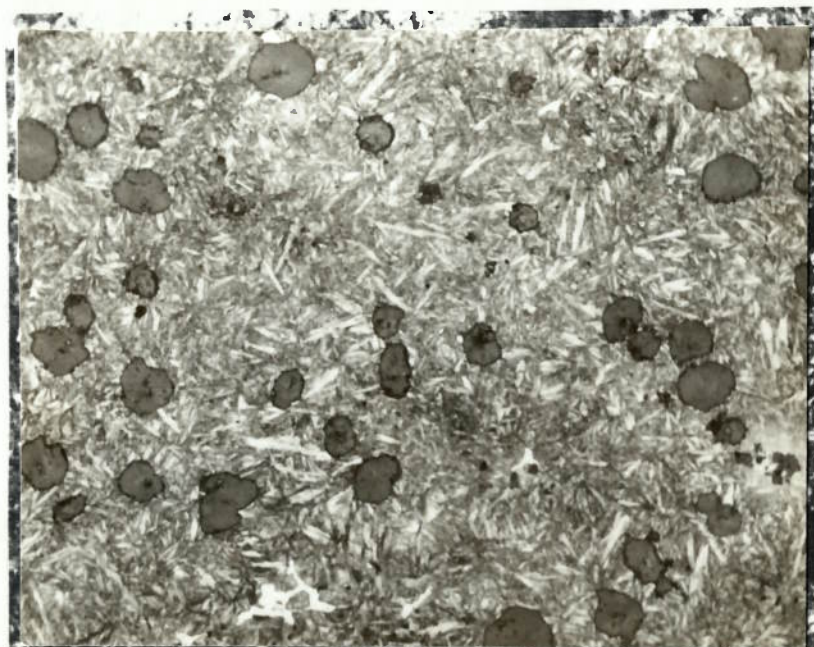
Propriedade	Material M1	Material M2
Dureza HRC	33	39
Módulo de Ruptura (MPa)	1650	1650
Módulo de Elasticidade (MPa)	170.000	170.000

As Figuras 3.1 e 3.2 apresentam as microestruturas típicas dos materiais M1 e M2 respectivamente. Possuem grafita na forma esferoidal em matriz de martensita revenida isenta de ferrita livre. A grafita pode ser classificada conforme norma ASTM-A247, possuindo forma I e tamanho 7.



Aumento: 200 x

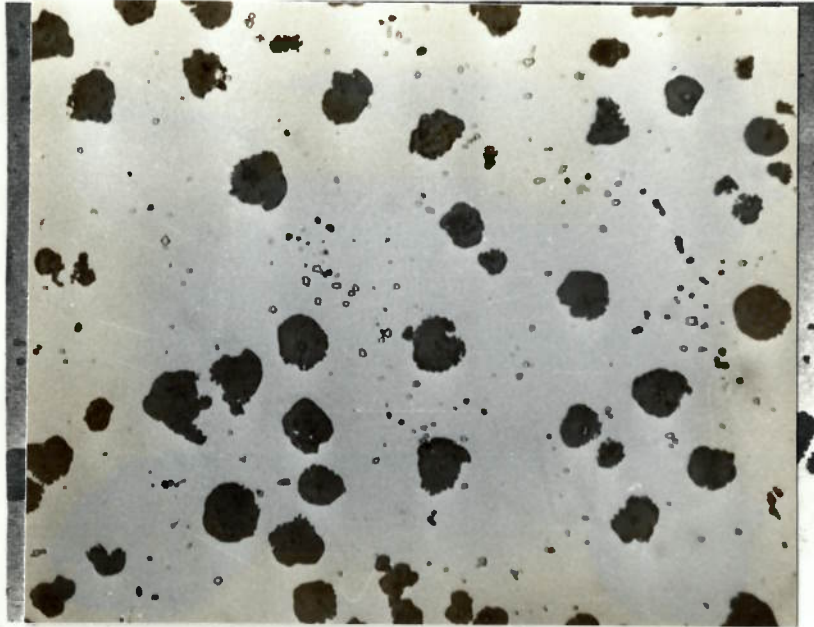
Ataque: sem



Aumento: 200x

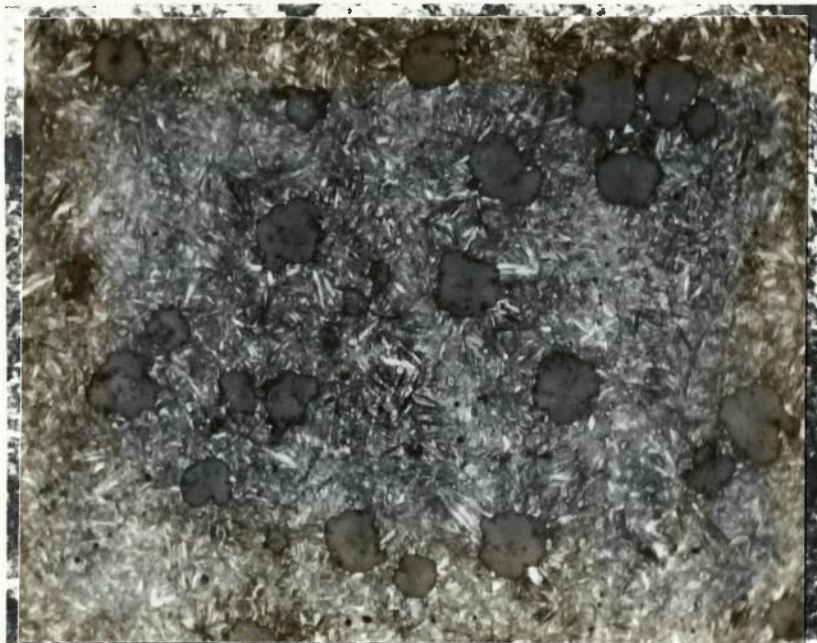
Ataque: Nital 3%

Figura 3.1 - Microestrutura típica do ferro fundido nodular (M1).



Aumento: 200x

Ataque: sem



Aumento: 200x

Ataque: Nital 3%

Figura 3.2 - Microestrutura típica do ferro fundido nodular com nióbio (M2).

### 3.1.2 Revestimento

Uma vez que o anel de primeiro canaleta em estudo destina-se a aplicações de alto desempenho, estudou-se o revestimento resistente ao desgaste à base de molibdênio aplicado pelo processo de metalização por plasma, identificados por:

R1 - Revestimento à base de molibdênio metalizado por plasma convencional;

R2 - Revestimento à base de molibdênio metalizado por plasma com adição de partículas duras de carboneto de cromo ( $Cr_3 C_2$ ).

A Tabela 3.4 apresenta as composições nominal e real e a dureza das fases de ambos os revestimentos em estudo



Tabela 3.4 - Composição e dureza dos microconstituintes dos revestimentos resistentes ao desgaste.

Revesti- mento	Microconstituente	Composição (% em massa)		Dureza HV(0,05)
		Nominal	Real	
R1	- molibdênio	75 a 80	80	600
	- Microconstituente rico em níquel 65% Ni+20% Cr+5%B+5%Si+5% Fe	20 a 25	20	900
R2	- molibdênio	55 a 65	64	600
	- Microconstituente rico em níquel 65% Ni+20% Cr+5%B+5%Si+5% Fe	15 a 25	16	900
	- Carboneto de cromo $Cr_3C_2$	10 a 25	20	1700
Obs.: Desvio padrão das medições de dureza sempre menor que 20% do valor médio apresentado.				

Nas Figuras 3.3 a 3.5 são apresentadas seções transversais das camadas de revestimento em estudo e uma foto em microscópio eletrônico de varredura do pó utilizado na aspersão do revestimento R2.

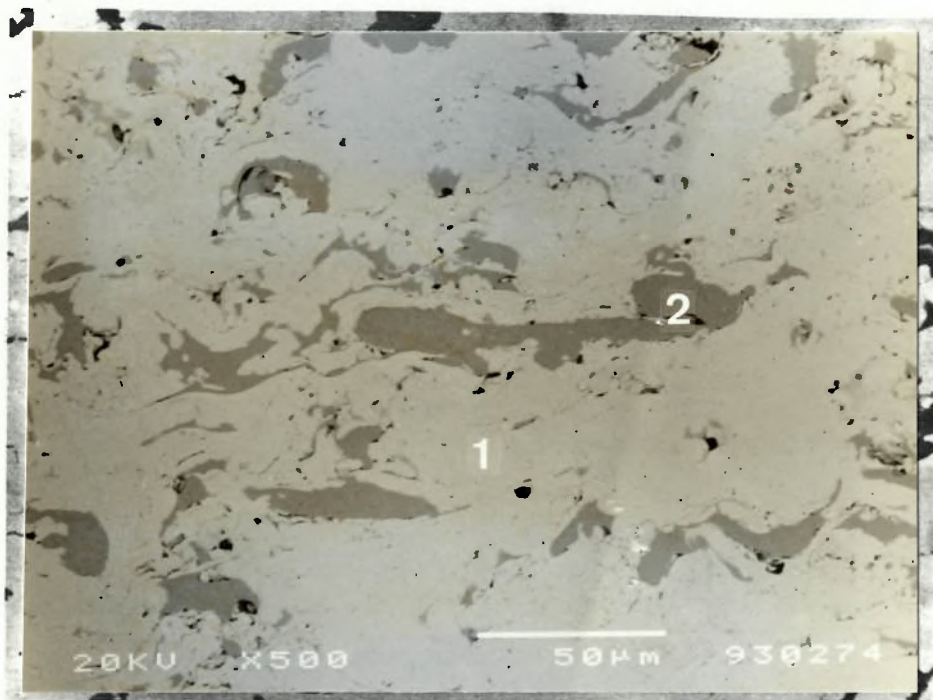


Figura 3.3 - Seção transversal do revestimento R1:  
(1) molibdênio e (2) microconstituente rico em níquel.

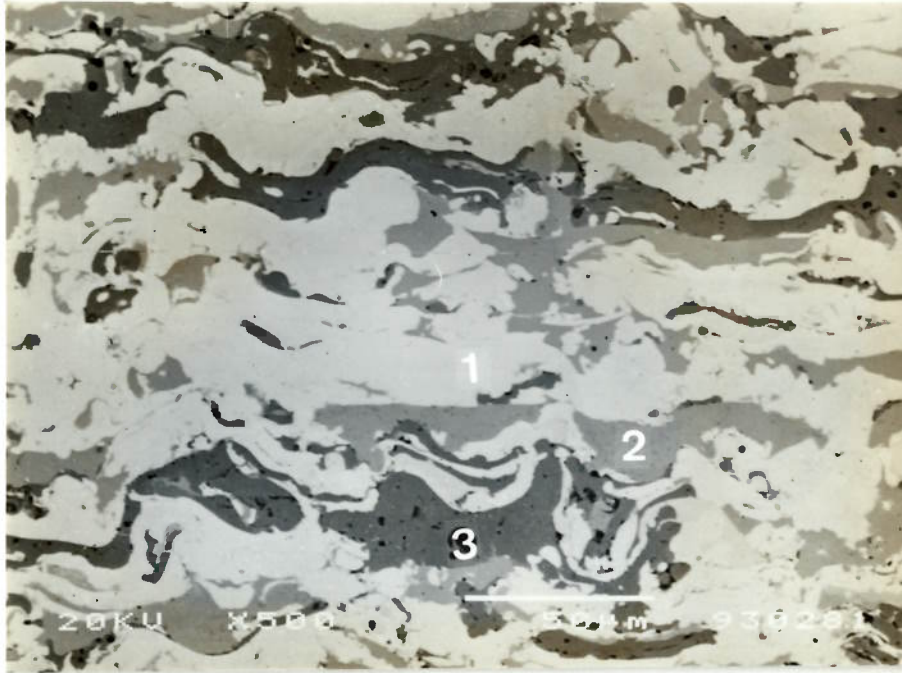


Figura 3.4 - Seção transversal do revestimento R2: (1) molibdênio, (2) microconstituente rico em níquel e (3) carboneto de cromo.

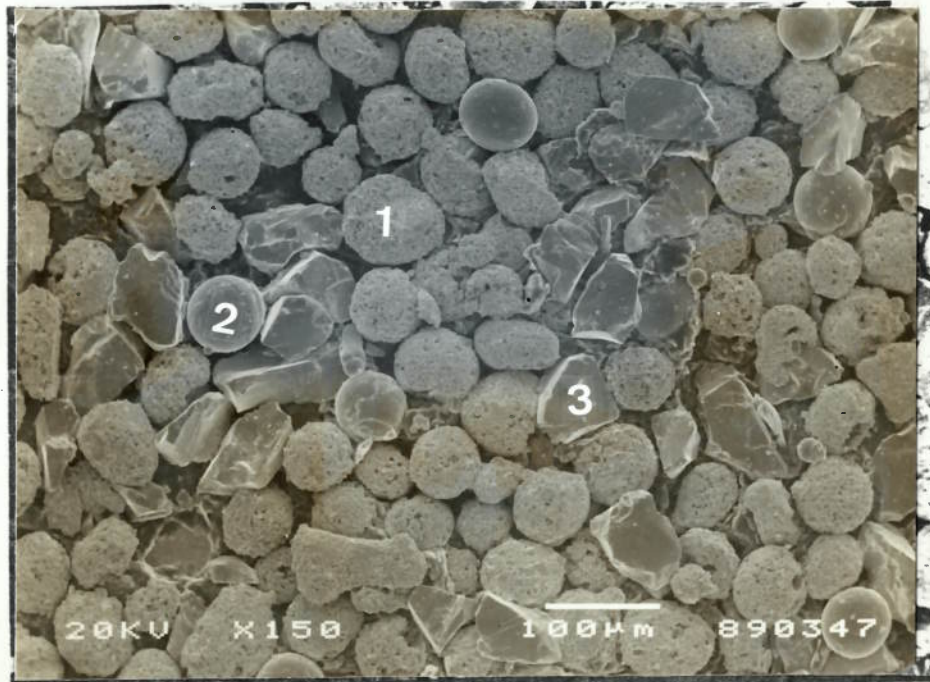


Figura 3.5 - Mistura de pós para o revestimento R2: (1) molibdênio, (2) microconstituente rico em níquel e (3) carboneto de cromo.

### 3.1.3 Perfil da Face de Contato

Como os ensaios foram realizados em motor de alto desempenho, descrito no item 3.2.2, o anel de primeiro canaleta possui a face de contato abaulada, por ser mais apropriada a este tipo de motor. Assim, foram escolhidos dois perfis, identificados por:

P1 - Perfil abaulado centrado

P2 - Perfil abaulado assimétrico (ponto mais alto do abaulamento deslocado para a parte inferior do anel).

As Figuras 3.6 e 3.7 representam os perfis em estudo.

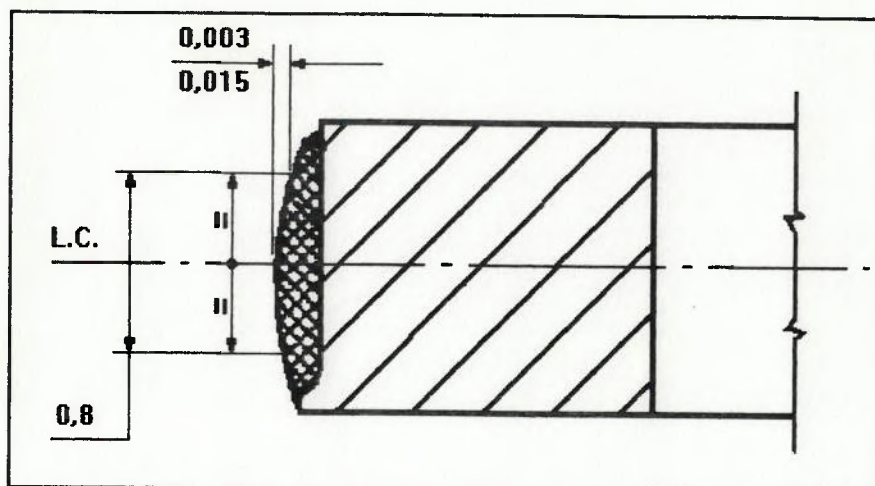


Figura 3.6 - Perfil abaulado centrado (P1).

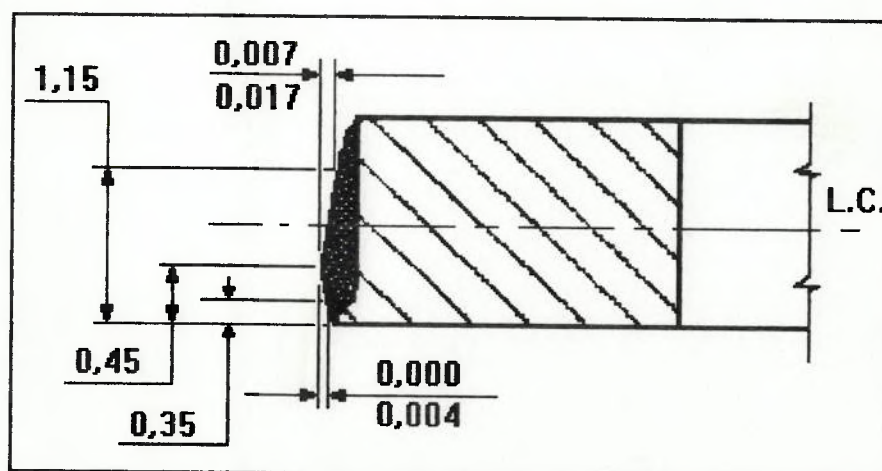


Figura 3.7 - Perfil abaulado assimétrico (P2).

### 3.1.4 Ovalização

A característica ovalização do anel também foi incluída neste estudo com o objetivo de se determinar sua influência no "Blow-by" do motor. As alternativas estudadas são identificadas por:

O1 - Ovalização negativa

O2 - Ovalização zero.

Para a aplicação específica em estudo, a ovalização negativa significa que o diâmetro do anel (quando fechado por uma fita flexível até sua folga entre pontas real) medido na direção da folga entre pontas é menor que o diâmetro medido perpendicularmente a esta direção, com uma faixa de especificação de -0,5 mm a 0,0mm. Para a ovalização zero, a diferença de diâmetro pode ser de -0,3mm a +0,2mm.

### 3.1.5 Camisa

As camisas de cilindro utilizadas nos ensaios em motores foram fabricadas em ferro fundido cinzento de matriz perlítica com 5% máximo de ferrita livre na superfície de trabalho e 5% máximo de carbonetos livres em qualquer ponto da camisa usinada. A grafita na superfície de trabalho é predominantemente do tipo A, tamanhos 4 a 8, segundo ASTM A-247. A dureza na superfície de trabalho é da ordem de 230 a 270 HB 5/750. A composição química nominal do ferro fundido das camisas é apresentada na Tabela 3.5 [7].

Tabela 3.5 - Composição química nominal do ferro fundido das camisas de cilindro [7].

Composição química (% massa)						
C	Si	Mn	P	S	Ti	Cu
3,00	2,00	0,60	0,50	0,10	0,03	0,80
3,50	2,70	0,80	0,80	máx.	0,10	máx.

### 3.1.6 Pistão

Os pistões utilizados nos ensaios em motor foram fabricados pela Metal Leve (código P1693X2). São feitos a partir de uma liga alumínio - silício, conforme composição química nominal apresentada na Tabela 3.6 [49], com limite de resistência à tração de 200 MPa e dureza Brinell de 900 N/mm<sup>2</sup>.

Tabela 3.6 - Composição química nominal da liga de alumínio dos pistões [49].

Composição química (% massa)								
Si	Cu	Ni	Mg	Fe	Mn	Zn	Ti	Al
11,0	0,8	0,8	0,8	0,7	0,2	0,2	0,2	bal.
13,0	1,5	1,3	1,3	máx.	máx.	máx.	máx.	



## **3.2 Métodos**

### **3.2.1 Metodologia de Ensaio**

#### **3.2.1.1 Planejamento dos Ensaios**

O planejamento dos ensaios foi feito com base nas técnicas conhecidas como Delineamento de Experimentos [50] [51] com o objetivo de otimizar o número de ensaios realizados e isolar a influência de cada característica sobre os resultados do ensaio. A análise das respostas é feita por Análise de Variâncias (ANOVA), podendo-se determinar, desta forma, quais variáveis são realmente significativas, a existência de interações entre as variáveis e o grau de confiabilidade das respostas.

As combinações das variáveis em estudo (material base, revestimento, perfil da face de contato e ovalização) com duas alternativas cada variável, leva a 16 configurações de anéis diferentes. Faz-se necessário otimizar o máximo possível o número de ensaios em dinamômetro, pois este tipo de ensaio é bastante demorado e oneroso. A forma empregada para redução do número de ensaios é a elaboração de uma tabela de fatores de influência.

A Tabela 3.7 mostra a influência de cada variável sobre algumas das respostas que podem ser obtidas nos ensaios em motor. O grau de influência da variável sobre a resposta (forte, médio ou fraco) foi determinado com base na literatura disponível [2] [3] [6][23][28] e na análise do sistema como um todo.

Tabela 3.7 - Grau de influência das variáveis sobre as respostas.

Variável	Respostas dos ensaios					
	Desgaste				Desempenho	
	Na direção radial	Na altura	Variação da Folga	Variação da Massa	Consumo de Óleo	"Blow-by"
Material base	-	+	-	0	-	-
Revestimento	+	-	+	0	-	-
Perfil face	0	-	0	0	+	0
Ovalização	-	-	0	-	-	0
Legenda: (+) Forte      (0) Médio      (-) Fraco						

Como se pode observar, com base nas informações da literatura apresentadas na tabela acima, as variáveis material base e revestimento não têm influência sobre as respostas relacionadas ao desempenho do motor, ou seja, consumo de óleo e "Blow-by". Desta forma com quatro ensaios conseguiremos estudar as quatro combinações possíveis entre os níveis das variáveis perfil da face de contato e ovalização do anel, as quais interferem nas respostas de desempenho global do motor. Cada um dos quatro ensaios possuirá apenas um dos tipos de ovalização e perfil da face de contato dos anéis, de tal modo que suas influências sobre o consumo de óleo e "Blow-by" ficarão claramente determinadas.

Estabelecidos quatro motores com as combinações das variáveis perfil da face

e ovalização do anel, as demais combinações entre material base e revestimento serão distribuídas de forma blocada [50] nos motores, ou seja cada motor terá o mesmo número de componentes com ambos os materiais base e revestimentos. As respostas de desgaste poderão, desta forma, ser determinadas de forma independente.

Cada combinação de material base e revestimento será instalada num cilindro de posição diferente em cada motor, eliminando-se, assim, eventuais influências da posição do cilindro do motor sobre o desgaste (condições de arrefecimento diferentes).

Desta forma, obtém-se uma estrutura de ensaios completa e totalmente balanceada, onde se pode ensaiar as dezesseis configurações diferentes de anéis em apenas quatro ensaios, conforme apresentado na Tabela 3.8 a seguir.

Tabela 3.8 - Configurações dos anéis de primeiro canaleta e estrutura dos ensaios.

Motor/ Ensaio	Variável				Posição do Cilindro de Montagem
	Ovalização	Perfil	Revestimento	Material Base	
1	01	P1	R1	M1	1
			R1	M2	4
			R2	M1	3
			R2	M2	2
2	01	P2	R1	M1	3
			R1	M2	2
			R2	M1	1
			R2	M2	4
3	02	P1	R1	M1	4
			R1	M2	1
			R2	M1	2
			R2	M2	3
4	02	P2	R1	M1	2
			R1	M2	3
			R2	M1	4
			R2	M2	1

Onde:

01 - Ovalização negativa

02 - Ovalização zero

P1 - Perfil abaulado centrado

P2 - Perfil abaulado assimétrico

R1 - Revestimento à base de molibdênio convencional

R2 - Revestimento à base de molibdênio com  $\text{Cr}_3\text{C}_2$

M1 - Ferro fundido nodular

M2 - Ferro fundido nodular com nióbio

### 3.2.1.2 Características do Motor

O motor utilizado nos ensaios em banco dinamométrico possui as seguintes características nominais:

Fabricante: Autolatina Brasil S.A.

Modelo: AE 1600

Ciclo: Otto

Combustível: Gasolina

Construção: 4 cilindros em linha

Diâmetro dos cilindros: 77,00 mm

Curso do pistão: 83,50 mm

Cilindrada total: 1,555 dm<sup>3</sup>

Taxa de compressão: 9,0 : 1

Comprimento da biela: 128,4 mm

Potência máxima: 58,8 kW a 93,3 Hz (5600 rpm)

Torque máximo: 120 Nm a 56,7 Hz (3400 rpm)

Pressão média efetiva: máx. potência = 0,810 MPa

máx. torque = 0,988 MPa

Óleo lubrificante: foi utilizado um óleo multiviscoso, com pacote de aditivos específico para lubrificação de motores a gasolina de alto desempenho. Pertence à classe de viscosidade SAE 20W/40 e classificação de serviço API SF. Suas principais características são apresentadas na Tabela 3.9 [52].

Tabela 3.9 - Características típicas do óleo lubrificante [52].

Característica	Método de Análise	Unidade	Valor
Peso específico a 20°C	ASTM D-1298	N/m <sup>3</sup>	8624
Cor	ASTM D-1500	---	4,5
Ponto de fulgor, vaso aberto	ASTM D-92	°C	234
Viscosidade cinemática a 40°C	ASTM D-445	mm <sup>2</sup> /s	125,4
Viscosidade cinemática a 100°C	ASTM D-445	mm <sup>2</sup> /s	14,0
Índice de Viscosidade	ASTM D-2270	---	110
Viscosidade dinâmica a -10°C	-----	Pa.s	4,4
TBN	ASTM D-4739	mg KOH/g	5,9
Ponto de fluidez	ASTM D-97	°C	-6
Cinzas sulfatadas	ASTM D-874	% massa	1,02

O conjunto de anéis utilizado possui os perfis de seção transversal conforme apresentado na Figura 3.8.

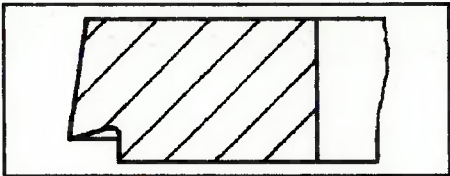
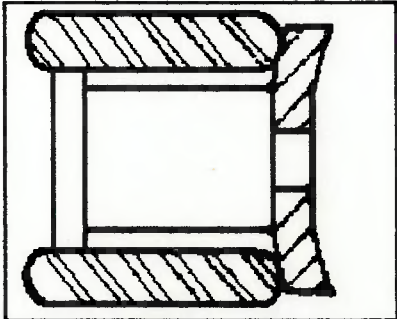
CANA- LETE	SEÇÃO TRANSVERSAL	ALTURA (mm)
1°	Perfis conforme Figuras 3.6 e 3.7, instalados nos motores conforme Tabela 3.8	1,5
2°		1,5
3°		3,0

Figura 3.8 - Seção transversal dos anéis.

Os anéis de primeiro canaleta são experimentais, nas dezesseis versões já apresentadas na Tabela 3.8. Todos são anéis com revestimento resistente ao desgaste semi-embutido ("semi-inlaid"), ou seja, existe uma parte do material base que não é coberta pelo revestimento na face de contato do anel, como pode ser observado nas Figuras 3.6 e 3.7. DEMARCHI [53] demonstrou que o chanfro inferior entre a face de contato e a lateral do anel deve ser o menor possível para auxiliar na redução do "Blow-by" do motor. Desta forma, o anel de primeiro canaleta com revestimento semi-embutido é recomendado para aplicação de alto desempenho, por apresentar praticamente nenhum chanfro entre a face de contato e a lateral inferior do anel.

O anel de segundo canaleta é do tipo "Napier" (com um rebaixo executado entre a face de contato e a lateral inferior do anel, para aumentar sua eficiência de raspagem do óleo da parede do cilindro) com face de contato cônica sem revestimento resistente ao desgaste.

O anel de terceiro canaleta é um anel para controle da película de óleo na parede do cilindro, composto por dois segmentos (que raspam o excesso de óleo da parede do cilindro) e por um elemento expensor (responsável por separar e pressionar os segmentos contra o cilindro).

Para cada um dos quatro motores ensaiados foram utilizados jogos de anéis, camisas de cilindro e pistões novos, para se evitar influência de um ensaio sobre os demais.



### 3.2.1.3 Procedimentos de Ensaio em Dinamômetro

Dinamômetros ou freios dinamométricos são equipamentos utilizados para aplicar um momento resistente (torque ou carga) no eixo de saída de um motor que está sendo ensaiado. Este torque aplicado, numa condição de equilíbrio, se iguala ao torque desenvolvido pelo motor e pode ser medido através de uma célula de carga. Um exemplo de motor instalado numa célula de ensaios, acoplado a um dinamômetro, pode ser visto na Figura 3.9.

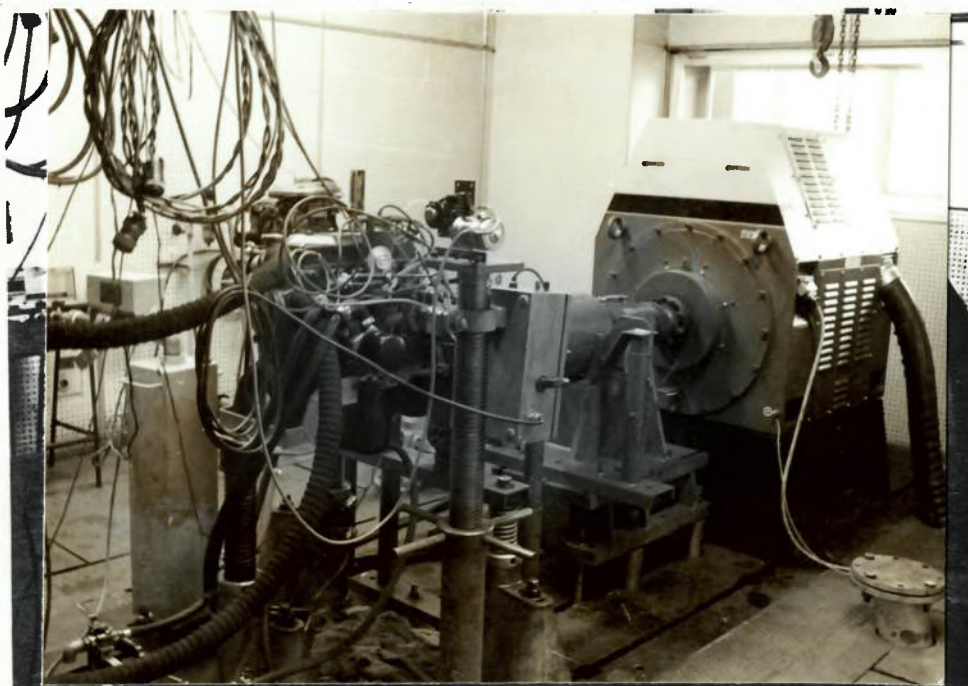


Figura 3.9 - Arranjo físico de um motor instalado numa célula de ensaios.

Os ensaios em dinamômetro compreendem a execução de um período de amaciamento do motor e de um período de ensaio denominado durabilidade, que serão

descritos adiante. Antes e após o período de durabilidade são executados os levantamentos das curvas de desempenho do motor. A durabilidade é realizada em regime cíclico de funcionamento do motor por 200 horas, que, considerando-se uma aplicação típica do motor utilizado neste estudo e as características mecânicas e aerodinâmicas do veículo, corresponde a aproximadamente 23.000 km de uso do mesmo.

Os procedimentos de ensaio utilizados baseiam-se em recomendações do fabricante do motor e em práticas comuns na execução de ensaios em dinamômetro.

O procedimento detalhado de amaciamento do motor é apresentado na Tabela 3.10 a seguir.

Tabela 3.10 - Procedimento de amaciamento do motor em ensaio dinamométrico - Ciclo de ensaio

Item	Duração (Hora : minuto)	Tempo acumulado (Hora : minuto)	Rotação		Torque (Nm)
			(Hz)	(rpm)	
01	0:30	0:30	25,0	1500	0
02	0:30	1:00	33,3	2000	17,6
03	1:00	2:00	43,3	2600	24,5
04	1:00	3:00	53,3	3200	31,4
05	1:00	4:00	66,7	4000	38,2
06	1:00	5:00	81,7	4900	41,2
07	1:00	6:00	43,3/53,3	2600/3200	24,5/48,0
08	1:00	7:00	43,3/60,0	2600/3600	24,5/51,9
09	1:00	8:00	43,3/73,3	2600/4400	24,5/54,9
10	1:00	9:00	43,3/90,0	2600/5400	24,5/54,9
11	0:16	9:16	43,3	2600	WOT
12	0:14	9:30	93,3	5600	WOT
13	0:30	10:00	41,7	2500	WOT
14	0:30	10:30	60,0	3600	72,5
15	0:30	11:00	73,3	4400	72,5
16	1:00	12:00	83,3	5000	WOT
17	0:30	12:30	53,3	3200	WOT
18	0:30	13:00	73,3	4400	WOT
19	0:30	13:30	93,3	5600	WOT
20	0:16	13:46	43,3	2600	WOT
21	0:14	14:00	93,3	5600	WOT
22	1:00	15:00	43,3/66,7	2600/4000	WOT
23	1:00	16:00	53,3/76,7	3200/4600	WOT
24	1:00	17:00	66,7/91,7	4000/5500	WOT
25	0:16	17:16	43,3	2600	WOT
26	0:14	17:30	93,3	5600	WOT
27	0:30	18:00	25,0	1500	0
28	0:30	18:30	33,3	2000	17,6
29	0:30	19:00	43,3	2600	24,5

Observações referentes à Tabela 3.10:

- 1) WOT = Wide Open Throttle = Plena Carga
- 2) Nos itens 07 a 10 e 22 a 24, alterar cargas e rotações a cada 5 minutos até completar a duração do item.
- 3) Após item 03, reapertar o cabeçote, regular as válvulas, medir pressão de compressão dos cilindros e determinar massa inicial do óleo lubrificante.
- 4) Após item 29, determinar massa final de óleo e fazer revisão do motor conforme recomendações do fabricante do motor.

Devem ser observadas as seguintes condições de funcionamento durante o amaciamento:

- temperatura do óleo lubrificante: de 90°C a 110°C
- pressão de óleo: mínimo de 0,22 MPa a 60 Hz
- pressão do sistema de arrefecimento: 0,048 MPa
- temperatura de saída de água: 85°C a 95°C
- alternador: não instalado
- ventilador: não instalado
- filtro de ar: instalado

As curvas de desempenho do motor devem ser realizadas conforme as etapas a seguir:

- revisão inicial do motor: regular válvulas, medir pressão de compressão, rotação de marcha lenta, avanço de ignição, verificar existência de vazamentos, etc., respeitando os valores especificados pelo fabricante do motor.
- realizar a curva de desempenho a plena carga (WOT = borboleta do acelerador totalmente aberta) iniciando na rotação de 16,7 Hz (1000 rpm) e terminando a 93,3 Hz (5600 rpm), com incrementos de 3,3 Hz (200 rpm). Aguardar no mínimo dez minutos (tempo para estabilização de temperaturas e pressões) em cada rotação antes de realizar as leituras de torque, temperaturas da água (entrada e saída do motor), temperatura do óleo, temperatura do ar de admissão, pressão do óleo, pressão do ar de admissão, consumo de combustível e "Blow-by" do motor.

O ensaio de durabilidade do motor é realizado por 200 horas repetindo o ciclo apresentado na Tabela 3.11.

Tabela 3.11 - Procedimento cíclico de durabilidade do motor

Item	Duração (minutos)	Rotação		Torque (Nm)
		(Hz)	(rpm)	
1	8	33,3	2000	23,5
2	16	83,3	5000	WOT
3	8	66,7	4000	55,9
4	16	43,3	2600	WOT
5	8	43,3	2600	30,4
6	4	91,7	5500	WOT

Observações referentes à Tabela 3.11:

- Duração do ciclo: 60 minutos
- Efetuar leituras somente no passo 2
- Registrar todas irregularidades observadas durante o ensaio
- Realizar revisões do motor conforme intervalos e recomendações do fabricante

Durante o ensaio de durabilidade, devem ser observadas as condições de funcionamento seguintes:

- temperatura do óleo lubrificante: de 100°C a 120°C
- temperatura da água de saída: de 82°C a 88°C
- temperatura do ar de admissão: máx. 40°C
- pressão de óleo: mínimo 0,22 MPa a 60 Hz

### 3.2.2 Métodos de Medição das Variáveis de Resposta

Para a execução dos ensaios foi utilizado um dinamômetro elétrico (correntes parasitas) fabricado pela General Electric, modelo TH 322, com capacidade de frenagem máxima de 149 kW e rotação máxima de 150 Hz (9000 rpm). O dinamômetro estava acoplado a uma célula de carga para leitura de torque com indicador Daytronic modelo 870, com resolução de leitura de 0,01 Nm.

O consumo de óleo lubrificante do motor foi medido através de pesagem parcial da massa de óleo existente no cárter do motor antes e após o ensaio. A pesagem parcial do óleo é feita escoando-se apenas uma parte do óleo do cárter através de um dreno instalado na lateral do cárter. Este método apresenta menor dispersão de resultados quando comparado ao método convencional de drenagem de todo o óleo do cárter, conforme demonstrado por WINDLIN; DEMARCHI [54], por haver o manuseio de menores volumes de óleo e pela possibilidade de utilização de balanças com maior precisão.

O "Blow-by" do motor foi medido através de um medidor de fluxo de gases específico para esta finalidade, marca AVL modelo 413.

As demais características dimensionais e de massa dos anéis de pistão foram medidas em dispositivos específicos para este fim, cujas resoluções e incertezas dos procedimentos de medição são apresentadas na Tabela 3.12 a seguir.

Tabela 3.12 - Instrumentos e dispositivos de medição.

Característica	Instrumento ou dispositivo	Resolução	Incerteza do processo de medição ( $\pm$ )
Folga entre pontas	Lâmina cônica	0,05 mm	0,01 mm
Espessura radial	Dispositivo com relógio comparador	0,001 mm	0,002 mm
Altura axial	Dispositivo com coluna eletrônica	0,0005 mm	0,001 mm
Massa	Balança eletrônica analítica	0,01 mg	0,6 mg
Desgaste do canaleta	Máq. medição erros de forma Perthen MMR4	-	-
Rugosidade	Rugosímetro Perthen S6P	-	-

A medição da folga entre pontas do anel, para avaliação de seu desgaste, foi feita colocando-se o anel num padrão com o diâmetro nominal do cilindro, e o valor da folga entre pontas foi determinado através de uma lâmina cônica graduada introduzida entre as extremidades do anel.

A variação da espessura radial do anel foi medida através de dispositivo específico para este fim, no qual se lê diretamente a espessura radial do anel através de um relógio comparador milesimal, com medições antes e após os ensaios em cinco pontos distribuídos ao longo da circunferência do anel: a 0°, 90°, 180°, 270° e a 360° da folga entre pontas.



A altura axial do anel foi medida com o auxílio de um dispositivo com dois apalpadores eletrônicos e indicação em coluna eletrônica, com indicação direta da altura do anel, com medições antes e após os ensaios em três pontos ao longo da circunferência do anel: a  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  e a  $180^\circ$  da folga entre pontas.

O desgaste dos anéis, medido através de sua variação de massa, foi determinado numa balança eletrônica analítica marca Metler modelo AE240, com medições antes e após os ensaios.

Para se avaliar a compatibilidade das taxas de desgaste dos materiais dos revestimentos dos anéis e das camisas, foi feita a medição da área polida das camisas. Define-se área polida como sendo a superfície da camisa na qual os riscos provenientes do processo de brunimento não são mais visíveis. A área polida é prejudicial à durabilidade do motor, uma vez que nestas regiões não haverá uma retenção de película de lubrificante satisfatória e o desgaste tende a aumentar. Sua medição foi feita cortando-se a camisa de cilindro em duas partes, através de seu diâmetro e no sentido longitudinal, e demarcando-se as áreas polidas com o auxílio de uma caneta, conforme pode ser observado no exemplo da Figura 3.10.

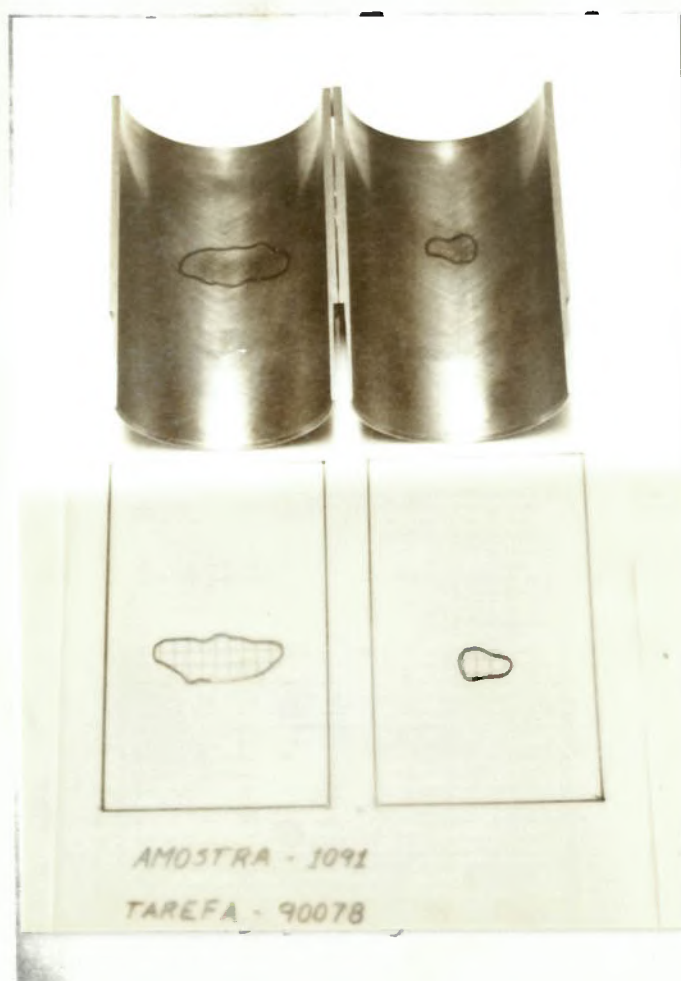


Figura 3.10 - Exemplo de medição de área polida da camisa.

A determinação do valor da área polida foi feita através de um papel vegetal milimetrado e a relação porcentual entre a área polida e a área de trabalho dos anéis foi calculada. Por área de trabalho dos anéis entende-se a superfície compreendida entre o ponto morto superior do anel de primeiro canaleta e o ponto morto inferior do anel de óleo.

A medição da rugosidade das camisas foi feita num rugosímetro marca Perthen modelo S6P. Para a medição da rugosidade são disponíveis diversos parâmetros. Foi escolhido o parâmetro  $R_z$  por ser mais estável e melhor representar a topografia existente numa superfície brunida [26]. Este parâmetro é definido na norma DIN 4768 [55] e pode ser melhor explicado com o auxílio da Figura 3.11.

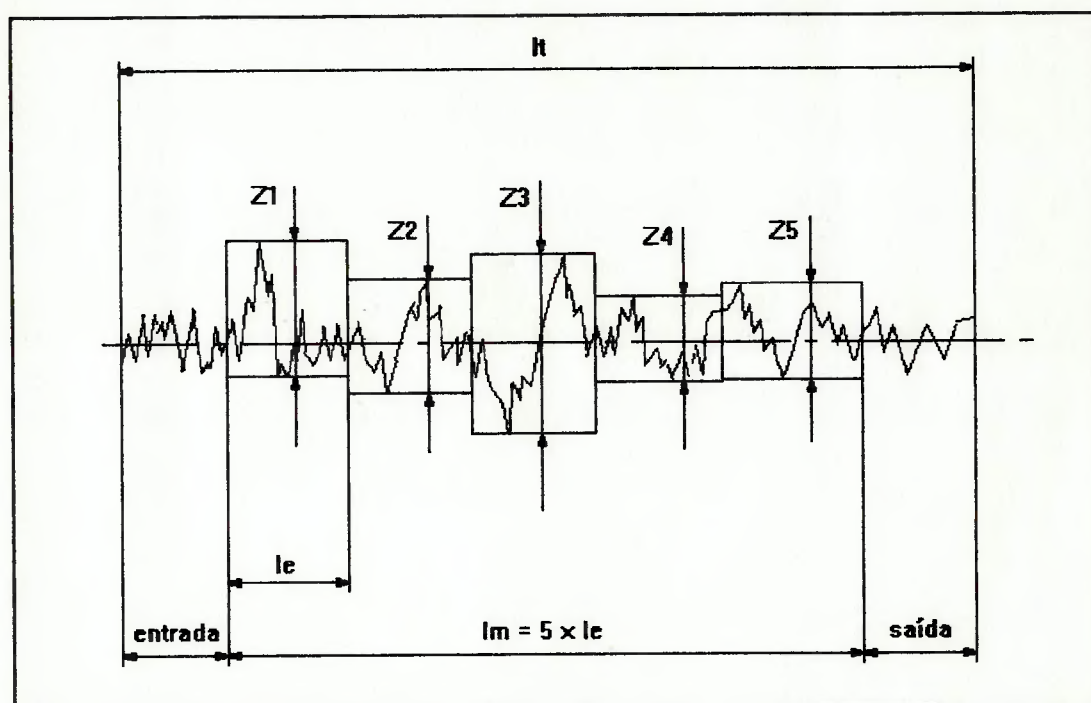


Figura 3.11 - Determinação do valor de rugosidade pelo parâmetro  $R_z$  [55].

Dentro do percurso total do apalpador ( $l_t$ ), tem-se o percurso de medição ( $l_m$ ), que por sua vez é dividido em cinco intervalos de avaliação ( $l_e$ ). Para cada intervalo de avaliação ( $l_e$ ) determina-se a distância entre o ponto mais alto e o ponto mais baixo do

perfil da superfície, numa direção perpendicular à linha média do perfil. O parâmetro  $R_z$  é determinado pela média aritmética destes cinco valores. Por este motivo, por ser uma média de cinco valores obtidos em intervalos distintos, este parâmetro se mostra mais estável do que os demais parâmetros normalmente utilizados. As medições foram feitas a 30 mm do topo da camisa, na direção longitudinal do motor, na região voltada para a frente do motor. Foi utilizado um percurso total do apalpador de  $l_t = 5,6$  mm e percurso de avaliação  $l_e = 0,8$  mm.

O desgaste combinado entre anel e camisa foi medido através da medição da folga entre pontas do anel quando instalado na camisa de cilindro. Desta forma, o aumento da folga entre pontas medido representa o desgaste do anel e o desgaste da camisa conjuntamente. A determinação do valor da folga entre pontas foi feita com o auxílio de uma lâmina cônica graduada inserida entre as extremidades do anel quando montado no cilindro na região do ponto morto superior do anel de primeiro canaleta. Para cada cilindro, foram feitas duas medições, sendo uma com a folga entre pontas do anel disposta na direção longitudinal do motor e a outra com a folga entre pontas disposta na direção transversal do motor.

O desgaste dos flancos laterais do canaleta foi medido através do gráfico de perfil destas regiões, feitos numa máquina de medição de erros de forma marca Perthen modelo MMR4, com ampliação de 500x. Foram medidos ambos os flancos laterais do canaleta, em quatro posições igualmente distribuídas ao longo da circunferência do pistão ( $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  e  $270^\circ$ ) e os valores de desgaste determinados por medição direta a partir dos gráficos.

### 3.2.3 Metodologia de Análise

Neste trabalho, serão estudadas quatro variáveis (material base, material do revestimento, perfil da face de contato e ovalização), estando cada uma delas presente em dois níveis (nível 1 e nível 2, conforme Tabela 3.8). Este número de variáveis e de níveis para cada variável resulta em dezesseis combinações diferentes de alternativas de anéis, o que é chamado de plano fatorial completo com quatro variáveis a dois níveis. As respostas medidas nos ensaios serão múltiplas, compreendendo, por exemplo, o desgaste na face de contato, o desgaste na altura axial, o consumo de óleo lubrificante do motor, etc.

A análise dos resultados dos ensaios será feita por análise de variâncias (ANOVA) [50] [51], onde se compara a variância associada a cada variável em estudo com a variância atribuída ao erro experimental, determinando-se quais são relevantes e quais podem ser atribuídas à própria variabilidade dos ensaios.

O efeito principal de uma variável sobre as respostas de um ensaio, num plano fatorial como o utilizado neste trabalho, é calculado através da diferença entre as médias dos resultados obtidos com a variável no nível 2 e com a variável no nível 1. Além destes efeitos principais das variáveis, também podem ser calculados os efeitos das interações entre as diferentes variáveis através das diferenças entre as médias dos resultados calculadas para cada combinação de níveis entre as variáveis. Por exemplo, os efeitos de uma interação dupla entre duas variáveis A e B são calculados pelas diferenças nas médias dos resultados com a variável A no nível 1 e B no nível 1, com

a variável A no nível 1 e B no nível 2, com a variável A no nível 2 e B no nível 1 e com a variável A no nível 2 e B no nível 2. A interação entre duas ou mais variáveis é caracterizada pela influência que uma variável exerce sobre o efeito de outra variável sobre a resposta dos ensaios. Por exemplo, quando existe interação entre duas variáveis (A e B) de um programa de ensaios, o efeito que a variável A exerce sobre as respostas dos ensaios depende de qual nível se encontra a variável B.

Quando se utiliza um plano fatorial completo com variáveis em dois níveis, todos os efeitos principais das variáveis e os efeitos das interações entre as variáveis são facilmente calculados através de um algoritmo conhecido como Algoritmo de Yates [51]. Para auxiliar a explicação deste algoritmo de cálculo, é apresentada a metodologia de construção do algoritmo na Tabela 3.13.

Tabela 3.13 - Metodologia de cálculo empregada na construção do algoritmo de Yates.

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	EFEITO	SQ
1	*	M1	R1	P1	O1	X1	Y1=X1+X2	Z1=Y1+Y2	W1=Z1+Z2	T1=W1+W2	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	X2	Y2=X3+X4	Z2=Y3+Y4	W2=Z3+Z4	T2=W3+W4	E1=T2/8	SQ1=(T2) <sup>2</sup> /16
3	r	M1	R2	P1	O1	X3	Y3=X5+X6	Z3=Y5+Y6	W3=Z5+Z6	T3=W5+W6	E2=T3/8	SQ2=(T3) <sup>2</sup> /16
4	mr	M2	R2	P1	O1	X4	Y4=X7+X8	Z4=Y7+Y8	W4=Z7+Z8	T4=W7+W8	E3=T4/8	SQ3=(T4) <sup>2</sup> /16
5	p	M1	R1	P2	O1	X5	Y5=X9+X10	Z5=Y9+Y10	W5=Z9+Z10	T5=W9+W10	E4=T5/8	SQ4=(T5) <sup>2</sup> /16
6	mp	M2	R1	P2	O1	X6	Y6=X11+X12	Z6=Y11+Y12	W6=Z11+Z12	T6=W11+W12	E5=T6/8	SQ5=(T6) <sup>2</sup> /16
7	rp	M1	R2	P2	O1	X7	Y7=X13+X14	Z7=Y13+Y14	W7=Z13+Z14	T7=W13+W14	E6=T7/8	SQ6=(T7) <sup>2</sup> /16
8	mrp	M2	R2	P2	O1	X8	Y8=X15+X16	Z8=Y15+Y16	W8=Z15+Z16	T8=W15+W16	E7=T8/8	SQ7=(T8) <sup>2</sup> /16
9	o	M1	R1	P1	O2	X9	Y9=X2-X1	Z9=Y2-Y1	W9=Z2-Z1	T9=W2-W1	E8=T9/8	SQ8=(T9) <sup>2</sup> /16
10	mo	M2	R1	P1	O2	X10	Y10=X4-X3	Z10=Y4-Y3	W10=Z4-Z3	T10=W4-W3	E9=T10/8	SQ9=(T10) <sup>2</sup> /16
11	ro	M1	R2	P1	O2	X11	Y11=X6-X5	Z11=Y6-Y5	W11=Z6-Z5	T11=W6-W5	E10=T11/8	SQ10=(T11) <sup>2</sup> /16
12	mro	M2	R2	P1	O2	X12	Y12=X8-X7	Z12=Y8-Y7	W12=Z8-Z7	T12=W8-W7	E11=T12/8	SQ11=(T12) <sup>2</sup> /16
13	po	M1	R1	P2	O2	X13	Y13=X10-X9	Z13=Y10-Y9	W13=Z10-Z9	T13=W10-W9	E12=T13/8	SQ12=(T13) <sup>2</sup> /16
14	mpo	M2	R1	P2	O2	X14	Y14=X12-X11	Z14=Y12-Y11	W14=Z12-Z11	T14=W12-W11	E13=T14/8	SQ13=(T14) <sup>2</sup> /16
15	rpo	M1	R2	P2	O2	X15	Y15=X14-X13	Z15=Y14-Y13	W15=Z14-Z13	T15=W14-W13	E14=T15/8	SQ14=(T15) <sup>2</sup> /16
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	X16	Y16=X16-X15	Z16=Y16-Y15	W16=Z16-Z15	T16=W16-W15	E15=T16/8	SQ15=(T16) <sup>2</sup> /16

A primeira coluna do algoritmo (T) indica apenas uma seqüência em que devem ser dispostos os resultados dos ensaios, compreendendo as 16 combinações de variáveis e seus níveis. A segunda coluna (C) indica as variáveis das quais serão calculados os efeitos principais e as suas possíveis interações: na primeira linha, nenhum efeito será calculado; na segunda linha será calculado o efeito principal da variável material base do anel "M". Para tanto, o ensaio deve ser realizado alterando-se a condição desta variável M para o nível 2, mantendo-se todas as outras variáveis no nível 1, conforme indicado nas colunas identificadas por "M", "R", "P" e "O". Para a determinação do efeito da segunda variável, revestimento "R", altera-se o seu nível para 2, mantendo-se o nível das outras variáveis em 1, conforme indicado na terceira linha da Tabela. Para avaliar os efeitos de outras variáveis, altera-se o nível daquela em estudo para o nível 2, mantendo-se os demais em 1, sucessivamente conforme indicações da Tabela.

Para avaliar os efeitos combinados ou interações, o procedimento é análogo. Assim, por exemplo, para verificar a ação combinada do material "M", revestimento "R" e ovalização "O", alteram-se as condições de ensaio de M, R e O para 2 e mantém-se o parâmetro perfil da face "P" em 1, conforme observa-se na linha 12 da Tabela.

A sétima coluna (X) apresenta os resultados dos ensaios obtidos com as variáveis nos níveis indicados nas colunas anteriores.

As colunas identificadas por "Y", "Z", "W" e "T" são obtidas da seguinte maneira: as linhas 1 a 8 pela soma, dois a dois, dos valores da coluna anterior e as linhas 9 a 16 pela subtração, duas a duas, das linhas pares menos linhas ímpares,



conforme indicado na Tabela 3.13.

A coluna "Efeito" é obtida pela divisão do valor da coluna "T" pelo número de pares de resultados vezes o número de repetições de cada resultado, neste caso, 8 vezes  $1 = 8$ . A coluna "SQ", soma de quadrados, é obtida elevando-se o valor da coluna "T" ao quadrado e dividindo-o pelo número de resultados vezes o número de repetições de cada resultado, neste caso,  $16 \times 1 = 16$ . Estes valores de soma de quadrados serão utilizados no cálculo das variâncias de cada variável.

A Tabela 3.14 apresenta um exemplo do algoritmo de Yates, com valores numéricos referentes aos resultados de variação da folga entre pontas dos anéis. Através da análise dos valores de soma de quadrados calculados, constrói-se a coluna "Pool", onde se indica se o efeito da variável ou interação entre variáveis calculado na respectiva linha pode ou não ser atribuído ao erro experimental. Isto é feito analisando-se o valor de SQ em relação aos demais, atribuindo-se ao erro experimental os valores menores ou os referentes a interações de ordem superior (demonstra-se estatisticamente que as interações de ordem superior raramente são significativas). Neste estudo, todos os efeitos das interações triplas e da interação quádrupla foram atribuídos ao erro experimental.

Tabela 3.14 - Exemplo de um algoritmo de Yates referente à variação da folga entre pontas dos anéis (mm).

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"POOL"
1	*	M1	R1	P1	O1	80	170	270	390	780	-----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	90	100	120	390	20	2,5	25,0	SIM
3	r	M1	R2	P1	O1	70	80	120	-50	-160	-20,0	1600,0	NÃO
4	mr	M2	R2	P1	O1	30	40	270	70	-40	-5,0	100,0	SIM
5	p	M1	R1	P2	O1	50	70	-30	-110	0	0,0	0,0	SIM
6	mp	M2	R1	P2	O1	30	50	-20	-50	0	0,0	0,0	SIM
7	rp	M1	R2	P2	O1	20	150	40	-30	20	2,5	25,0	SIM
8	mrp	M2	R2	P2	O1	20	120	30	-10	100	12,5	625,0	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	20	10	-70	-150	0	0,0	0,0	SIM
10	mo	M2	R1	P1	O2	50	-40	-40	150	120	15,0	900,0	NÃO
11	ro	M1	R2	P1	O2	20	-20	-20	10	60	7,5	225,0	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	30	0	-30	-10	20	2,5	25,0	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	70	30	-50	30	300	37,5	5625,0	NÃO
14	mpo	M2	R1	P2	O2	80	10	20	-10	-20	-2,5	25,0	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	50	10	-20	70	-40	-5,0	100,0	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	70	20	10	30	-40	-5,0	100,0	SIM
$\Sigma$												9375,0	

Com base nos valores calculados no algoritmo de Yates, calculam-se as variâncias de cada variável ou interação que não foram atribuídas ao erro experimental, bem como a variância do erro experimental ou resíduo. Para tanto, constrói-se um quadro de análise de variâncias (ANOVA), cujo exemplo é apresentado na Tabela 3.15, referente à resposta de variação da folga entre pontas dos anéis, e cuja construção é explicada a seguir.

Tabela 3.15 - Exemplo de um quadro de análise de variâncias (ANOVA) referente à variação da folga entre pontas dos anéis.

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
R: Revestimento	1	1600,0	1600,0	15,36
MxO: Interação Mat. Base e Ovalização	1	900,0	900,0	8,64
PxO: Interação Perfil face e Ovalização	1	5625,0	5625,0	53,98
Resíduo	12	1250,0	104,2	
Total	15	9375,0		
Fcrit = F (1,12,5%) = 4,75 Fcrit = F (1,12,1%) = 9,33				

Na primeira coluna do quadro de análise de variâncias são colocadas as variáveis (e suas interações) que apresentaram maiores valores de soma de quadrados calculados no algoritmo de Yates, neste exemplo, a variável revestimento e as interações entre material base e ovalização e perfil da face e ovalização. São também colocadas

duas linhas: uma referente ao erro experimental ou resíduo e outra referente à totalização.

A segunda coluna apresenta os graus de liberdade referentes a cada linha. O número de graus de liberdade é dado pelo número de níveis da variável menos um, neste caso  $2 - 1 = 1$ . A definição de grau de liberdade é melhor entendida através de um exemplo: considere-se uma amostra de  $n$  elementos; a somatória das diferenças de cada elemento e da média  $Y$  da amostra deve ser zero, ou seja,  $\sum (y_i - Y) = 0$ . Esta relação constitui uma limitação para os desvios  $(y_1 - Y)$ ,  $(y_2 - Y)$ ,  $(y_3 - Y)$ , ... ,  $(y_n - Y)$  usados no cálculo da variância da amostra  $s^2 = \sum (y_i - Y)^2 / (n - 1)$ . Isto implica que quaisquer  $(n - 1)$  elementos da amostra completamente define o enésimo elemento. Assim, as  $n$  diferenças  $(y_i - Y)$  (e por conseqüência a soma de seus quadrados  $\sum (y_i - Y)^2$  e a variância da amostra  $\sum (y_i - Y)^2 / (n - 1)$ ) possuem  $(n - 1)$  graus de liberdade.

Os graus de liberdade do resíduo são determinados por diferença entre o total  $(n - 1)$  e a soma dos graus de liberdade das variáveis e interações das linhas anteriores da Tabela.

Na terceira coluna são transcritos os valores das somas de quadrados calculadas no algoritmo de Yates. Novamente, a soma de quadrados do resíduo é calculada por diferença entre a soma de quadrados total e a somatória das somas de quadrados das linhas anteriores.

Os valores da coluna média quadrática ou variância são obtidos pela divisão da

soma de quadrados pelo número de graus de liberdade correspondente.

Se duas amostras são caracterizadas pelos seus parâmetros (média, variância e número de elementos), pode-se verificar se as variâncias destas amostras podem ser consideradas iguais, com um nível de confiança conhecido. A comparação da variância de cada variável em estudo (e suas interações) com a variância referente ao resíduo ou erro experimental inerente à resposta sob análise é feita através da distribuição F de Snedecor. Calcula-se o valor de F dividindo-se a variância da variável que está sendo analisada pela variância do resíduo, construindo-se, assim, a quinta e última coluna do quadro de análise de variâncias. Um valor de F crítico é encontrado numa Tabela [50] em função do número de graus de liberdade da amostra que está sendo comparada, do número de graus de liberdade do resíduo e do nível de confiança desejado. As Tabelas 3.16 e 3.17 apresentam os valores de F crítico para os níveis de confiança de 95% e 99%, respectivamente.

Tabela 3.16 - Valores de F crítico para nível de confiança de 95% [50].

$\nu_1$  = graus de liberdade da variável ou interação;  $\nu_2$  = graus de liberdade do resíduo ou erro experimental.

$\nu_1 \backslash \nu_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	24	30	40	60	120	$\infty$
1	161.4	199.5	215.7	224.6	230.2	234.0	236.8	238.9	240.5	241.9	243.9	245.9	248.0	249.1	250.1	251.1	252.2	253.3	254.3
2	18.51	19.00	19.16	19.25	19.30	19.33	19.35	19.37	19.38	19.40	19.41	19.43	19.45	19.45	19.46	19.47	19.48	19.49	19.50
3	10.13	9.55	9.28	9.12	9.01	8.94	8.89	8.85	8.81	8.79	8.74	8.70	8.66	8.64	8.62	8.59	8.57	8.55	8.53
4	7.71	6.94	6.59	6.39	6.26	6.16	6.09	6.04	6.00	5.96	5.91	5.86	5.80	5.77	5.75	5.72	5.69	5.66	5.63
5	6.61	5.79	5.41	5.19	5.05	4.95	4.88	4.82	4.77	4.74	4.68	4.62	4.56	4.53	4.50	4.46	4.43	4.40	4.36
6	5.99	5.14	4.76	4.53	4.39	4.28	4.21	4.15	4.10	4.06	4.00	3.94	3.87	3.84	3.81	3.77	3.74	3.70	3.67
7	5.59	4.74	4.35	4.12	3.97	3.87	3.79	3.73	3.68	3.64	3.57	3.51	3.44	3.41	3.38	3.34	3.30	3.27	3.23
8	5.32	4.46	4.07	3.84	3.69	3.58	3.50	3.44	3.39	3.35	3.28	3.22	3.15	3.12	3.08	3.04	3.01	2.97	2.93
9	5.12	4.26	3.86	3.63	3.48	3.37	3.29	3.23	3.18	3.14	3.07	3.01	2.94	2.90	2.86	2.83	2.79	2.75	2.71
10	4.96	4.10	3.71	3.48	3.33	3.22	3.14	3.07	3.02	2.98	2.91	2.85	2.77	2.74	2.70	2.66	2.62	2.58	2.54
11	4.84	3.98	3.59	3.36	3.20	3.09	3.01	2.95	2.90	2.85	2.79	2.72	2.65	2.61	2.57	2.53	2.49	2.45	2.40
12	4.75	3.89	3.49	3.26	3.11	3.00	2.91	2.85	2.80	2.75	2.69	2.62	2.54	2.51	2.47	2.43	2.38	2.34	2.30
13	4.67	3.81	3.41	3.18	3.03	2.92	2.83	2.77	2.71	2.67	2.60	2.53	2.46	2.42	2.38	2.34	2.30	2.25	2.21
14	4.60	3.74	3.34	3.11	2.96	2.85	2.76	2.70	2.65	2.60	2.53	2.46	2.39	2.35	2.31	2.27	2.22	2.18	2.13
15	4.54	3.68	3.29	3.06	2.90	2.79	2.71	2.64	2.59	2.54	2.48	2.40	2.33	2.29	2.25	2.20	2.16	2.11	2.07
16	4.49	3.63	3.24	3.01	2.85	2.74	2.66	2.59	2.54	2.49	2.42	2.35	2.28	2.24	2.19	2.15	2.11	2.06	2.01
17	4.45	3.59	3.20	2.96	2.81	2.70	2.61	2.55	2.49	2.45	2.38	2.31	2.23	2.19	2.15	2.10	2.06	2.01	1.96
18	4.41	3.55	3.16	2.93	2.77	2.66	2.58	2.51	2.46	2.41	2.34	2.27	2.19	2.15	2.11	2.06	2.02	1.97	1.92
19	4.38	3.52	3.13	2.90	2.74	2.63	2.54	2.48	2.42	2.38	2.31	2.23	2.16	2.11	2.07	2.03	1.98	1.93	1.88
20	4.35	3.49	3.10	2.87	2.71	2.60	2.51	2.45	2.39	2.35	2.28	2.20	2.12	2.08	2.04	1.99	1.95	1.90	1.84
21	4.32	3.47	3.07	2.84	2.68	2.57	2.49	2.42	2.37	2.32	2.25	2.18	2.10	2.05	2.01	1.96	1.92	1.87	1.81
22	4.30	3.44	3.05	2.82	2.66	2.55	2.46	2.40	2.34	2.30	2.23	2.15	2.07	2.03	1.98	1.94	1.89	1.84	1.78
23	4.28	3.42	3.03	2.80	2.64	2.53	2.44	2.37	2.32	2.27	2.20	2.13	2.05	2.01	1.96	1.91	1.86	1.81	1.76
24	4.26	3.40	3.01	2.78	2.62	2.51	2.42	2.36	2.30	2.25	2.18	2.11	2.03	1.98	1.94	1.89	1.84	1.79	1.73
25	4.24	3.39	2.99	2.76	2.60	2.49	2.40	2.34	2.28	2.24	2.16	2.09	2.01	1.96	1.92	1.87	1.82	1.77	1.71
26	4.23	3.37	2.98	2.74	2.59	2.47	2.39	2.32	2.27	2.22	2.15	2.07	1.99	1.95	1.90	1.85	1.80	1.75	1.69
27	4.21	3.35	2.96	2.73	2.57	2.46	2.37	2.31	2.25	2.20	2.13	2.06	1.97	1.93	1.88	1.84	1.79	1.73	1.67
28	4.20	3.34	2.95	2.71	2.56	2.45	2.36	2.29	2.24	2.19	2.12	2.04	1.96	1.92	1.87	1.82	1.77	1.71	1.65
29	4.18	3.33	2.93	2.70	2.55	2.43	2.35	2.28	2.22	2.18	2.10	2.03	1.94	1.90	1.85	1.81	1.75	1.70	1.64
30	4.17	3.32	2.92	2.69	2.53	2.42	2.33	2.27	2.21	2.16	2.09	2.01	1.93	1.89	1.84	1.79	1.74	1.68	1.62
40	4.08	3.23	2.84	2.61	2.45	2.34	2.25	2.18	2.12	2.08	2.00	1.92	1.84	1.79	1.74	1.69	1.64	1.58	1.51
60	4.00	3.15	2.76	2.53	2.37	2.25	2.17	2.10	2.04	1.99	1.92	1.84	1.75	1.70	1.65	1.59	1.53	1.47	1.39
120	3.92	3.07	2.68	2.45	2.29	2.17	2.09	2.02	1.96	1.91	1.83	1.75	1.66	1.61	1.55	1.50	1.43	1.35	1.25
$\infty$	3.84	3.00	2.60	2.37	2.21	2.10	2.01	1.94	1.88	1.83	1.75	1.67	1.57	1.52	1.46	1.39	1.32	1.22	1.00



Quando o valor de  $F$  calculado for menor que o valor de  $F$  crítico, aceita-se a igualdade das variâncias e diz-se que a variável em análise é não significativa, ou seja sua variância é de mesma magnitude que a variância devida ao erro experimental. Por outro lado, se o valor de  $F$  calculado for maior que o valor de  $F$  crítico com nível de confiança de 95%, diz-se que existe diferença entre as variâncias e que a variável sob análise é significativa. Ainda, se o valor de  $F$  calculado for maior que o valor de  $F$  crítico com nível de confiança de 99%, diz-se que existe diferença entre as variâncias e que a variável sob análise é altamente significativa. A literatura [50][51] indica que os níveis de confiança de 95% e 99% são satisfatórios para uma boa análise em trabalhos de Engenharia em geral.



## **4 RESULTADOS**

Para cada um dos resultados considerados no conjunto de ensaios realizados será apresentada uma tabela com os valores da característica sob análise antes e após o ensaio para cada configuração de anel.

### **4.1 Folga entre pontas**

O primeiro resultado a ser apresentado é o aumento da folga entre pontas do anel. Esta resposta caracteriza um desgaste médio ao longo de todo o perímetro do anel, em sua face de contato com a parede do cilindro. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 4.1

Tabela 4.1 - Variação da folga entre pontas dos anéis.

Motor	Configuração				Cil.	Folga entre pontas (mm)		
	Material	Revestimento	Perfil	Ovalização		Antes	Após	Variação
1	M1	R1	P1	O1	1	0,37	0,45	0,08
	M2	R1			4	0,37	0,46	0,09
	M1	R2			3	0,38	0,45	0,07
	M2	R2			2	0,38	0,41	0,03
2	M1	R1	P2	O1	3	0,36	0,41	0,05
	M2	R1			2	0,37	0,40	0,03
	M1	R2			1	0,36	0,38	0,02
	M2	R2			4	0,36	0,38	0,02
3	M1	R1	P1	O2	4	0,36	0,38	0,02
	M2	R1			1	0,36	0,41	0,05
	M1	R2			2	0,36	0,38	0,02
	M2	R2			3	0,36	0,39	0,03
4	M1	R1	P2	O2	2	0,35	0,42	0,07
	M2	R1			3	0,35	0,43	0,08
	M1	R2			4	0,33	0,38	0,05
	M2	R2			1	0,33	0,40	0,07

#### 4.2 Espessura radial

A Tabela 4.2 apresenta os resultados de desgaste medidos através da variação da espessura na direção radial do anel. Cada valor corresponde à média de cinco medições ao longo do perímetro do anel (nas regiões próximas à folga entre pontas, e a 90°, 180° e 270° da folga entre pontas).

Tabela 4.2 - Variação da espessura radial dos anéis.

Motor	Configuração				Cil.	Espessura radial (mm)		
	Material	Revesti- mento	Perfil	Ovaliza- ção		Antes	Após	Varia- ção
1	M1	R1	P1	O1	1	3,333	3,322	0,011
	M2	R1			4	3,372	3,354	0,018
	M1	R2			3	3,359	3,343	0,016
	M2	R2			2	3,333	3,328	0,005
2	M1	R1	P2	O1	3	3,330	3,321	0,009
	M2	R1			2	3,335	3,328	0,007
	M1	R2			1	3,331	3,326	0,005
	M2	R2			4	3,344	3,340	0,004
3	M1	R1	P1	O2	4	3,371	3,365	0,006
	M2	R1			1	3,346	3,337	0,009
	M1	R2			2	3,356	3,352	0,004
	M2	R2			3	3,359	3,354	0,005
4	M1	R1	P2	O2	2	3,336	3,323	0,013
	M2	R1			3	3,371	3,359	0,012
	M1	R2			4	3,344	3,337	0,007
	M2	R2			1	3,369	3,357	0,012

### 4.3 Altura

A Tabela 4.3 apresenta os valores de variação na altura do anel (variação da espessura na direção axial). Cada valor corresponde a uma média de três medições, realizadas próxima à folga entre pontas, a 90° e a 180° da mesma. Esta medição permite, principalmente, avaliar a resistência ao desgaste do material base do anel, provocado pelo movimento relativo do anel em relação ao canaleta do pistão.

Tabela 4.3 - Variação na altura dos anéis.

Motor	Configuração				Cil.	Altura (mm)		
	Material	Revesti- mento	Perfil	Ovaliza- ção		Antes	Após	Varia- ção
1	M1	R1	P1	O1	1	1,479	1,475	0,004
	M2	R1			4	1,481	1,478	0,003
	M1	R2			3	1,479	1,475	0,004
	M2	R2			2	1,479	1,478	0,001
2	M1	R1	P2	O1	3	1,481	1,475	0,006
	M2	R1			2	1,482	1,479	0,003
	M1	R2			1	1,482	1,475	0,007
	M2	R2			4	1,483	1,478	0,005
3	M1	R1	P1	O2	4	1,478	1,465	0,013
	M2	R1			1	1,478	1,470	0,008
	M1	R2			2	1,482	1,474	0,008
	M2	R2			3	1,480	1,473	0,007
4	M1	R1	P2	O2	2	1,480	1,476	0,004
	M2	R1			3	1,479	1,476	0,003
	M1	R2			4	1,480	1,478	0,002
	M2	R2			1	1,484	1,480	0,004

#### 4.4 Massa

As variações de massa dos anéis estão apresentadas na Tabela 4.4. Esta medição permite uma avaliação conjunta do desgaste do material base e do revestimento do anel.

Tabela 4.4 - Variação de massa dos anéis.

Motor	Configuração				Cil.	Massa (g)		
	Material	Revesti- mento	Perfil	Ovaliza- ção		Antes	Após	Varia- ção
1	M1	R1	P1	O1	1	7,9617	7,9107	0,0510
	M2	R1			4	8,0755	8,0333	0,0422
	M1	R2			3	7,9925	7,9520	0,0405
	M2	R2			2	7,9870	7,9735	0,0135
2	M1	R1	P2	O1	3	7,9899	7,9529	0,0370
	M2	R1			2	8,0256	8,0042	0,0214
	M1	R2			1	7,9199	7,8880	0,0319
	M2	R2			4	8,0127	7,9963	0,0164
3	M1	R1	P1	O2	4	8,0121	7,9906	0,0215
	M2	R1			1	7,9685	7,9458	0,0227
	M1	R2			2	7,9908	7,9700	0,0208
	M2	R2			3	7,9898	7,9738	0,0160
4	M1	R1	P2	O2	2	7,9599	7,9318	0,0281
	M2	R1			3	8,0785	8,0595	0,0190
	M1	R2			4	7,9787	7,9644	0,0143
	M2	R2			1	8,0250	8,0102	0,0148

#### 4.5 Área polida das camisas

A medição de área polida das camisas possibilita a análise da compatibilidade entre o material de revestimento dos anéis e o material das camisas. Os resultados são apresentados na Tabela 4.5.

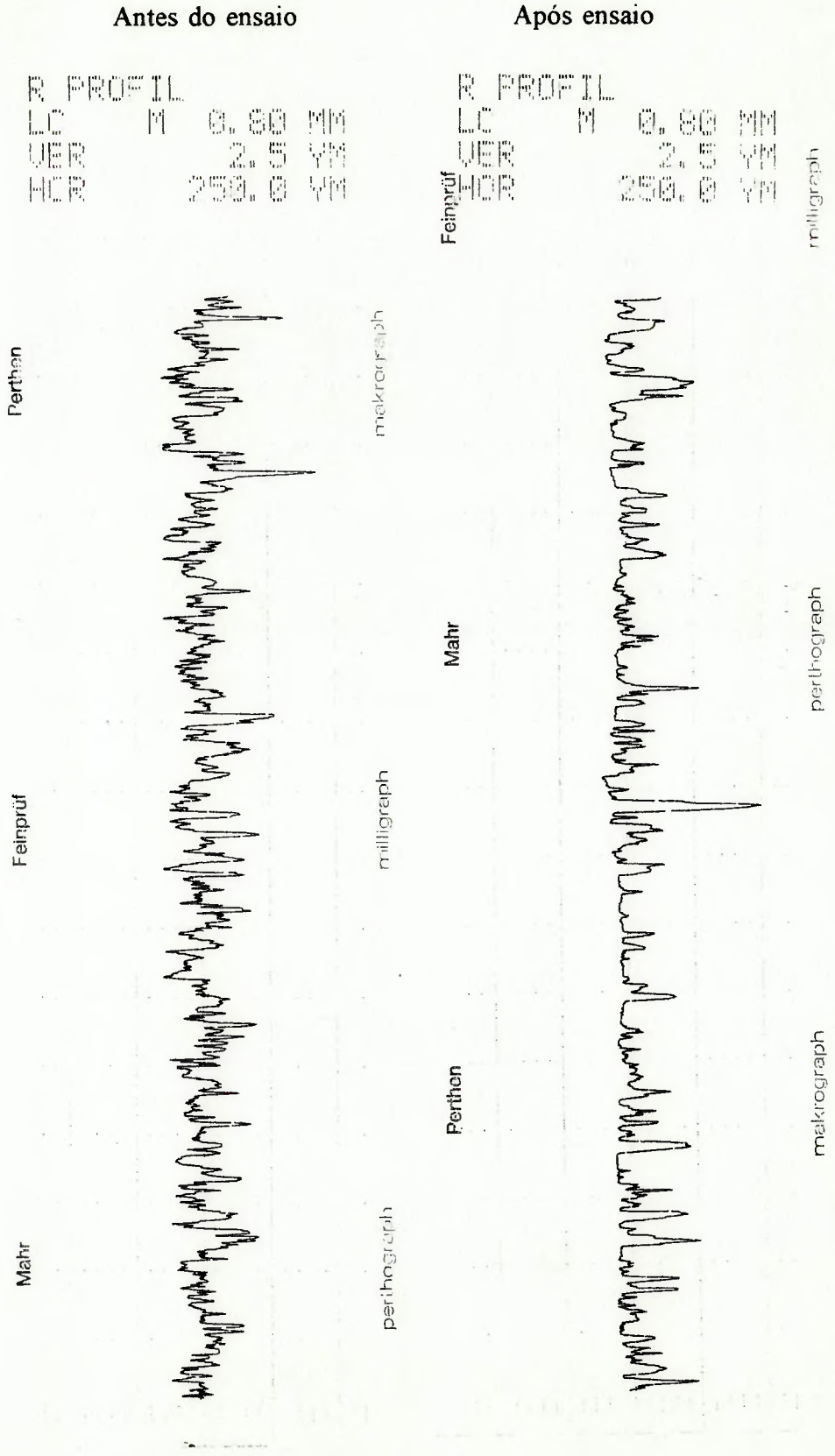
Tabela 4.5 - Área polida das camisas.

Motor	Configuração				Cil.	Área Polida das Camisas (%)
	Material	Revestimento	Perfil	Ovalização		
1	M1	R1	P1	O1	1	1,4
	M2	R1			4	1,8
	M1	R2			3	3,0
	M2	R2			2	0,8
2	M1	R1	P2	O1	3	4,9
	M2	R1			2	1,9
	M1	R2			1	2,9
	M2	R2			4	4,6
3	M1	R1	P1	O2	4	3,6
	M2	R1			1	3,0
	M1	R2			2	3,4
	M2	R2			3	5,8
4	M1	R1	P2	O2	2	2,5
	M2	R1			3	1,9
	M1	R2			4	3,8
	M2	R2			1	2,1

#### 4.6 Rugosidade das camisas

Na Figura 4.1 encontram-se dois exemplos de perfis de rugosidade típicos das camisas, com medições realizadas antes e após ensaio.

Figura 4.1 - Perfis de rugosidade da camisa antes e após ensaio.



A Tabela 4.6 apresenta os resultados de variação de rugosidade das camisas. Esta medição também indica a compatibilidade entre os materiais de revestimento dos anéis e o material das camisas.

Tabela 4.6 Variação de rugosidade Rz das camisas.

Motor	Configuração				Cil.	Rugosidade Rz Camisa( $\mu\text{m}$ )		
	Material	Revestimento	Perfil	Ovalização		Antes	Após	Variação
1	M1	R1	P1	O1	1	4,10	3,59	0,51
	M2	R1			4	6,54	3,17	3,37
	M1	R2			3	5,54	4,96	0,58
	M2	R2			2	4,18	2,58	1,60
2	M1	R1	P2	O1	3	4,73	2,82	1,91
	M2	R1			2	5,62	4,20	1,42
	M1	R2			1	4,90	3,87	1,03
	M2	R2			4	5,05	2,89	2,16
3	M1	R1	P1	O2	4	5,61	4,00	1,61
	M2	R1			1	5,93	3,72	2,21
	M1	R2			2	6,80	5,12	1,68
	M2	R2			3	5,29	3,18	2,11
4	M1	R1	P2	O2	2	6,29	5,03	1,26
	M2	R1			3	6,24	5,53	0,71
	M1	R2			4	4,59	3,64	0,95
	M2	R2			1	5,00	4,40	0,60



#### 4.7 Desgaste combinado anel e camisa

O desgaste combinado entre anel e camisa foi avaliado através da medição da folga entre pontas do anel quando montado em suas respectivas camisas onde trabalharam, na região do ponto morto superior do anel de primeiro canaleta, cujos resultados são apresentados na Tabela 4.7. Cada valor refere-se a uma média de duas medições, correspondentes ao anel instalado na camisa com sua folga entre pontas nas direções longitudinal e transversal do motor.

Tabela 4.7 - Desgaste combinado entre anel e camisa.

Motor	Configuração				Cil.	Variação da folga entre pontas medida na camisa (mm)
	Material	Revestimento	Perfil	Ovalização		
1	M1	R1	P1	O1	1	0,08
	M2	R1			4	0,09
	M1	R2			3	0,08
	M2	R2			2	0,05
2	M1	R1	P2	O1	3	0,05
	M2	R1			2	0,04
	M1	R2			1	0,03
	M2	R2			4	0,05
3	M1	R1	P1	O2	4	0,02
	M2	R1			1	0,05
	M1	R2			2	0,03
	M2	R2			3	0,04
4	M1	R1	P2	O2	2	0,07
	M2	R1			3	0,08
	M1	R2			4	0,06
	M2	R2			1	0,08

#### 4.8 Desgaste combinado anel e canaleta do pistão

Para se verificar a compatibilidade entre as taxas de desgaste dos materiais base dos anéis e do canaleta do pistão, foi medido o desgaste combinado de ambos. Os resultados de desgaste das laterais do canaleta do pistão são apresentados na Tabela 4.8. Cada valor corresponde à média de quatro medições realizadas a 0°, 90°, 180° e 270° a partir da direção longitudinal do motor.

Tabela 4.8 - Desgaste das laterais do canaleta do pistão.

Motor	Configuração				Cil.	Desgaste do canaleta ( $\mu\text{m}$ )		
	Material	Revestimento	Perfil	Ovalização		Flanco Superior	Flanco Inferior	Total
1	M1	R1	P1	O1	1	3,75	4,75	8,50
	M2	R1			4	3,50	4,00	7,50
	M1	R2			3	4,75	3,50	8,25
	M2	R2			2	2,50	2,50	5,00
2	M1	R1	P2	O1	3	4,25	4,00	8,25
	M2	R1			2	9,75	3,75	13,50
	M1	R2			1	5,21	4,39	9,60
	M2	R2			4	9,00	5,00	14,00
3	M1	R1	P1	O2	4	4,75	3,25	8,00
	M2	R1			1	6,00	4,00	10,00
	M1	R2			2	8,25	7,00	15,25
	M2	R2			3	5,00	5,00	10,00
4	M1	R1	P2	O2	2	6,00	5,00	11,00
	M2	R1			3	6,00	4,25	10,25
	M1	R2			4	4,75	3,25	8,00
	M2	R2			1	7,75	4,00	11,75

#### 4.9 Consumo de Óleo e "Blow-by"

O desempenho funcional dos motores, avaliado através dos valores de consumo de óleo e "Blow-by" é apresentado na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 - Resultados de desempenho funcional dos motores - consumo de óleo e "Blow-by".

Motor	Consumo de Óleo (g/h)	"Blow-by" (dm <sup>3</sup> /s)
1	10,1	0,198
2	8,2	0,207
3	18,4	0,187
4	13,7	0,145

## 5 DISCUSSÃO

A análise e discussão dos resultados dos ensaios será feita através da técnica de Análise de Variâncias (ANOVA), conforme apresentado no Capítulo 3. Uma vez que os ensaios não foram realizados com várias repetições, devido ao elevado custo dos ensaios em dinamômetro, as interações de ordem maior (interações triplas e quádrupla) não poderão ser discriminadas e serão atribuídas ao erro experimental quando da construção do quadro de análise de variâncias, o que melhora a qualidade da análise executada pois ocorre um aumento no número de graus de liberdade do erro experimental. O recomendável seria aumentar-se o número de graus de liberdade do resíduo através da replicação de ensaios, mas, devido à impossibilidade imposta pelo custo dos ensaios, deixa-se de avaliar as interações de ordem maior e aumenta-se os graus de liberdade do resíduo atribuindo-as ao erro experimental.

Para cada uma das respostas consideradas no conjunto de ensaios realizados, será apresentada a estrutura e resultados do algoritmo de Yates utilizado no cálculo das variâncias das respostas, bem como a Tabela de Análise de Variâncias (ANOVA) para verificação dos efeitos significativos.

## **5.1 Análise Dimensional - Desgaste**

### **5.1.1 Folga entre pontas**

A primeira resposta a ser analisada é o aumento da folga entre pontas do anel, caracterizando um desgaste médio ao longo de toda a circunferência do anel. A Tabela 5.1 apresenta os resultados do algoritmo de Yates utilizado para o cálculo das somas de quadrados necessárias ao cálculo das variâncias.

Tabela 5.1 - Algoritmo de Yates - Aumento da Folga entre Pontas ( $\mu\text{m}$ )

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"POOL"
1	*	M1	R1	P1	O1	80	170	270	390	780	-----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	90	100	120	390	20	2,5	25,0	SIM
3	r	M1	R2	P1	O1	70	80	120	-50	-160	-20,0	1600,0	NÃO
4	mr	M2	R2	P1	O1	30	40	270	70	-40	-5,0	100,0	SIM
5	p	M1	R1	P2	O1	50	70	-30	-110	0	0,0	0,0	SIM
6	mp	M2	R1	P2	O1	30	50	-20	-50	0	0,0	0,0	SIM
7	rp	M1	R2	P2	O1	20	150	40	-30	20	2,5	25,0	SIM
8	mrp	M2	R2	P2	O1	20	120	30	-10	100	12,5	625,0	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	20	10	-70	-150	0	0,0	0,0	SIM
10	mo	M2	R1	P1	O2	50	-40	-40	150	120	15,0	900,0	NÃO
11	ro	M1	R2	P1	O2	20	-20	-20	10	60	7,5	225,0	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	30	0	-30	-10	20	2,5	25,0	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	70	30	-50	30	300	37,5	5625,0	NÃO
14	mpo	M2	R1	P2	O2	80	10	20	-10	-20	-2,5	25,0	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	50	10	-20	70	-40	-5,0	100,0	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	70	20	10	30	-40	-5,0	100,0	SIM
$\Sigma$												9375,0	

A Tabela 5.2 apresenta o quadro de análise de variâncias para o aumento da folga entre pontas.

Tabela 5.2 - Quadro de ANOVA para folga entre pontas do anel.

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
R: Revestimento	1	1600,0	1600,0	15,36
MxO: Interação Mat.Base e Ovalização	1	900,0	900,0	8,64
PxO: Interação Perfil face e Ovalização	1	5625,0	5625,0	53,98
Resíduo	12	1250,0	104,2	
Total	15	9375,0		
Fcrit = F (1,12,5%) = 4,75 Fcrit = F (1,12,1%) = 9,33				

Desta forma, a interação MxO se mostrou significativa (com nível de confiança de 95%, uma vez que seu F calculado é maior que o  $F_{crit}=F(1,12,5\%)$ ) e o efeito principal de R e a interação PxO se mostraram altamente significativos (com nível de confiança de 99%, uma vez que seu F calculado é maior que o  $F_{crit}=F(1,12,1\%)$ ).

Analisando inicialmente o efeito principal do revestimento da face de contato (R), calculado através do algoritmo de Yates, tem-se que o efeito desta variável é de  $-20,0 \mu\text{m}$ , o que significa que, ao se passar esta variável do nível 1 (revestimento R1) para o nível 2 (revestimento R2), a resposta (neste caso o aumento da folga entre pontas) sofrerá um decréscimo, em média, de  $20,0 \mu\text{m}$ . Para melhorar-se a resistência ao desgaste do anel, se deseja que o aumento da folga entre pontas seja o menor possível, sendo o melhor material para esta característica o material R2.

A interação MxO (material base e ovalização) se mostrou significativa. Para melhor analisar-se esta interação, será construído um gráfico, Figura 5.1, onde serão representados os efeitos destas duas variáveis. Cada valor do gráfico resulta da média de 4 valores, para as condições de ensaio em que se tem M1+O1, M1+O2, M2+O1 e M2+O2.

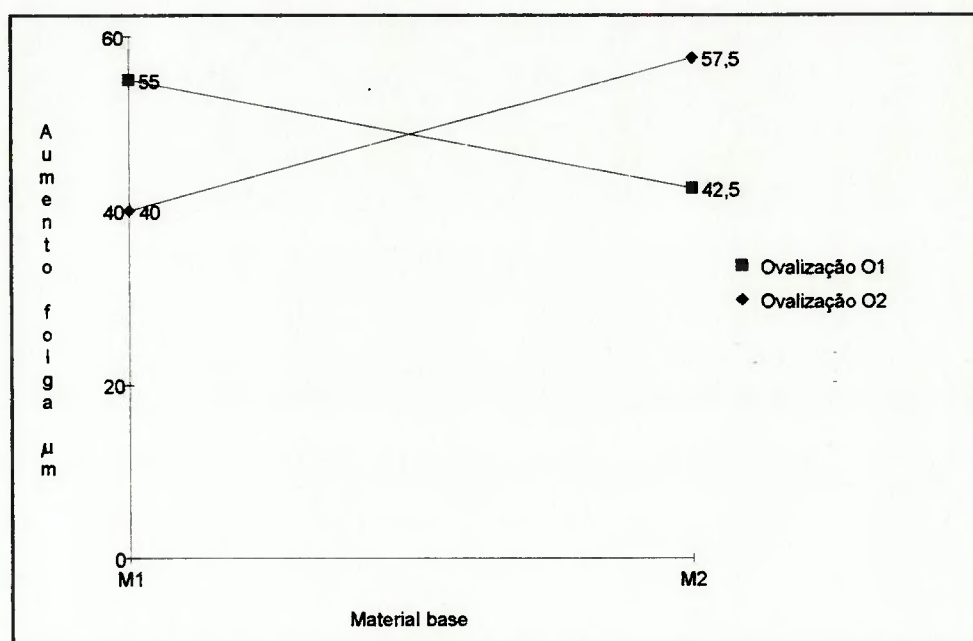


Figura 5.1 - Interação dupla entre material base e ovalização para a resposta variação da folga entre pontas.

O menor valor médio da variação da folga entre pontas é obtido com o material base M1 e com a ovalização no nível O2, ou seja, ovalização zero.



Da mesma forma, a interação entre o perfil da face de contato do anel e sua ovalização será analisada com o auxílio da Figura 5.2.

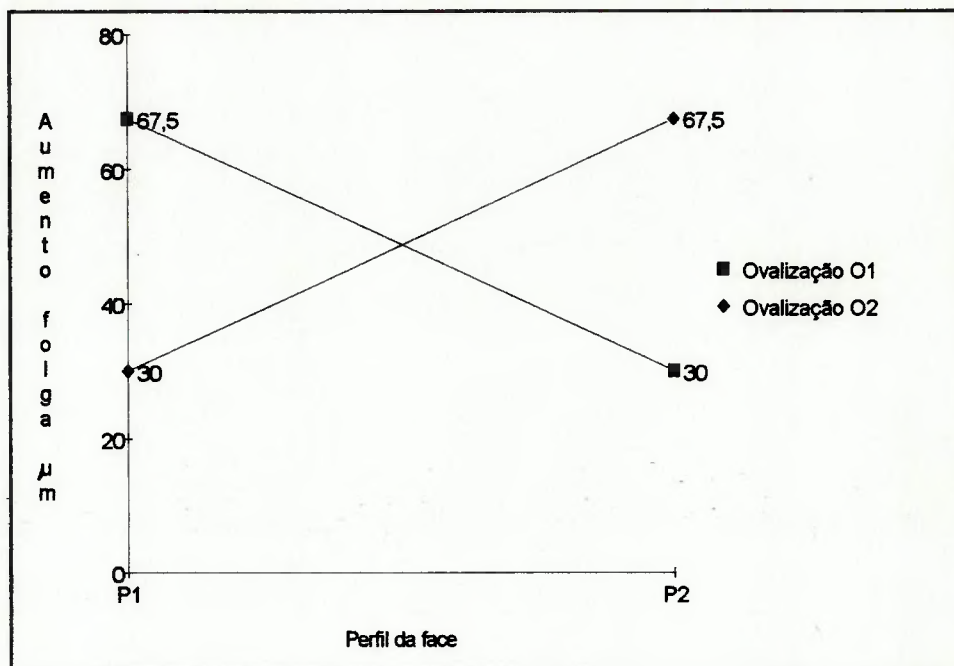


Figura 5.2 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta variação da folga entre pontas.

De forma análoga, o menor valor médio de variação da folga entre pontas é obtido para ovalização O2 (determinada na análise anterior) e perfil da face de contato P1 (perfil abaulado centrado).

Considerando as três análises feitas, tem-se a melhor configuração de anel para a resposta de variação da folga entre pontas:

- Material base = M1
- Revestimento = R2
- Perfil face = P1
- Ovalização = O2

A análise de cada resposta dos ensaios leva à determinação da melhor configuração de anel para as quatro variáveis em estudo. No entanto, a variável material base, neste caso, não tem nenhuma influência sobre a resposta de variação da folga entre pontas do anel, uma vez que não colabora para um aumento ou diminuição na resistência ao desgaste do mesmo em sua periferia.

#### 5.1.2 - Espessura radial

Com base nas medições de espessura radial, foram calculados os valores necessários para a confecção da Tabela de ANOVA através do algoritmo de Yates (Tabela 5.3).

Tabela 5.3 - Algoritmo de Yates - Desgaste na direção radial ( $\mu\text{m}$ )

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"POOL"
1	*	M1	R1	P1	O1	11	29	50	75	143	-----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	18	21	25	68	1	0,1	0,1	SIM
3	r	M1	R2	P1	O1	16	16	24	-7	-27	-3,4	45,6	NÃO
4	mr	M2	R2	P1	O1	5	9	44	8	-13	-1,6	10,6	NÃO
5	p	M1	R1	P2	O1	9	15	-4	-15	-5	-0,6	1,6	SIM
6	mp	M2	R1	P2	O1	7	9	-3	-12	1	0,1	0,1	SIM
7	rp	M1	R2	P2	O1	5	25	4	-17	1	0,1	0,1	SIM
8	mrp	M2	R2	P2	O1	4	19	4	4	27	3,4	45,6	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	6	7	-8	-25	-7	-0,9	3,1	SIM
10	mo	M2	R1	P1	O2	9	-11	-7	20	15	1,9	14,1	NÃO
11	ro	M1	R2	P1	O2	4	-2	-6	1	3	0,4	0,6	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	5	-1	-6	0	21	2,6	27,6	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	13	3	-18	1	45	5,6	126,6	NÃO
14	mpo	M2	R1	P2	O2	12	1	1	0	-1	-0,1	0,1	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	7	-1	-2	19	-1	-0,1	0,1	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	12	5	6	8	-11	-1,4	7,6	SIM
$\Sigma$												282,9	

Tabela 5.4 - Quadro de ANOVA para o desgaste na direção radial do anel

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
R: Revestimento	1	45,6	45,6	5,85
MxR: Interação Mat. base x Revestimento	1	10,6	10,6	1,36
MxO: Interação Mat. base x Ovalização	1	14,1	14,1	1,81
PxO: Interação Perfil face x Ovalização	1	126,6	126,6	16,23
Resíduo	11	86,2	7,8	
Total	15	282,9		
$F_{crit} = F(1,11,5\%) = 4,84$ $F_{crit} = f(1,11,1\%) = 9,65$				

As interações MxR e MxO (entre material base e revestimento, e material base e ovalização) não se mostraram significativas, com nível de confiança de 95%. O efeito principal da variável R - revestimento do anel, se mostrou significativo com nível de confiança de 95%, enquanto que a interação PxO (perfil da face de contato e ovalização) apresenta-se como altamente significativa com nível de confiança de 99%.

O efeito do material de revestimento, calculado na Tabela 5.3, foi de  $-3,4 \mu\text{m}$ , o que indica que, ao passar-se do revestimento R1 para o revestimento R2, ocorre uma redução média no desgaste da espessura radial do anel de  $3,4 \mu\text{m}$ . Desta forma, o revestimento R2 é a melhor opção para aumentar a resistência ao desgaste do anel.

A interação entre o perfil da face de contato e ovalização do anel é melhor visualizada com o auxílio da Figura 5.3.

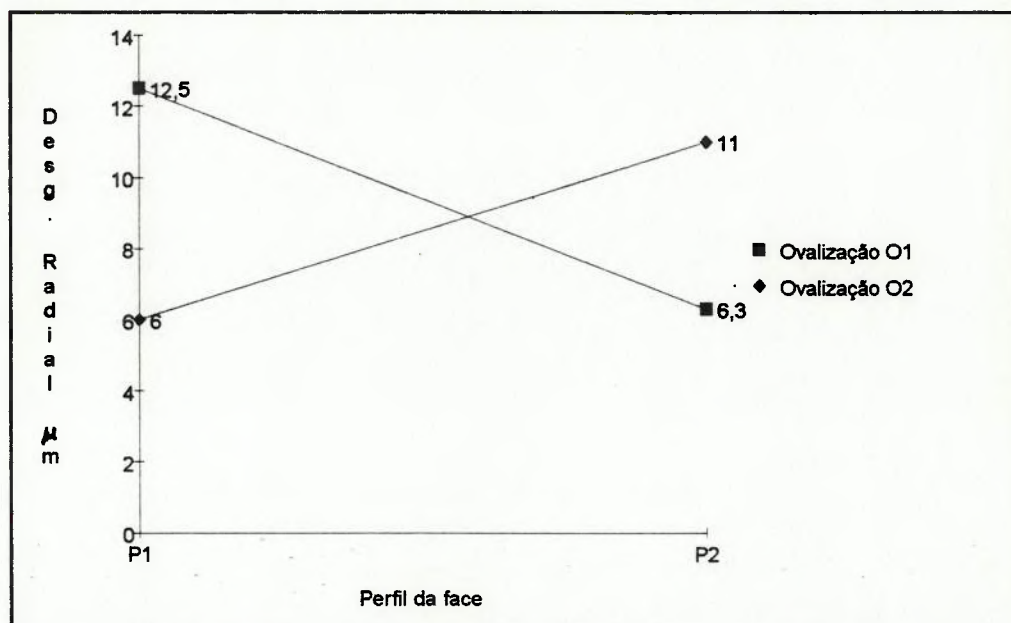


Figura 5.3 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta desgaste na direção radial.

A melhor condição para se obter um menor valor médio de desgaste do anel é obtida para perfil da face P1 (abaulado centrado) e ovalização O2 (zero).

Desta forma, a melhor configuração de anel para a resposta de desgaste na direção radial do anel é composta por:

- Material base = indiferente
- Revestimento = R2
- Perfil face = P1
- Ovalização = O2.

## 5.1.3 Altura do anel

Com base nos resultados das medições de altura dos anéis, foram elaboradas as Tabelas 5.5 e 5.6.

Tabela 5.5 - Algoritmo de Yates - Desgaste na altura do anel ( $\mu\text{m}$ ).

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"POOL"
1	*	M1	R1	P1	O1	4	7	12	33	82	----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	3	5	21	49	-14	-1,8	12,3	NÃO
3	r	M1	R2	P1	O1	4	9	36	-9	-6	-0,8	2,3	SIM
4	mr	M2	R2	P1	O1	1	12	13	-5	6	0,8	2,3	SIM
5	p	M1	R1	P2	O1	6	21	-4	1	-14	-1,8	12,3	NÃO
6	mp	M2	R1	P2	O1	3	15	-5	-7	6	0,8	2,3	SIM
7	rp	M1	R2	P2	O1	7	7	-6	-1	10	1,3	6,3	SIM
8	mrp	M2	R2	P2	O1	5	6	1	7	2	0,3	0,3	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	13	-1	-2	9	16	2,0	16,0	NÃO
10	mo	M2	R1	P1	O2	8	-3	3	-23	4	0,5	1,0	SIM
11	ro	M1	R2	P1	O2	8	-3	-6	-1	-8	-1,0	4,0	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	7	-2	-1	7	8	1,0	4,0	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	4	-5	-2	5	-32	-4,0	64,0	NÃO
14	mpo	M2	R1	P2	O2	3	-1	1	5	8	1,0	4,0	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	2	-1	4	3	0	0,0	0,0	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	4	2	3	-1	-4	-0,5	1,0	SIM
$\Sigma$												131,8	

Tabela 5.6 - Quadro de ANOVA para desgaste na altura do anel

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
M: Material base	1	12,3	12,3	4,92
P: Perfil face	1	12,3	12,3	4,92
O: Ovalização	1	16,0	16,0	6,40
PxO: Interação Perfil face x Ovalização	1	64,0	64,0	25,60
Resíduo	11	27,3	2,5	
Total	15	131,8		
Fcrit = F (1,11,5%) = 4,84 Fcrit = F (1,11,1%) = 9,65				

Os efeitos principais das variáveis material base, perfil da face e ovalização mostraram-se significativos com nível de confiança de 95%, enquanto que a interação dupla perfil da face e ovalização mostrou-se altamente significativa, com nível de confiança de 99%.

As variáveis material base e perfil da face possuem efeito negativo (Tabela 5.5) indicando que a melhor opção para ambas está no nível 2, ou seja, material base M2 e perfil da face P2. Por outro lado, a ovalização apresenta efeito positivo, indicando que o nível 1, ou ovalização O1, proporciona um menor desgaste médio na altura.

A interação dupla entre perfil da face e ovalização é graficamente apresentada na Figura 5.4.

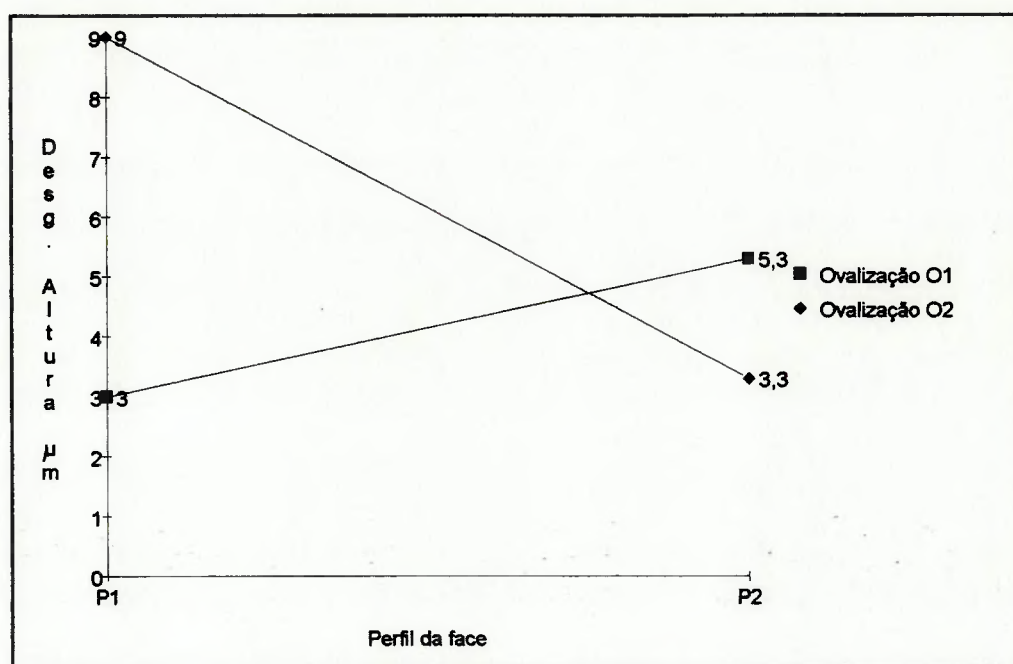


Figura 5.4 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta de desgaste na altura dos anéis.

O desgaste médio na altura será menor para o perfil da face de contato P2 (anteriormente selecionado) e ovalização O2.

Neste caso ocorreu uma divergência entre as melhores opções para a ovalização do anel: no efeito principal, a indicação é de uma ovalização O1, enquanto que na interação dupla P $\times$ O a indicação é de O2. A escolha será feita com base na indicação da interação dupla, uma vez que esta interação apresentou-se como altamente significativa.



Para esta resposta, então, a melhor configuração de anel é dada por:

- Material base = M2
- Revestimento = indiferente
- Perfil face = P2
- Ovalização = O2.

Vale lembrar, no entanto, que as melhores configurações para algumas variáveis, dependendo da resposta que está sendo analisada, são meramente indicativas. Como neste caso, onde se analisa o desgaste na altura do anel, as indicações de revestimento e perfil da face são apenas para referência, uma vez que apenas o material base do anel e sua ovalização (uma vez que pode interferir na flutuação do anel) teriam influência sobre a resistência ao desgaste do anel em sua altura.

#### 5.1.4 - Massa

A variação de massa dos anéis permite uma avaliação conjunta do desgaste do material base e do revestimento. As Tabelas 5.7 e 5.8 apresentam os algoritmos de Yates e quadro de análise de variâncias, respectivamente, para estes resultados de desgaste.

Tabela 5.7 - Algoritmo de Yates - Variação de massa dos anéis (mg)

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"POOL"
1	*	M1	R1	P1	O1	51,0	93,2	147,2	253,9	411,1	-----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	42,2	54,0	106,7	157,2	-79,1	-9,89	391,05	NÃO
3	r	M1	R2	P1	O1	40,5	58,4	81,0	-66,9	-74,7	-9,34	348,76	NÃO
4	mr	M2	R2	P1	O1	13,5	48,3	76,2	-12,2	-14,5	-1,81	13,14	SIM
5	p	M1	R1	P2	O1	37,0	44,2	-35,8	-49,3	-45,3	-5,66	128,26	SIM
6	mp	M2	R1	P2	O1	21,4	36,8	-31,1	-25,4	-0,3	-0,04	0,01	SIM
7	rp	M1	R2	P2	O1	31,9	47,1	-3,6	-18,1	18,5	2,31	21,39	SIM
8	mrp	M2	R2	P2	O1	16,4	29,1	-8,6	3,6	33,9	4,24	71,83	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	21,5	-8,8	-39,2	-40,5	-96,7	-12,09	584,43	NÃO
10	mo	M2	R1	P1	O2	22,7	-27,0	-10,1	-4,8	54,7	6,84	187,01	SIM
11	ro	M1	R2	P1	O2	20,8	-15,6	-7,4	4,7	23,9	2,99	35,70	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	16,0	-15,5	-18,0	-5,0	21,7	2,71	29,43	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	28,1	1,2	-18,2	29,1	35,7	4,46	79,66	SIM
14	mpo	M2	R1	P2	O2	19,0	-4,8	0,1	-10,6	-9,7	-1,21	5,88	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	14,3	-9,1	-6,0	18,3	-39,7	-4,96	98,51	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	14,8	0,5	9,6	15,6	-2,7	-0,34	0,46	SIM
$\Sigma$												1995,49	

Tabela 5.8 - Quadro de ANOVA para diminuição de massa do anel

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
M: Material base	1	391,05	391,05	6,99
R: Revestimento	1	348,76	348,76	6,23
O: Ovalização	1	584,43	584,43	10,45
Resíduo	12	671,25	55,94	
Total	15	1995,49		
Fcrit = F (1,12,5%) = 4,75 Fcrit = F (1,12,1%) = 9,33				

Neste caso, as variáveis material base e revestimento mostraram-se significativas, com nível de confiança de 95% e a variável ovalização pode ser considerada altamente significativa, com nível de confiança de 99%.

Os efeitos das três variáveis são negativos, o que indica que a perda de massa é minimizada quando as três variáveis se encontram no nível 2. Desta forma, o menor desgaste do anel deve ocorrer para o material base M2, revestimento R2 e ovalização O2 (ovalização zero). No caso da ovalização, esta configuração obtida contraria as indicações da literatura, conforme abordado no Capítulo 2.

Assim, a melhor configuração de anel, para a resposta variação de massa, é dada por:

- Material base = M2
- Revestimento = R2
- Perfil face = indiferente
- Ovalização = O2.

#### 5.1.5 - Área polida das camisas

A medição da área polida da camisa indica a compatibilidade existente entre as taxas de desgaste do material de revestimento do anel e do material da camisa. Com base nos valores de área polida, o algoritmo de Yates e o quadro de análise de variâncias correspondentes foram calculados e são apresentados nas Tabelas 5.9 e 5.10 a seguir.

Tabela 5.9 - Algoritmo de Yates - Área polida das camisas (%)

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"POOL"
1	*	M1	R1	P1	O1	1,4	3,2	7,0	21,3	47,4	-----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	1,8	3,8	14,3	26,1	-3,6	-0,45	0,81	SIM
3	r	M1	R2	P1	O1	3,0	6,8	15,8	-3,1	5,4	0,67	1,82	NÃO
4	mr	M2	R2	P1	O1	0,8	7,5	10,3	-0,5	4,0	0,50	1,00	SIM
5	p	M1	R1	P2	O1	4,9	6,6	-1,8	1,3	1,8	0,23	0,20	SIM
6	mp	M2	R1	P2	O1	1,9	9,2	-1,3	4,1	-3,6	-0,45	0,81	SIM
7	rp	M1	R2	P2	O1	2,9	4,4	1,8	2,1	-1,0	-0,13	0,06	SIM
8	mrp	M2	R2	P2	O1	4,6	5,9	-2,3	1,9	3,2	0,40	0,64	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	3,6	0,4	0,6	7,3	4,8	0,60	1,44	SIM
10	mo	M2	R1	P1	O2	3,0	-2,2	0,7	-5,5	2,6	0,33	0,42	SIM
11	ro	M1	R2	P1	O2	3,4	-3,0	2,6	0,5	2,8	0,35	0,49	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	5,8	1,7	1,5	-4,1	-0,2	-0,02	0,00	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	2,5	-0,6	-2,6	0,1	-12,8	-1,60	10,24	NÃO
14	mpo	M2	R1	P2	O2	1,9	2,4	4,7	-1,1	-4,6	-0,57	1,32	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	3,8	-0,6	3,0	7,3	-1,2	-0,15	0,09	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	2,1	-1,7	-1,1	-4,1	-11,4	-1,43	8,12	SIM
$\Sigma$												27,48	

Tabela 5.10 - Quadro de ANOVA para área polida das camisas

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
R: Revestimento	1	1,82	1,82	1,54
PxO: Interação Perfil face x Ovalização	1	10,24	10,24	8,64
Resíduo	13	15,42	1,19	
Total	15	27,48		
Fcrit = F (1,13,5%) = 4,67 Fcrit = F (1,13,1%) = 9,07				

A variável revestimento não é significativa (F calculado é menor que Fcrit), enquanto que a interação perfil da face de contato e ovalização mostrou-se significativa a um nível de confiança de 95%.

A figura 5.5 auxilia a análise desta interação.

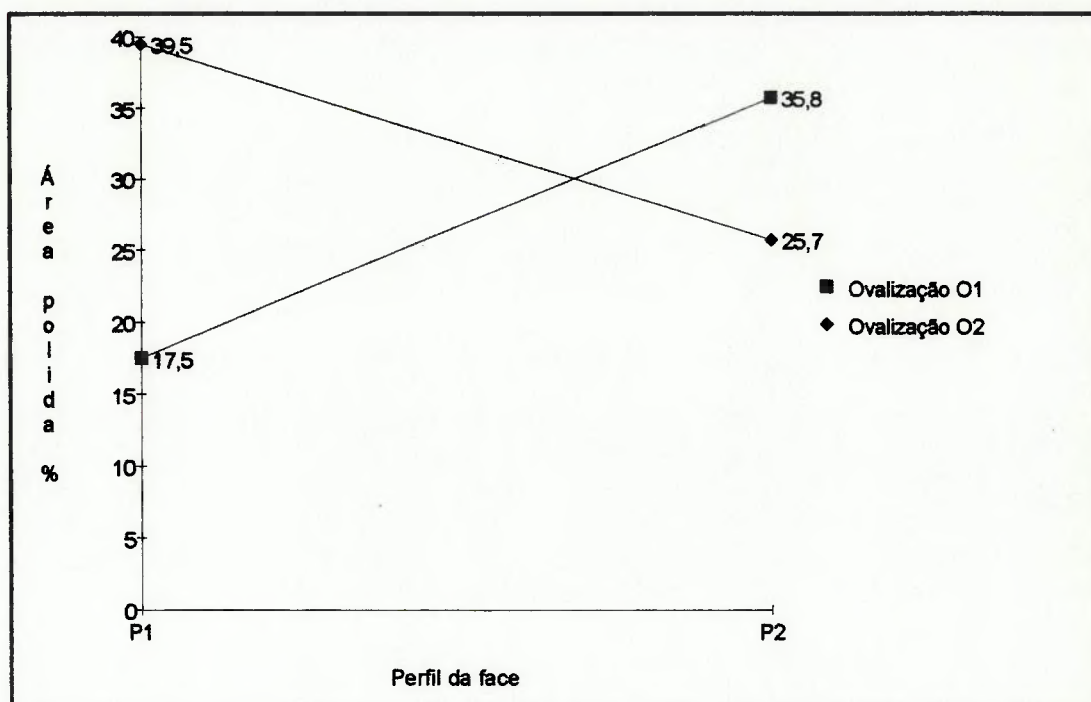


Figura 5.5: Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização (valores x 10) para a resposta área polida das camisas.

A melhor configuração para minimizar os valores médios de área polida das camisas é obtida com o perfil da face P1 (abaulado centrado) e ovalização O1 (ovalização negativa).

Assim, a melhor configuração de anel para a resposta de área polida das camisas é dada por:

- Material base = indiferente
- Revestimento = indiferente
- Perfil face = P1
- Ovalização = O1.

#### 5.1.6 - Rugosidade das camisas

Outra medição que também indica a compatibilidade entre os materiais do revestimento do anel e das camisas é a variação de rugosidade das últimas, mostrando o desgaste nas superfícies de trabalho.

As Tabelas 5.11 e 5.12 apresentam os resultados das análises estatísticas destes resultados.



Tabela 5.11 - Algoritmo de Yates - Variação da Rugosidade das Camisas Rz ( $\mu\text{m}$ )

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"POOL"
1	*	M1	R1	P1	O1	0,51	3,88	6,06	12,58	23,71	-----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	3,37	2,18	6,52	11,13	4,65	0,581	1,351	NÃO
3	r	M1	R2	P1	O1	0,58	3,33	7,61	4,52	-2,29	-0,286	0,328	SIM
4	mr	M2	R2	P1	O1	1,60	3,19	3,52	0,13	-0,19	-0,024	0,002	SIM
5	p	M1	R1	P2	O1	1,91	3,82	3,88	-1,84	-3,63	-0,454	0,824	SIM
6	mp	M2	R1	P2	O1	1,42	3,79	0,64	-0,45	-5,17	-0,646	1,671	NÃO
7	rp	M1	R2	P2	O1	1,03	1,97	1,03	-0,22	1,17	0,146	0,086	SIM
8	mrp	M2	R2	P2	O1	2,16	1,55	-0,90	0,03	3,83	0,479	0,917	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	1,61	2,86	-1,70	0,46	-1,45	-0,181	0,131	SIM
10	mo	M2	R1	P1	O2	2,21	1,02	-0,14	-4,09	-4,39	-0,549	1,205	NÃO
11	ro	M1	R2	P1	O2	1,68	-0,49	-0,03	-3,24	1,39	0,174	0,121	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	2,11	1,13	-0,42	-1,93	0,25	0,031	0,004	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	1,26	0,60	-1,84	1,56	-4,55	-0,569	1,294	NÃO
14	mpo	M2	R1	P2	O2	0,71	0,43	1,62	-0,39	1,31	0,164	0,107	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	0,95	-0,55	-0,17	3,46	-1,95	-0,244	0,238	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	0,60	-0,35	0,20	0,37	-3,09	-0,386	0,597	SIM
	$\Sigma$											8,874	

Tabela 5.12 - Quadro de ANOVA para variação de rugosidade Rz das camisas

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
M: Material base	1	1,351	1,351	4,433
MxP: Interação Material base x Perfil face	1	1,671	1,671	5,479
MxO: Interação Material base x Ovalização	1	1,205	1,205	3,951
PxO: Interação Perfil face x Ovalização	1	1,294	1,294	4,244
Resíduo	11	3,354	0,305	
Total	15	8,874		
Fcrit = F (1,11,5%) = 4,84 Fcrit = F (1,11,1%) = 9,65				

Para esta resposta dos ensaios, apenas a interação dupla material base e perfil da face de contato mostrou-se significativa com nível de confiança de 95%. A Figura 5.6 auxilia a análise desta interação.

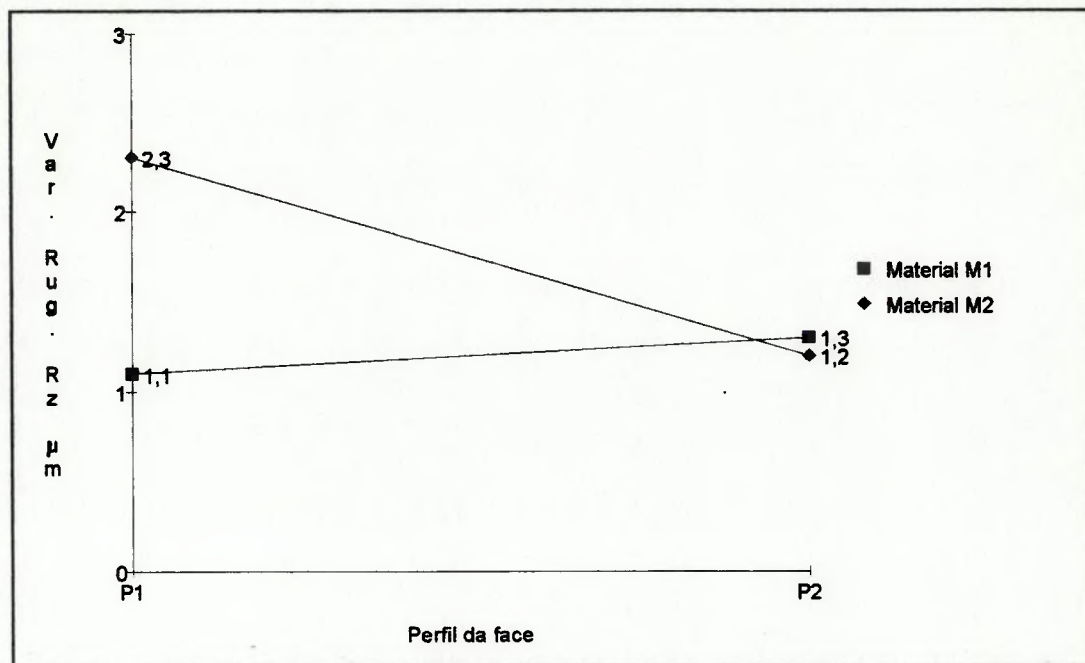


Figura 5.6 - Interação dupla entre material base e perfil da face de contato para a resposta variação da rugosidade das camisas..

A variação de rugosidade Rz das camisas apresenta valores médios menores para o material base M1 e perfil da face de contato P1 (perfil abaulado centrado).

Assim, a melhor configuração do anel, para a resposta de variação da rugosidade Rz das camisas é dada por:

- Material base = M1
- Revestimento = Indiferente
- Perfil face = P1
- Ovalização = Indiferente.

O material de revestimento do anel, do qual se poderia esperar alguma influência no desgaste das camisas em função de suas diferentes composições (desgaste medido através da variação de rugosidade), não apresentou efeito significativo.

#### 5.1.7 - Desgaste combinado anel e camisa

Para avaliação do desgaste combinado entre anel e camisa, foi feita uma medição da folga entre pontas do anel quando instalado na camisa de cilindro. Desta forma, o aumento da folga entre pontas medido representa o desgaste do anel e o desgaste da camisa conjuntamente. As análises destas medições são apresentadas nas Tabelas 5.13 e 5.14.

Tabela 5.13 - Algoritmo de Yates - Desgaste combinado anel e camisa ( $\mu\text{m}$ )

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"POOL"
1	*	M1	R1	P1	O1	80	170	300	470	900	-----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	90	130	170	430	60	7,5	225,0	SIM
3	r	M1	R2	P1	O1	80	90	140	-10	-60	-7,5	225,0	SIM
4	mr	M2	R2	P1	O1	50	80	290	70	-20	-2,5	25,0	SIM
5	p	M1	R1	P2	O1	50	70	-20	-50	20	2,5	25,0	SIM
6	mp	M2	R1	P2	O1	40	70	10	-10	20	2,5	25,0	SIM
7	rp	M1	R2	P2	O1	30	150	40	-10	20	2,5	25,0	SIM
8	mrp	M2	R2	P2	O1	50	140	30	-10	100	12,5	625,0	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	20	10	-40	-130	-40	-5,0	100,0	SIM
10	mo	M2	R1	P1	O2	50	-30	-10	150	80	10,0	400,0	NÃO
11	ro	M1	R2	P1	O2	30	-10	0	30	40	5,0	100,0	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	40	20	-10	-10	0	0,0	0,0	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	70	30	-40	30	280	35,0	4900,0	NÃO
14	mpo	M2	R1	P2	O2	80	10	30	-10	-40	-5,0	100,0	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	60	10	-20	70	-40	-5,0	100,0	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	80	20	10	30	-40	-5,0	100,0	SIM
$\Sigma$											6975,0		

Tabela 5.14 - Quadro de ANOVA para desgaste combinado anel e camisa

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
MxO: Interação Material base x Ovalização	1	400,0	400,0	3,11
PxO: Interação Perfil face x Ovalização	1	4900,0	4900,0	38,04
Resíduo	13	1675,0	128,8	
Total	15	6975,0		
Fcrit = F (1,13,5%) = 4,67 Fcrit = F (1,13,1%) = 9,07				

Novamente, a interação entre perfil da face de contato e ovalização mostrou-se altamente significativa, com nível de confiança de 99%. A Figura 5.7 mostra os valores médios para esta interação.

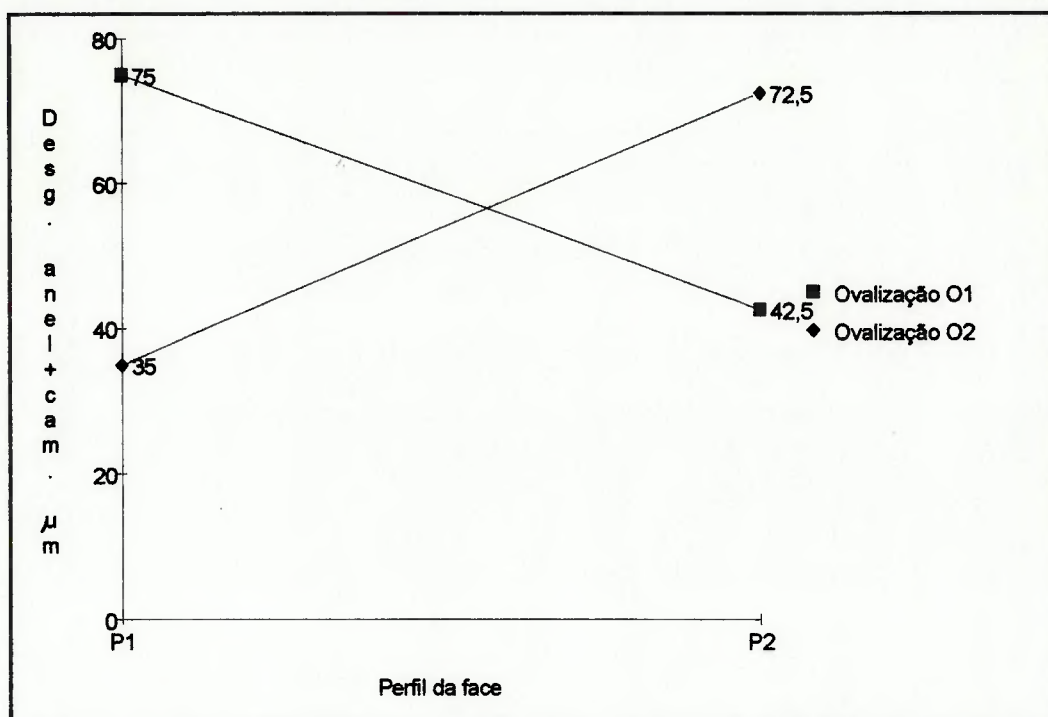


Figura 5.7 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta de desgaste combinado anel e camisa.

O menor desgaste combinado médio entre o anel e a camisa do motor é obtido com o perfil da face P1 (perfil abaulado centrado) e ovalização O2 (ovalização zero).

Desta forma, a melhor configuração de anel para reduzir o desgaste combinado entre o anel e a camisa é dada por:

- Material base = indiferente
- Revestimento = indiferente
- Perfil face = P1
- Ovalização = O2.

Novamente, o revestimento do anel não se apresentou significativo, como seria esperado.

#### 5.1.8 Desgaste combinado anel e canaleta do pistão

Para se verificar a compatibilidade entre as taxas de desgaste dos materiais base do anel e do canaleta do pistão, foi medido o desgaste combinado entre ambos. O desgaste dos flancos laterais do canaleta foi medido através do gráfico de perfil destas regiões. As Tabelas 5.15 e 5.16 apresentam os resultados das análises estatísticas correspondentes.



Tabela 5.15 - Algoritmo de Yates - Desgaste combinado altura do anel + canaleta do pistão ( $\mu\text{m}$ )

T	C	M	R	P	O	X	Y	Z	W	T	Efeito	SQ	"FOCL"
1	*	M1	R1	P1	O1	12,50	23,00	41,25	127,33	260,58	-----	-----	-----
2	m	M2	R1	P1	O1	10,50	18,25	86,08	133,25	-28,58	-3,573	51,051	NÃO
3	r	M1	R2	P1	O1	12,25	30,75	79,25	-23,33	18,58	2,323	21,576	SIM
4	mr	M2	R2	P1	O1	6,00	55,33	54,00	-5,25	-19,58	-2,448	23,961	SIM
5	p	M1	R1	P2	O1	14,25	39,00	-8,25	19,83	19,58	2,448	23,961	SIM
6	mp	M2	R1	P2	O1	16,50	40,25	-15,08	-1,25	6,42	0,803	2,576	SIM
7	rp	M1	R2	P2	O1	36,33	28,25	-9,25	-23,83	25,58	3,198	40,896	NÃO
8	mrp	M2	R2	P2	O1	19,00	25,75	4,00	4,25	-4,58	-0,572	1,311	SIM
9	o	M1	R1	P1	O2	21,00	-2,00	-4,75	44,83	5,92	0,740	2,190	SIM
10	mo	M2	R1	P1	O2	18,00	-6,25	24,58	-25,25	18,08	2,260	20,430	SIM
11	ro	M1	R2	P1	O2	23,25	2,25	1,25	-6,83	-21,08	-2,635	27,773	SIM
12	mro	M2	R2	P1	O2	17,00	-17,33	-2,50	13,25	28,08	3,510	49,280	SIM
13	po	M1	R1	P2	O2	15,00	-3,00	-4,25	29,33	-70,08	-8,760	306,950	NÃO
14	mpo	M2	R1	P2	O2	13,25	-6,25	-19,58	-3,75	20,08	2,510	25,200	SIM
15	rpo	M1	R2	P2	O2	10,00	-1,75	-3,25	-15,33	-33,08	-4,135	68,393	SIM
16	mrpo	M2	R2	P2	O2	15,75	5,75	7,50	10,75	26,08	3,260	42,510	SIM
$\Sigma$												708,060	

Tabela 5.16 - Quadro de ANOVA para desgaste combinado entre anel e canaleta

Fonte de Variação	G L	Soma de Quadrados	Média Quadrática	F calculado
M: Material base	1	51,051	51,051	1,98
RxP: Interação Revest. x Perfil face	1	40,896	40,896	1,59
PxO: Interação Perfil face x Ovalização	1	306,950	306,950	11,91
Resíduo	12	309,163	25,764	
Total	15	708,060		
Fcrit = F (1,12,5%) = 4,75 Fcrit = F (1,12,1%) = 9,33				

Apenas a interação entre perfil da face de contato e ovalização mostrou-se altamente significativa, com nível de confiança de 99%. A Figura 5.8 representa esta interação.

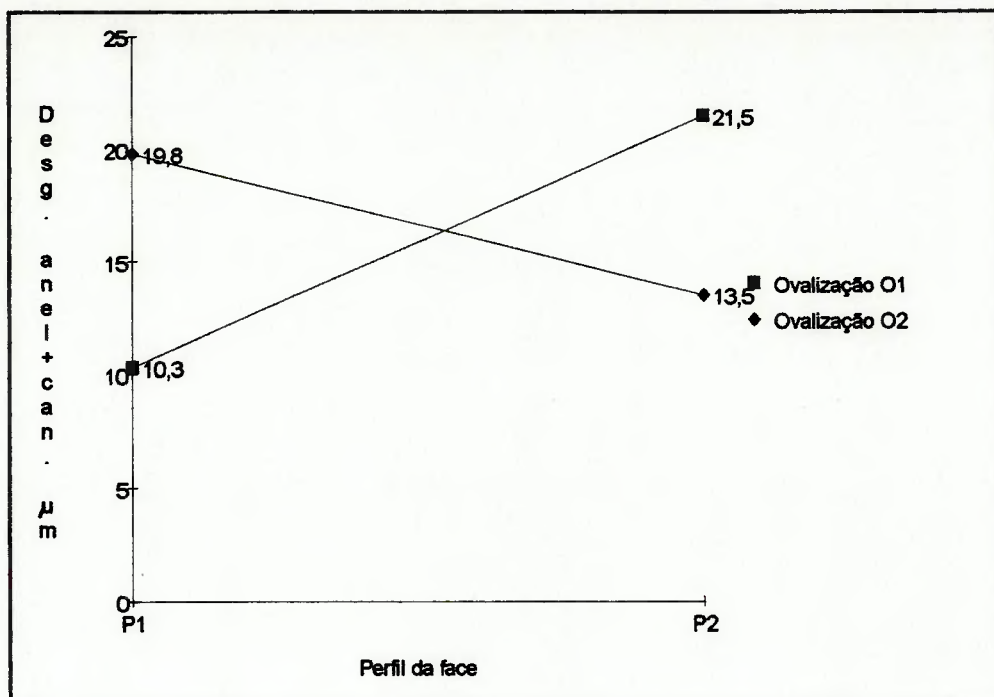


Figura 5.8 - Interação dupla entre perfil da face de contato e ovalização para a resposta desgaste combinado entre anel e canaleta.

Como se pode observar, a melhor combinação é obtida com perfil da face P1 (perfil abaulado centrado) e ovalização O1 (ovalização negativa).

Com base nesta análise, a melhor configuração de anel para reduzir o desgaste combinado entre o anel e o canaleta do pistão é dada por:

- Material base = indiferente
- Revestimento = indiferente
- Perfil face = P1
- Ovalização = O1.

Neste caso, também curiosamente, o material base do anel, que deve interferir no desgaste do anel e do canaleta em sua direção axial, não se mostrou significativo.

## **5.2 Análise Dimensional - Desgaste - Resumo**

Com base nas melhores configurações do anel de primeiro canaleta encontradas nas diversas análises de resposta dos ensaios efetuadas nos itens anteriores, pode-se construir a Tabela 5.17, que contém um resumo destas configurações.

Tabela 5.17 - Resumo das melhores configurações de anel em função das respostas dos ensaios analisadas.

Característica	Desgaste medido através da variação de:							
	Folga entre pontas	Espesura radial	Altura	Massa	Área polida camisa	Rugosidade camisa	Anel + camisa	Anel+ canaleta
Material base	M1	Indiferente	M2	M2	Indiferente	M1	Indiferente	Indiferente
Revestimento	R2	R2	Indiferente	R2	Indiferente	Indiferente	Indiferente	Indiferente
Perfil face	P1	P1	P2	Indiferente	P1	P1	P1	P1
Ovalização	O2	O2	O2	O2	O1	Indiferente	O2	O1

Como se pode observar nesta Tabela, as respostas de desgaste avaliadas através da área polida das camisas, variação de rugosidade das camisas, desgaste combinado entre anel e camisa e desgaste combinado entre anel e canaleta, não mostraram influência significativa dos materiais do anel, tanto material base quanto material do revestimento da face de contato. Este fato não era esperado, uma vez que estes materiais apresentam influência sobre a resistência ao desgaste do anel, indicando que estas

respostas não se mostraram adequadas para a avaliação desejada, apresentando erros experimentais (dispersão dos resultados e incertezas de medição) muito elevados, o que faz com que a influência dos materiais não seja isolada, mostrando-se sempre não significativa. Desta forma, estas quatro respostas serão desconsideradas para efeito de determinação da melhor configuração de anel.

A resposta de variação da folga entre pontas do anel é fortemente influenciada pelo material de revestimento da face de contato do anel (conforme estabelecido na Tabela 3.7 - Grau de influência das variáveis sobre as respostas). Assim, na Figura 5.9 são apresentados os valores médios de variação da folga entre pontas dos anéis para os dois materiais de revestimento estudados.

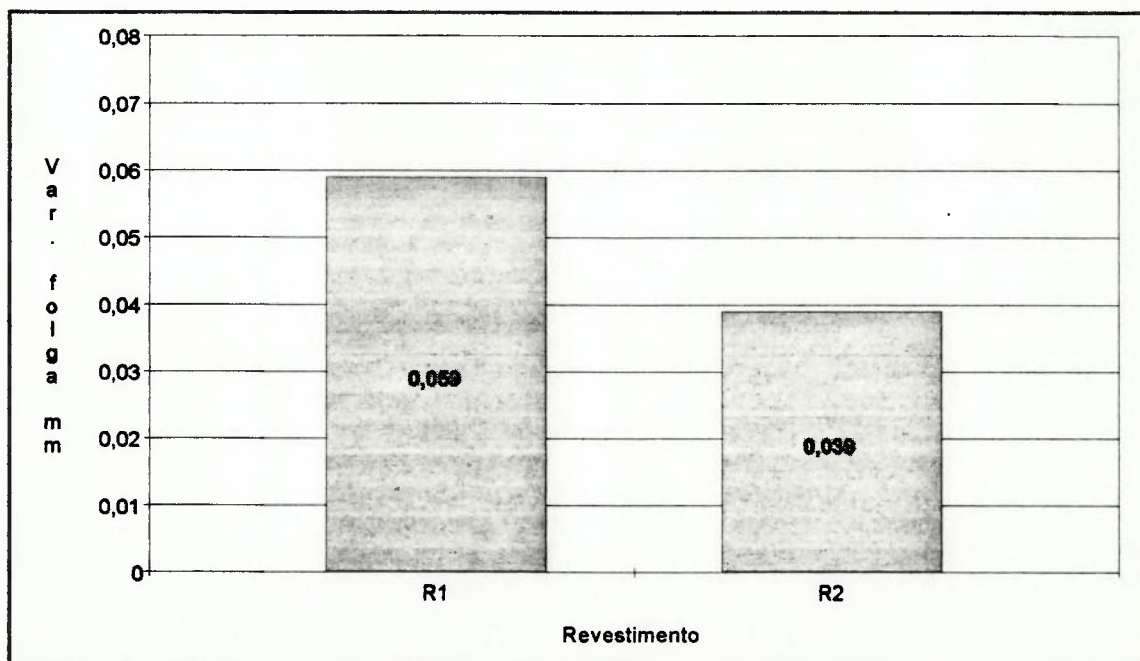


Figura 5.9 - Variação média da folga entre pontas do anel em função do material de revestimento.

Como se pode observar na Tabela 5.17 e na Figura anterior, a melhor opção de material de revestimento do anel é o revestimento R2, revestimento à base de molibdênio com adição de carbonetos de cromo, pois apresentou maior resistência ao desgaste nos ensaios executados.

A resposta de variação da espessura radial do anel também é fortemente influenciada pelo material do revestimento do anel (conforme Tabela 3.7). A Figura 5.10 mostra os valores médios de variação da espessura radial do anel para ambos os revestimentos.

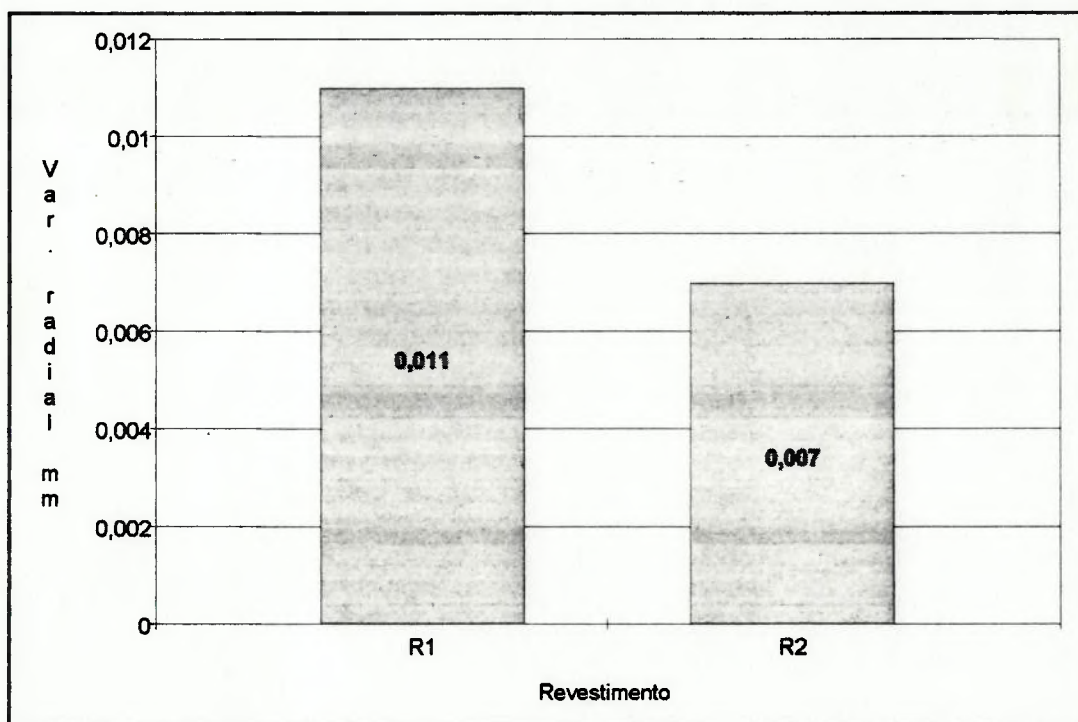


Figura 5.10 - Variação média da espessura radial do anel em função do material de revestimento.

Assim, com base nestes resultados, o revestimento R2, material à base de molibdênio com adição de partículas duras de carboneto de cromo, fica confirmado como a opção que apresenta maior resistência ao desgaste.

A variação na altura axial do anel, por sua vez, é fortemente influenciada pelo material base do anel (conforme Tabela 3.7), o qual também deve interferir no desgaste do canaleta. A Figura 5.11 apresenta os valores médios de desgaste dos anéis em sua altura, bem como o desgaste médio nos flancos dos canaletes.

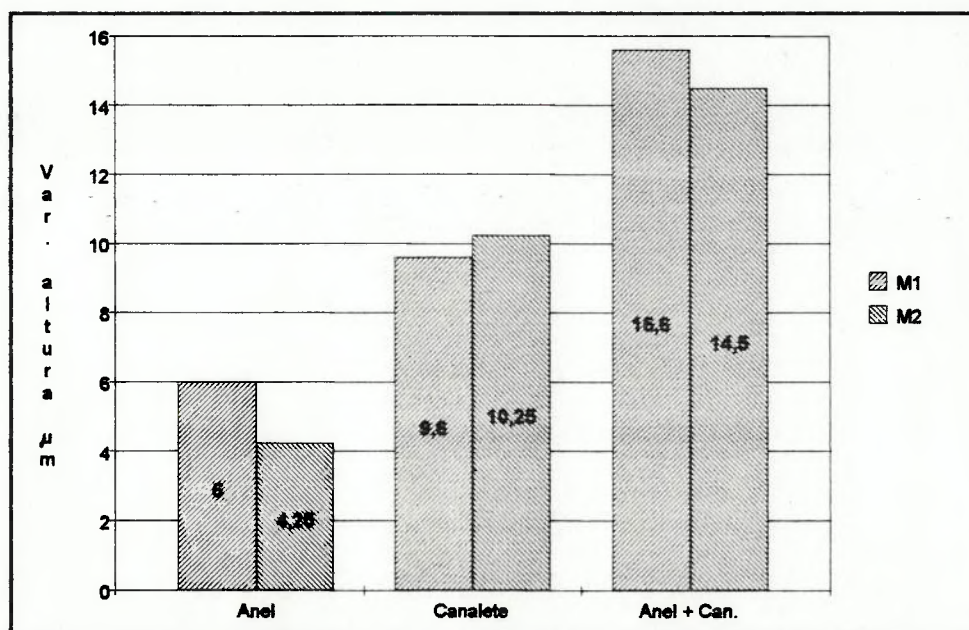


Figura 5.11 - Valores médios de desgaste na altura do anel, laterais do canaleta e desgaste combinado em função do material base do anel.

Como se pode observar da Tabela 5.17 e da Figura 5.11, o material base M2,



ferro fundido nodular com nióbio, apresenta maior resistência ao desgaste. Este material, por outro lado, provoca um desgaste ligeiramente maior nos flancos do canaleta do pistão. Porém, se considerarmos o desgaste combinado anel + canaleta, que é o desgaste que determinará a vida útil do conjunto em função da folga lateral entre o anel e o canaleta, podemos observar que este material M2 ainda apresenta um melhor desempenho, com menores valores médios de desgaste.

A variação de massa dos anéis é também uma indicação de qual o melhor par de opções para o material base do anel e para o material de revestimento da face de contato do anel. A figura 5.12 apresenta os valores médios de perda de massa dos anéis para cada combinação de materiais base e de revestimento.

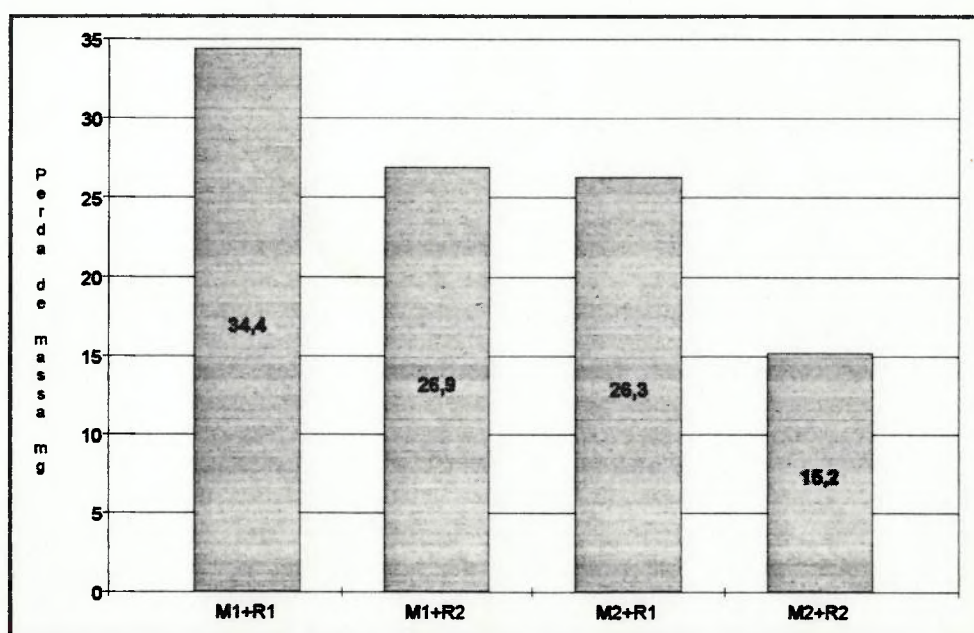


Figura 5.12 - Valores médios de perda de massa dos anéis em função dos materiais base e de revestimento da face de contato.

Com estes resultados, confirma-se que os materiais M2 e R2 apresentaram maior resistência ao desgaste nos ensaios realizados, constituindo-se nas melhores opções para aumentar-se a durabilidade dos anéis de primeiro canaleta.

Ainda com base nos resultados de desgaste, conforme apresentado na Tabela 5.17, o perfil da face de contato que se mostrou mais favorável à diminuição do desgaste do anel foi o perfil abaulado centrado (P1), provavelmente devido à sua maior capacidade de gerar uma película de lubrificante na parede do cilindro mais espessa se comparada à gerada por um anel com perfil de face abaulado centrado, nas regiões de reversão do movimento do anel onde as pressões atuantes são elevadas. Quanto à ovalização, pode-se observar que anéis com ovalização zero (O2) mostraram uma tendência a apresentarem menores valores de desgaste. Este resultado não corresponde ao que se encontra na literatura, uma vez que anéis com ovalização negativa deveriam apresentar menor desgaste na região da folga entre pontas e, por consequência, menores valores médios de desgaste.

Vale lembrar, no entanto, que estes resultados de configuração do perfil da face de contato e da ovalização do anel são apenas indicativos, uma vez que estas características têm apenas influência média ou fraca sobre as respostas de desgaste, conforme Tabela 3.7.

### 5.3 Análise de Desempenho - Consumo de Óleo e "Blow-by"

Uma vez que não existem replicações para os resultados de consumo de óleo e "Blow-by" dos motores, a análise de variâncias fica prejudicada, pois o erro experimental não pode ser estimado. Assim, a avaliação da melhor configuração de anel, quanto ao perfil da face de contato e à ovalização, será feita através dos valores médios das respostas de consumo de óleo e "blow-by".

A Figura 5.13 apresenta um gráfico dos valores médios de consumo de óleo dos ensaios para cada um dos motores.

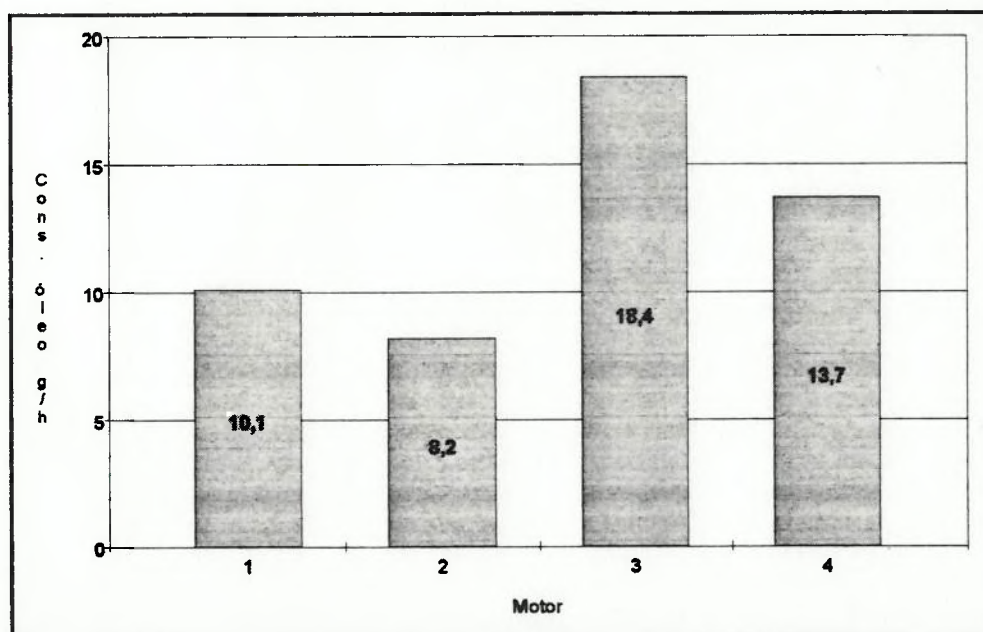


Figura 5.13 - Valores médios de consumo de óleo durante os ensaios.

Como se pode observar, o motor que apresentou menores valores de consumo de óleo foi o motor de número 2, cuja configuração de anel de primeiro canaleta possuía perfil da face de contato P2 (abaulado assimétrico) e ovalização O1 (negativa).

A Figura 5.14 apresenta os valores médios de "blow-by" para os quatro motores ensaiados, sendo as medições executadas durante a etapa do procedimento cíclico de durabilidade em que o motor trabalha a plena carga na rotação de 83,3 Hz (5000 rpm).

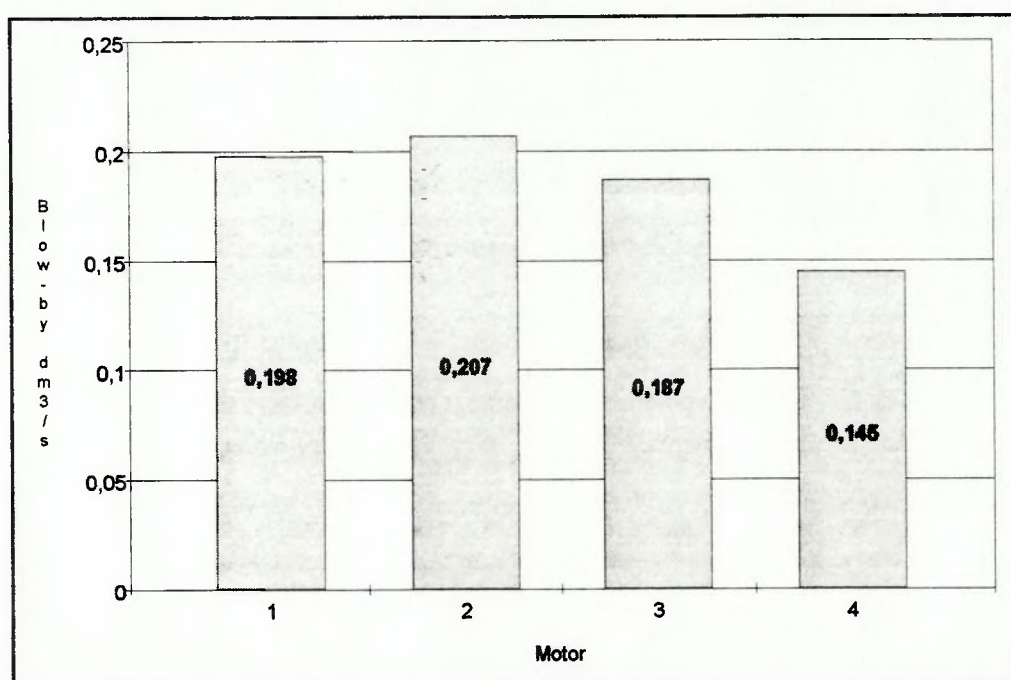


Figura 5.14 - Valores médios de "blow-by" durante os ensaios (plena carga @ 83,3 Hz).

Como se pode observar, o motor número 4 apresentou o menor valor médio de "blow-by", possuindo a configuração de anel de primeiro canaleta com perfil da face P2 (abaulado assimétrico) e ovalização O2 (zero).

Desta forma, se o objetivo principal do desenvolvimento do conjunto de anéis do motor for a redução do consumo de óleo lubrificante, deve-se empregar anéis de primeiro canaleta com perfil da face de contato abaulado assimétrico e ovalização negativa, enquanto que se o maior objetivo for a redução de "blow-by", recomenda-se o emprego de anéis de primeiro canaleta com perfil da face de contato abaulado assimétrico e ovalização zero.

Estes resultados estão de acordo com a literatura, que indica o perfil assimétrico para condições em que se deseja um maior efeito de raspagem do anel, com conseqüente maior controle do consumo de óleo (não indicando grande influência desta característica sobre os valores de "blow-by"), e a ovalização zero para melhor controle do "blow-by", pois esta proporciona maior estabilidade na região da folga entre pontas do anel em relação à ovalização negativa.

## 6 CONCLUSÕES

1 ► Os ensaios realizados permitiram definir a melhor configuração do anel de primeiro canaleta em função do objetivo do desenvolvimento (aumento de durabilidade, redução do consumo de óleo lubrificante e redução do "Blow-by") para as características em análise, ou seja, material base do anel, material de revestimento da face de contato, perfil da face de contato e ovalização.

2 ► O tratamento estatístico dado aos resultados dos ensaios permitiu estabelecer o grau de confiabilidade das análises efetuadas. O planejamento dos ensaios, com a determinação do grau de influência das variáveis sobre as respostas dos mesmos e com a devida distribuição das alternativas entre os vários motores ensaiados, permitiu o isolamento dos efeitos de cada variável, bem como o efeito das interações duplas entre elas.

3 ► A adição de partículas duras aos materiais base e ao revestimento da face de contato, através de elemento de liga forte formador de carbonetos (nióbio) e de carbonetos de cromo ( $\text{Cr}_3\text{C}_2$ ) respectivamente, proporcionou um aumento na resistência ao desgaste destes materiais.

4 ► A melhor configuração de anel para maior durabilidade é composta por material base ferro fundido nodular com nióbio, revestimento à base de molibdênio metalizado por plasma com adição de carbonetos de cromo, perfil da face de contato abaulado centrado e ovalização zero.

5 ▶ Por outro lado, a citada adição de partículas duras aos materiais base e de revestimento causou um maior desgaste nos materiais contra-atritantes (canalete do pistão e parede do cilindro, respectivamente), porém, ainda com vantagens quando se analisa o desgaste combinado de ambos os componentes.

6 ▶ A melhor configuração de anel de primeiro canaleta para redução do consumo de óleo lubrificante do motor apresentou perfil da face de contato abaulado assimétrico e ovalização negativa.

7 ▶ Sendo o objetivo principal do desenvolvimento o controle de "Blow-by" do motor, a melhor configuração para este fim apresentou perfil da face abaulado assimétrico e ovalização zero.

**REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- [1] BRAUERS, B. NF Steel Rail Oil Control Ring. **Goetze Technical Paper**. Publicação n. K38. Burscheid, Germany, Goetze AG, 1986. 12 p.
- [2] HILL, S.H.; NEWMAN, B.A. Piston Ring Designs for Reduced Friction. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 841222. Warrendale, USA, SAE, 1984. 17 p
- [3] SWALLOW, D. et al. Design Development of Gasoline Engine Piston Assemblies for the Nineties. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 890774. Warrendale, USA, SAE, 1989. 10 p.
- [4] NAMAZIAN, M.; HEYWOOD, J.B. Flow in the Piston - Cylinder - Ring Crevices of a Spark - Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 820088. Warrendale, USA, SAE, 1982. 26 p.
- [5] MUNRO, R. Emissions Impossible - The Piston and Ring Support System. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 900590. Warrendale, USA, SAE, 1990. 12 p.
- [6] IVEN, P. Oil Consumption of Four Stroke Engines. **Goetze Technical Paper**. Publicação n. K18. Burscheid, Germany, Goetze AG, 1975. 12 p.
- [7] COFAP - CIA FABRICADORA DE PEÇAS. **Material Catalogue of Piston Ring and Cylinder Liners**. 3rd Edition. Santo André, Brasil, Cofap, 1993. 65 p.
- [8] VATAVUK, J.; MARIANO, J.R. **Wear Resistant Nodular Iron for Piston Rings**. São Paulo, Brasil, Trabalho publicado pela Companhia Brasileira de Metalurgia e Mineração, [1989]. 8 p.
- [9] RIKEN. High-Power Steel Ring for Modern Engines. **Riken Technical Paper**. Publicação n. RTP1. Japão, 1991.
- [10] EYSELL, F.W. Nitrocarburizing in Gas (Short Cycle Nitriding) Properties of Components and Limits of Application. **Durferrit - Technische Mitteilungen**. Hanau, Germany, Degussa AG, [1990]. 33 p. / Datilografado /
- [11] BURAN, U.; MADER, H.C.; MORSBACH, M. Plasma Sprayed Coatings for Piston Rings: State of Development and Application Potential. **Goetze Technical Paper**. Publicação n. K35. Burscheid, Germany, Goetze AG. [1990]. 18 p.



- [12] BEYER, H.; NEUHAUSER, H.J. SEM Studies of Cracking in Thermally Sprayed Piston Ring Coatings. **Goetze Technical Paper**. Publicação n. K20. Burscheid, Germany, Goetze AG, 1978. 10 p.
- [13] VATAVUK, J. et al. Estudo do Efeito da Adição de Partículas Duras em Coberturas Aspergidas por Plasma para Anéis de Pistão. In: CBECIMAT, 9., Águas de São Pedro, 1990. **Anais**. Águas de São Pedro, 1990. p. 943 - 46.
- [14] GRAHAM, N.A.; MUNRO, R. Investigation and Analysis of Oil Consumption and Blow-by in Relation to Piston Ring Features. In: AE Symposium, London, 1982. **Proceedings**. London, AE PLC, 1982. Paper No. 28.
- [15] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **Piston Rings Testing of Quality Characteristics - DIN 70907**. Berlin, 1980. 18 p.
- [16] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **Piston Rings for Automotive Engineering - DIN 70909**. Berlin, 1987. 10 p.
- [17] GOENKA, P.K.; PARANJPE, R.S.; JENG, Y.R. FLARE: An Integrated Software Package For Friction and Lubrication Analysis of Automotive Engines - Part I: Overview and Applications. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 920487. Warrendale, USA, SAE, 1992. 9 p.
- [18] PARANJPE, R.S.; CUSENZA, A. FLARE: An Integrated Software Package for Friction and Lubrication Analysis of Automotive Engines - Part II: Experimental Validation. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 920488. Warrendale, USA, SAE, 1992. 9 p.
- [19] RUDDY, B.L.; ECONOMOU, P.N.; DOWSON, D. The Theoretical Analysis of Piston Ring Performance and its Use in Practical Ring Pack Design. In: Internal Congress on Combustion Engines, 14e CIMAC, Helsinki, 1981. **Proceedings**. Helsinki, CIMAC, 1981. Paper D52. 24 p.
- [20] JENG, Y.R. Friction and Lubrication Analysis of a Piston Ring Pack. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 920492. Warrendale, USA, SAE, 1992. 11 p.
- [21] DUECK, G.E.; NEWMAN, B.A. Piston Ring Development - Trends in Europe for Off - Highway Applications. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 810934. Warrendale, USA, SAE, 1981. 10 p.
- [22] LAUGENIO, J.M. Anéis de Pistão. **Cofap Technical Paper**. Publicação n. P0103. Santo André, Brasil, Cofap, 1992. 36 p.
- [23] GOETZE AG. **Piston Ring Manual**. Publicação n. 893801. Burscheid, Germany, Goetze AG, 1989. 221 p.

- [24] TING, L.L. Lubricated Piston Rings and Cylinder Bore Wear. In PETERSON, M.B.; WINER, W.O. **Wear Control Handbook**. USA, ASME, 1980. p. 609 - 665.
- [25] Brunimento: Aspectos Técnicos e seu Desenvolvimento. **Mundo Mecânico**, janeiro, 1990, p. 15 - 19, 1990.
- [26] TOMANIK, E. Brunimento de Cilindros - Principais Características. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 921453. São Paulo, Brasil, SAE, 1992. 8 p.
- [27] GOETZE AG. **Rating Criteria for the Honing Cylinder Running Surfaces**. Burscheid, Germany, Goetze AG, 1988. 64 p.
- [28] HILL, S.H.; SYTSMA, S.J. A Systems Approach to Oil Consumption. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 910743. Warrendale, USA, SAE, 1991. 14 p.
- [29] SUGISHITA, J.; FUJIYOSHI, S. The Effect of Cast Iron Graphites on Friction and Wear Performance - Part I: Graphite Film Formation on Grey Cast Iron Surfaces. **Wear**, v.66, p. 209 - 221, 1981.
- [30] SUGISHITA, J.; FUJIYOSHI, S. The Effect of Cast Iron Graphites on Friction and Wear Performance - Part II: Variables Influencing Graphite Film Formation. **Wear**, v.68, p. 7 - 20, 1981.
- [31] SUGISHITA, J.; FUJIYOSHI, S. The Effect of Cast Iron Graphites on Friction and Wear Performance - Part III: The Lubricating Effect of Graphite under Rolling - Sliding Contacts. **Wear**, v.77, p. 181 - 193, 1982.
- [32] ESSIS, G.; KAMP, H.; WACKER, E. Diesel Engine Emissions Reduction - The Benefits of Low Oil Consumption Design. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n.900591. Warrendale, USA, SAE, 1990. 10 p.
- [33] HEGEMIER, T.; STEWART, M. Some Effect of Liner Finish on Diesel Engine Operating Characteristics. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 930716. Warrendale, USA, SAE, 1993. 10 p.
- [34] ISHIZUKI, Y.; SATO, F.; TAKASE K. Effect of Cylinder Liner Wear on Oil Consumption in Heavy Duty Diesel Engines. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 810931. Warrendale, USA, SAE, 1981. 10 p.
- [35] WOLFF, R. The Influence of Surface Roughness Texture on the Temperature and Scuffing in Sliding Contact. **Wear**, v. 143, p. 99 - 118, 1991.

- [36] SPENGLER, W.G.; YOUNG, W.B. Techniques to Upgrade Heavy Duty Aluminum Pistons. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 860162. Warrendale, USA, SAE, 1986. 10 p.
- [37] MYERS, M.R. Damage Accumulation During High Temperature Testing of a Squeeze Formed Aluminum Piston Alloy. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 900132. Warrendale, USA, SAE, 1990. 8 p.
- [38] AFONSO, A.; FERRAN, G.; CHI, F. Development of Fiber Reinforced Aluminum Alloy for Diesel Piston Applications. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 910632. Warrendale, USA, SAE, 1991. 9 p.
- [39] KERIBAR, R.; MOREL, T.; TOAZ, M.W. An Investigation of Structural Effects of Fiber Matrix Reinforcement in Aluminum Diesel Pistons. **SAE Technical Paper Series**. Publicação n. 900536. Warrendale, USA, SAE, 1990. 20 p.
- [40] ASM HANDBOOK. Volume 18 - Friction, Lubrication, and Wear Technology. ASM International, USA, 1992. p. 553-558.
- [41] SUDARSHAN, T.S.; BHADURI, S.B. Wear in Cylinder Liners. **Wear**, v. 91, p. 269 - 279, 1983.
- [42] BARBER, G.C.; LUDEMA, K.C. The Break-in Stage of Cylinder- Ring Wear: a Correlation Between Fired Engines and a Laboratory Simulator. **Wear**, v. 118, p. 57 - 75, 1987.
- [43] BANKARUSAMY, V.; KISHORE. Wear of Gray Cast Iron. **Wear**, v. 86, p. 173 - 175, 1983.
- [44] STOUT, K.J.; DAVIS, E.J. Surface Topography of Cylinder Bores - The Relationship Between Manufacture, Characterization and Function. **Wear**, v. 95, p. 111 - 125, 1984.
- [45] LUDEMA, K.C. A Review of Scuffing and Running-in of Lubricated Surfaces, with Asperities and Oxides in Perspective. **Wear**, v. 100, p. 315 - 331, 1984.
- [46] ZUM GAHR, K.H. **Microstructure and Wear of Materials**. Amsterdam, Elsevier Science Publishers B.V., 1987, Tribology Series, v.10. 560 p.
- [47] ARCHARD, J.F. Wear Theory and Mechanisms. In: PETERSON, M.B.; WINER, W.O. **Wear Control Handbook**. USA, ASME, 1980. p.35 - 80.
- [48] BARWELL, F.T. A Report of the Papers on Wear. In: Conference on Lubrication and Wear, London, 1957. **Proceedings**. London, Institute of Mechanical Engineers, 1957, p. 587.

- [49] METAL LEVE S.A. **Catálogo de Materiais**. São Paulo, Brasil, Metal Leve, 1994. p. 10.
- [50] BOX, G.E.P.; HUNTER, W.G.; HUNTER, J.S. **Statistics for Experimenters: An Introduction to Design, Data Analysis and Model Building**. New York, John Wiley & Sons, 1978, (Wiley Series in Probability and Mathematical Statistics). 653 p.
- [51] CUNHA, F. **Metodologia de Pesquisa - Planejamento de Experimentos**. São Paulo, ANPEI, 1993. 77 p.
- [52] SHELL DO BRASIL S.A. **Informações Técnicas de Lubrificantes Shell**. Rio de Janeiro, Brasil, Shell, 1991. p. 76.
- [53] DEMARCHI, V. Influência da Forma e Dimensão do Chanfro da Face de Contato do Anel no "Blow-by" e no Consumo de Óleo. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 5., São Paulo, 1989. **Anais**. São Paulo, AEA, 1989. p.397-413.
- [54] WINDLIN, F.L.; DEMARCHI, V. Estudo e Isolamento de Causas de Consumo de Óleo Lubrificante no Motor. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 6., São Paulo, 1991. **Anais**. São Paulo, AEA, 1991. p.17-29.
- [55] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **Determination of values of surface roughness parameters Ra, Rz, Rmax using electrical contact (stylus) instruments - DIN 4768**. Berlin, 1990. 3p.