



MOTORES

DE COMBUSTÃO INTERNA

Volume 1

FRANCO BRUNETTI

Blucher



MOTORES

DE COMBUSTÃO INTERNA

Blucher

Franco Brunetti

MOTORES

DE COMBUSTÃO INTERNA

Volume 1

Motores de Combustão Interna – Volume 1

© 2012 Franco Brunetti

1ª reimpressão – 2013

Editora Edgard Blücher Ltda.

Blucher

Rua Pedroso Alvarenga, 1245, 4º andar

04531-012 – São Paulo – SP – Brasil

Tel 55 11 3078-5366

contato@blucher.com.br

www.blucher.com.br

Segundo Novo Acordo Ortográfico, conforme 5. ed.
do *Vocabulário Ortográfico da Língua Portuguesa*,
Academia Brasileira de Letras, março de 2009.

É proibida a reprodução total ou parcial por quaisquer
meios, sem autorização escrita da Editora.

Todos os direitos reservados pela Editora
Edgard Blücher Ltda.

FICHA CATALOGRÁFICA

Brunetti, Franco

Motores de Combustão Interna: volume 1 /

Franco Brunetti. – São Paulo: Blucher, 2012.

Bibliografia

ISBN 978-85-212-0708-5

1. Motores. 2. Motores de combustão interna.
3. Automóveis – motores I. Título

12-0267

CDD 629.287

Índices para catálogo sistemático:

1. Motores

2. Motores de combustão interna

Agradecimentos

Agradeço a todos aqueles que se empenharam para a elaboração deste livro, em especial ao professor engenheiro Fernando Luiz Windlin, que incentivou o projeto e não mediu esforços na coordenação dos trabalhos, abdicando horas de convívio familiar. A sua esposa e filhos minha gratidão e respeito.

Ana Maria Brunetti

Apresentação

O Instituto Mauá de Tecnologia sente-se honrado por incentivar esta merecida homenagem ao saudoso Prof. Eng. Franco Brunetti. Dos 47 renomados profissionais que atuaram neste projeto, muitos foram seus alunos, alguns desfrutaram do privilégio de atuarem como seus colegas de trabalho e todos guardam pelo Mestre uma imensa admiração.

Sob a incansável coordenação do Prof. Eng. Fernando Luiz Windlin, os dois volumes desta obra reúnem, sem perder a docilidade acadêmica das aulas do Prof. Brunetti, o que de mais atual existe na área de motores de combustão interna.

O leitor, maior beneficiário deste trabalho, tem em suas mãos o mais amplo tratado sobre o tema já publicado no Brasil. Rico em ilustrações, com uma moderna diagramação e um grande número de exercícios, o material tem sua leitura recomendada para os estudantes de curso de engenharia, mas também encontra aplicação em cursos técnicos e na atualização profissional daqueles que atuam na área.

Prof. Dr. José Carlos de Souza Jr.

Reitor do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia

Prefácio da 3ª Edição

No final de 2009, a Engenharia ficou mais triste com a perda do Prof. Franco Brunetti, reconhecido como um dos mais importantes professores de Engenharia do Brasil.

O Prof. Brunetti, nestas quatro décadas de magistério em diversas Universidades, participou da formação da grande maioria dos engenheiros que hoje atuam na indústria nacional e dos professores (ex alunos) que continuam seu trabalho.

Seu nome sempre estará associado às disciplinas: Mecânica dos Fluidos, para qual deixou um livro que revolucionou a forma de ministrar esta matéria, e, Motores de Combustão Interna, sua grande paixão.

Nascido em Bolonha, Itália, desde os 12 anos de idade no Brasil, graduado em Engenharia Mecânica pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, POLI/USP – turma de 1967. Sua realização era a lousa de uma sala de aulas e durante toda vida uniu a experimentação com a didática.

Professor impecável e amigo para todas as horas deixou saudades, porém estará sempre presente:

- Presente pela cultura que transmitiu;
- Presente pela amizade que conquistou;
- Presente pelo exemplo que legou;
- Sempre presente porque mais que um professor foi um educador.

Como gratidão pelos diversos anos de trabalho conjunto, resolvemos transformar sua apostila num livro, de forma a perpetuar seu nome. Nos capítulos

que compõem esta obra, mantivemos a marca singela do Educador, com algumas atualizações decorrentes dos avanços tecnológicos.

Cabe aqui ressaltar o companheirismo do Prof. Oswaldo Garcia que sempre apoiou ao Prof. Brunetti nas apostilas anteriormente editadas.

Não podemos deixar de agradecer a esposa, e as filhas, que permitiram este trabalho.

Nossos agradecimentos ao Instituto Mauá de Tecnologia pelo apoio e confiança incondicionais.

À todos aqueles que ajudaram na atualização, por simples amizade e/ou pelo tributo ao grande mestre Brunetti, e que encontram-se citados em cada capítulo, minha eterna gratidão.

São Paulo

Fernando Luiz Windlin

Coordenador desta Edição

Prefácio da 2ª Edição

Finalmente consegui roubar do dia a dia o tempo necessário para realizar uma revisão e uma ampliação da 1ª edição desta publicação.

Muitas das imperfeições foram corrigidas e acrescentei assuntos importantes como: sobrealimentação, combustíveis e emissões.

Todos os assuntos tratados devem ser compreendidos como uma exposição didática apenas de conceitos fundamentais.

Cada assunto poderia ser desenvolvido em muitos livros e não apenas em algumas páginas como foi feito. Entenda-se que o objetivo da obra é o de criar uma base e despertar o interesse do leitor que futuramente, se quiser se desenvolver neste ramo da tecnologia, deverá ler obras mais especializadas de cada um dos assuntos.

A grande dificuldade numa publicação deste tipo é exatamente esta. Conseguir extrair de um imenso universo de conhecimentos, o que é básico e atual, de maneira compreensível para o leitor iniciante. Este objetivo eu acho que foi atingido e creio que seja o grande valor deste trabalho.

Eu e o Prof. Oswaldo Garcia agradecemos os subsídios de alunos e colegas que apontaram os erros da 1ª edição e sugeriram modificações e espero que continuem com esta contribuição.

Mas, agradecemos principalmente Ana Maria, Claudia e Ângela, cujo trabalho de digitação, revisão e composição foram fundamentais para esta nova edição.

São Paulo, fevereiro de 1992

Prof. Eng. Franco Brunetti

Prefácio da 1ª Edição

Após muitos anos lecionando Motores de Combustão Interna na Faculdade de Engenharia Mecânica, consegui organizar neste livro os conhecimentos básicos da matéria, ministrados durante as aulas.

Com muita honra vejo o meu nome ao lado do meu grande mestre no assunto, o Prof. Oswaldo Garcia, que muito contribuiu com seus conhecimentos e com publicações anteriores, para a realização desta obra.

Se bem que reconheça que não esteja completa e que muita coisa ainda possa ser melhorada, creio que este primeiro passo será de muita utilidade, para os estudantes e amantes do assunto.

Aproveito para agradecer a minha esposa Ana Maria e a minha filha Cláudia que, com paciência e perseverança, executaram a datilografia e as revisões necessárias.

São Paulo, março de 1989

Prof. Eng. Franco Brunetti

Conteúdo

Volume 1

1 | INTRODUÇÃO AO ESTUDO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA 27

1.1 Introdução 27

1.2 Motores alternativos 29

1.2.1 Nomenclatura 29

1.2.2 Nomenclatura cinemática 32

1.2.3 Classificação dos motores alternativos quanto à ignição 34

1.2.4 Classificação dos motores alternativos quanto ao número de tempos do ciclo de operação 36

1.2.5 Diferenças fundamentais entre os motores de 2T e 4T 41

1.2.6 Diferenças fundamentais entre os motores ciclos Otto e Diesel a 4T 42

1.3 Outras classificações 42

1.3.1 Quanto ao sistema de alimentação de combustível 42

1.3.2 Quanto à disposição dos órgãos internos 45

1.3.3 Quanto ao sistema de arrefecimento 46

1.3.4 Quanto às válvulas 47

1.3.5 Quanto à alimentação de ar 48

1.3.6 Quanto à relação entre diâmetro e curso do pistão 51

1.3.7 Quanto à rotação 52

1.3.8 Quanto à fase do combustível 52

1.3.9 Quanto à potência específica 52

1.4 Motores rotativos 54

1.4.1 Turbina a gás 54

1.4.2 Motor Wankel 58

1.5 Histórico 62

1.6 Aplicações 64

Exercícios 67

Referências bibliográficas 76

Figuras 76

2 | CICLOS 77

2.1 Introdução 77

2.2 Ciclos reais traçados com um indicador de pressões 78

- 2.2.1 Funcionamento dos indicadores de pressão 78
- 2.2.2 Diagrama da variação da pressão de um motor Otto a 4T 85
- 2.2.3 Diagramas de variação da pressão de um motor de ignição espontânea (Diesel), a 4T 91
- 2.2.4 Diagramas da variação da pressão para um motor a 2T de ignição por faísca 95

2.3 Ciclos-padrão a ar 96

- 2.3.1 Introdução 96
- 2.3.2 Ciclo Otto (padrão a ar do ciclo do motor de ignição por faísca, a 4 tempos ou Otto) 96
- 2.3.3 Conceitos definidos a partir dos ciclos-padrão a ar 106
- 2.3.4 Ciclo Diesel (padrão a ar do ciclo do motor de ignição espontânea ou Diesel) 113
- 2.3.5 Ciclo Misto ou de Sabathé 116
- 2.3.6 Ciclo Brayton (representativo do ciclo simples da turbina a gás) 121
- 2.3.7 Comparação dos ciclos 123

2.4 Diagramas e rotinas computacionais para misturas combustível-ar 125

- 2.4.1 Introdução 125
- 2.4.2 Propriedades de misturas de combustíveis e gases de combustão 125
- 2.4.3 Solução dos ciclos por meio de rotinas computacionais para misturas combustível-ar 136

2.5 Comparação dos ciclos reais com os ciclos teóricos 142

- 2.5.1 Admissão e escape 143
- 2.5.2 Perdas de calor 144
- 2.5.3 Perda por tempo finito de combustão 144
- 2.5.4 Perdas pelo tempo finito de abertura da válvula de escape 144

Exercícios 145

Referências bibliográficas 157

Figuras 157

3 | PROPRIEDADES E CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS MOTORES 159

3.1 Momento de força, conjugado no eixo ou torque (T) 159

3.2 Freio dinamométrico ou dinamômetro 160

- 3.2.1 Freio de Prony 160
- 3.2.2 Dinamômetros hidráulicos 163
- 3.2.3 Dinamômetros elétricos 167

3.3 Propriedades do motor 181

- 3.3.1 Potência efetiva 181
- 3.3.2 Potência indicada 182
- 3.3.3 Relações entre as potências 183
- 3.3.4 Controle ou variação da potência do motor 189

- 3.3.5 Consumo específico 191
- 3.3.6 Relações envolvendo pressão média 194
- 3.4 Determinação da potência de atrito 198**
 - 3.4.1 Acionando o motor de combustão desligado, por meio de um motor elétrico 198
 - 3.4.2 Teste de Morse 198
 - 3.4.3 Reta de Willan 200
- 3.5 Curvas características dos motores 202**
- 3.6 Redução da potência do motor a condições atmosféricas padrões 206**
 - 3.6.1 Cálculos do fator de redução 207
 - 3.6.2 Comparativo entre fatores de redução 209
 - 3.6.3 Banco de teste de veículos 210
- Exercícios 211**
- Referências bibliográficas 221**
- Figuras 222**

4 | RELACIONAMENTO MOTOR-VEÍCULO 223

- 4.1 Introdução 223**
- 4.2 Previsão do comportamento de um motor instalado num dado veículo 223**
 - 4.2.1 Força de arrasto 224
 - 4.2.2 Força de resistência ao rolamento 229
 - 4.2.3 Força de rampa 234
- 4.3 Força total resistente ao avanço de um veículo 235**
 - 4.3.1 Raio de rolamento 235
 - 4.3.2 Relacionamento motor-veículo 236
- 4.4 Relacionamento entre ensaios em bancos de provas e aplicações do motor em veículos 240**
- Exercícios 240**
- Referências bibliográficas 240**
- Figuras 240**

5 | AERODINÂMICA VEICULAR 251

- 5.1 Introdução 251**
- 5.2 Força de arrasto 257**
 - 5.2.1 Força de arrasto de superfície (*skin friction*) 257
 - 5.2.2 Força de arrasto de pressão ou de forma 261
- 5.3 Força de sustentação e momento de arfagem (*Pitching*) 273**
- 5.4 Força lateral 275**
- 5.5 História da aerodinâmica veicular 278**
 - 5.5.1 A era das linhas de corrente 278
 - 5.5.2 Estudos paramétricos 291
 - 5.5.3 Corpos de um volume único 294

- 5.5.4 O corpo do veículo do tipo "Pantoon" 297
- 5.5.5 Os veículos comerciais 298
- 5.5.6 Motocicletas 302

Exercícios 303

Referências bibliográficas 309

6 | COMBUSTÍVEIS 313

6.1 Um pouco de história 313

6.2 Combustíveis derivados do petróleo 314

- 6.2.1 Petróleos 314
- 6.2.2 Produção de derivados 319

6.3 Gasolina (*gasoline, gas, petrol, benzin, benzina, essence*) 324

- 6.3.1 Octanagem ou Número de Octano 325
- 6.3.2 Volatilidade 338
- 6.3.3 Composição dos gases de escapamento e relação Ar-Combustível 344
- 6.3.4 Poder calorífico 347
- 6.3.5 Massa específica 348
- 6.3.6 Tonalidade térmica de um combustível 349
- 6.3.7 Corrosão ao cobre 350
- 6.3.8 Teor de enxofre 351
- 6.3.9 Estabilidade à oxidação 351
- 6.3.10 Outros parâmetros 354

6.4 Óleo Diesel (*gazole, Dieselöl, Dieselolie, gasóleo, gasolio, Mazot*) 356

- 6.4.1 Qualidade de ignição: cetanagem ou número de cetano (NC) 358
- 6.4.2 Volatilidade 369
- 6.4.3 Massa específica 371
- 6.4.4 Viscosidade 372
- 6.4.5 Lubricidade 373
- 6.4.6 Teor de enxofre 374
- 6.4.7 Corrosão ao cobre 374
- 6.4.8 Pontos de turbidez, de entupimento e de fluidez 374
- 6.4.9 Combustão 376
- 6.4.10 Estabilidade química 380
- 6.4.11 Condutividade elétrica 380

6.5 Compostos Oxigenados 381

- 6.5.1 Breve histórico 381
- 6.5.2 Álcoois 384
- 6.5.3 Éteres 384
- 6.5.4 Principais propriedades 385
- 6.5.5 Efeitos no desempenho dos veículos 391

6.6 Óleos vegetais, gorduras animais, biodiesel e H-Bio 394

- 6.6.1 Óleos vegetais 395
- 6.6.2 Gorduras animais 397
- 6.6.3 Biodiesel 397
- 6.6.4 H-BIO 400

Exercícios 403

Referências bibliográficas 408

Figuras 409

7 | A COMBUSTÃO NOS MOTORES ALTERNATIVOS 411

- 7.1 A combustão nos motores de ignição por faísca 411**
 - 7.1.1 Combustão normal 411
 - 7.1.2 Detonação no motor de ignição por faísca 417
 - 7.1.3 Fatores que influem na detonação no motor Otto 420
- 7.2 Câmara de combustão 422**
- 7.3 A combustão nos motores Diesel 425**
- 7.4 Fatores que influenciam na autoignição no ciclo Diesel 427**
 - 7.4.1 Qualidade do combustível 427
 - 7.4.2 Temperatura e pressão 427
 - 7.4.3 Turbulência 428
- 7.5 Tipos básicos de câmaras para motores Diesel 428**
 - 7.5.1 Câmaras de injeção direta ou abertas 428
 - 7.5.2 Câmaras de injeção indireta ou divididas 429
 - 7.5.3 Comparação entre as câmaras divididas e abertas 430
- 7.6 A combustão por autoignição controlada CAI/HCCI 431**
- Exercícios 437**
- Referências bibliográficas 445**
- Figuras 446**

8 | MISTURA E INJEÇÃO EM CICLO OTTO 447

Parte I – FORMAÇÃO DA MISTURA COMBUSTÍVEL-AR NOS MOTORES DO CICLO OTTO 447

- 8.1 Introdução 447**
- 8.2 Definições 448**
 - 8.2.1 Relação combustível-ar 448
 - 8.2.2 Relação combustível-ar estequiométrica 449
 - 8.2.3 Fração relativa combustível-ar 450
- 8.3 Tipo de mistura em relação ao comportamento do motor 450**
 - 8.3.1 Limite pobre 450
 - 8.3.2 Mistura econômica 451
 - 8.3.3 Mistura de máxima potência 451
 - 8.3.4 Limite rico 451
- 8.4 Curva característica do motor em relação à mistura 451**
 - 8.4.1 Carburador elementar 452
 - 8.4.2 Sistema de injeção 453
 - 8.4.3 Curva característica 453
- 8.5 Carburador 459**
- 8.6 Injeção mecânica para motores Otto 460**
- 8.7 Injeção eletrônica para motores Otto 461**
 - 8.7.1 Classificação dos sistemas de injeção eletrônica 467
 - 8.7.2 Sistema analógico de injeção eletrônica 468

- 8.7.3 Sistema digital de injeção eletrônica 471
- 8.7.4 Métodos numéricos aplicados ao estudo de formação de mistura 474

Exercícios 476**Referências bibliográficas 485****Figuras 486****Parte II – INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL EM CICLO OTTO (GDI – GASOLINE DIRECT INJECTION) 487****8.8 Introdução 487****8.9 Requisitos de combustão e formação de mistura 489**

- 8.9.1 Mecanismo de atomização do spray 489
- 8.9.2 Automatização do combustível 490
- 8.9.3 Orientação da combustão 495
- 8.9.4 Combustão homogênea e estratificada 497

8.10 Sistema de injeção direta de combustível 498**8.11 Controle da combustão 500**

- 8.11.1 Mapa característico de combustão 500
- 8.11.2 Injeção em dois estágios 503
- 8.11.3 Partida a frio 504

8.12 Emissões de poluentes 506

- 8.12.1 Formação de poluentes 506
- 8.12.2 Pós-tratamento de poluentes 509

8.13 Conclusões 511**Exercícios 513****Referências bibliográficas 514****9 | SISTEMA DE IGNIÇÃO E SENSORES APLICADOS AOS MOTORES 515****Parte I – SISTEMAS DE IGNIÇÃO 515****9.1 Visão geral 515****9.2 Os componentes de um sistema de ignição convencional 516****9.3 Princípio de funcionamento 517****9.4 Cálculo do tempo de ignição 527****9.5 Avanço ou atraso no tempo de ignição 530****9.6 As evoluções tecnológicas no sistema de ignição 534**

- 9.6.1 Ignição transistorizada com platinado 536
- 9.6.2 Ignição transistorizada sem platinado 537
- 9.6.3 Ignição eletrônica mapeada 538

Exercícios 540

Parte II – SENSORES APLICADOS AOS MOTORES	542
9.7 Sensores de rotação e fase do motor	542
9.8 Sensor de pressão e temperatura do coletor de admissão	544
9.9 Sensor de posição da borboleta	546
9.10 Caudal de ar	547
9.11 Concentração de oxigênio (sonda λ)	548
9.12 Sensor de temperatura	550
9.13 Sensor de detonação – “Knock”	550
9.14 Outros	551
Exercícios	552
Referências bibliográficas	552

Volume 2

10 | SISTEMAS DE INJEÇÃO PARA MOTORES DIESEL

10.1 Requisitos do sistema e classificação	
10.2 Sistema de bomba em linha	
10.3 Sistema modular de bombas individuais	
10.3.1 Unidades injetoras tipo bomba-bico	
10.3.2 Unidades injetores tipo bomba-tubo-bico	
10.4 Unidade de comando eletrônica	
10.5 Bicos injetores	
10.6 Sistema distribuidor ou de bomba rotativa	
10.7 Sistema acumulador ou tipo <i>Common Rail</i>	
10.7.1 Bomba de alta pressão	
10.7.2 Injetor	
10.7.3 Injeção modulada <i>Common Rail</i>	

Exercícios

Referências bibliográficas

Figuras

11 | CONSUMO DE AR NOS MOTORES A QUATRO TEMPOS

11.1 Introdução	
11.2 Eficiência volumétrica	

- 11.2.1 Densidade ou massa específica de entrada
- 11.2.2 Eficiência volumétrica baseada na massa de ar seco
- 11.3 Potência e pressão média em função da eficiência volumétrica**
- 11.4 Processo de admissão ideal**
- 11.5 Eficiência volumétrica pelo diagrama indicado**
- 11.6 Efeito das condições de operação sobre a eficiência volumétrica**
 - 11.6.1 Índice de Mach na entrada
 - 11.6.2 Efeito das dimensões do motor na eficiência volumétrica
 - 11.6.3 Efeito da relação combustível-ar
 - 11.6.4 Efeito da temperatura de admissão
 - 11.6.5 Efeito da temperatura do fluido de arrefecimento
 - 11.6.6 Efeito do ângulo de superposição de abertura das válvulas (*overlap*)
 - 11.6.7 Influência do ângulo de fechamento da válvula de admissão
 - 11.6.8 Influência da relação de compressão
- 11.7 Coletores de admissão**
 - 11.7.1 Influência do diâmetro e comprimento dos dutos
 - 11.7.2 Influência do volume do *plenum*
 - 11.7.3 Interferência entre cilindros
- 11.8 Influência do período de exaustão**
- 11.9 Sobrealimentação**
 - 11.9.1 Sobrealimentação mecânica
 - 11.9.2 Turbocompressor
 - 11.9.3 O ciclo ideal
 - 11.9.4 O turbocompressor
 - 11.9.5 Ajuste do turbocompressor ao motor (*matching*)
 - 11.9.6 Considerações sobre o motor turboalimentado

Exercícios

Referências bibliográficas

Figuras

12 | SISTEMAS DE EXAUSTÃO

- 12.1 Introdução**
- 12.2 O processo de descarga nos motores de combustão interna**
- 12.3 Efeitos dinâmicos em coletores de escapamentos**
 - 12.3.1 Disposição geral dos coletores de descarga
 - 12.3.2 Sintonia de tubos de escapamento
- 12.4 Atenuação de ruído em sistemas de exaustão**
 - 12.4.1 Princípios de acústica em dutos
 - 12.4.2 Desempenho de filtros acústicos
 - 12.4.3 Elementos acústicos de atenuação
 - 12.4.4 Efeitos complexos e considerações acústicas
 - 12.4.5 Simulação numérica

Exercícios

Referências bibliográficas

13 | EMISSÕES

13.1 Introdução

- 13.1.1 Monóxido de carbono (CO)
- 13.1.2 Óxidos de nitrogênio (NO_x)
- 13.1.3 Hidrocarbonetos (HC)
- 13.1.4 Aldeídos
- 13.1.5 Compostos de enxofre (SO₂ e H₂S)
- 13.1.6 Partículas
- 13.1.7 Compostos de chumbo
- 13.1.8 Dióxido de carbono (CO₂)

13.2 Controle das emissões no motor Otto

13.3 Controle das emissões no motor Diesel

13.4 Medição de emissões

13.5 Legislação acerca de emissões

- 13.5.1 Ensaios de emissões veiculares
- 13.5.2 Ensaios de emissões de motores

13.6 Análise dos componentes

- 13.6.1 Monóxido e Dióxido de Carbono
- 13.6.2 Óxidos de Nitrogênio
- 13.6.3 Hidrocarbonetos
- 13.6.4 Oxigênio
- 13.6.5 Aldeídos
- 13.6.6 Material particulado
- 13.6.7 Sulfeto de Hidrogênio e Dióxido de Enxofre
- 13.6.8 Amônia

13.7 Métodos alternativos de medição

- 13.7.1 FTIR

Exercícios

Referências bibliográficas

14 | LUBRIFICAÇÃO

14.1 Introdução

14.2 Classificação

- 14.2.1 Sistema de lubrificação por salpico ou aspersão
- 14.2.2 Sistemas de lubrificação – Motores 2 Tempos
- 14.2.3 Sistemas de lubrificação sob pressão ou forçada

14.3 *Blow by*

14.4 Separadores de *Blow by*

14.5 Cárter

- 14.5.1 Cárter – Volume
- 14.5.2 Válvula PCV – *positive crankcase ventilation*
- 14.5.3 Bomba de óleo
- 14.5.4 Válvula reguladora de pressão
- 14.5.5 Filtros – projeto/seleção
- 14.5.6 Filtros – seleção do meio filtrante
- 14.5.7 Sistemas de filtragem – total
- 14.5.8 Sistemas de filtragem – parcial
- 14.5.9 Trocador de calor
- 14.5.10 Bomba elétrica

14.6 Razões para o consumo de lubrificante em um motor

Exercícios

Referências bibliográficas

Figuras

15 | LUBRIFICANTES

15.1 Introdução

15.2 Propriedades dos óleos lubrificantes

- 15.2.1 Viscosidade
- 15.2.2 Índice de viscosidade
- 15.2.3 Ponto de fluidez
- 15.2.4 Oleoginiosidade ou oleosidade
- 15.2.5 Corrosão
- 15.2.6 Espuma
- 15.2.7 Emulsão
- 15.2.8 Detergência
- 15.2.9 Estabilidade
- 15.2.10 Massa específica
- 15.2.11 TBN (*Total Base Number* ou reserva alcalina)
- 15.2.12 TAN (*Total Acid Number*)
- 15.2.13 Resistência à extrema pressão

15.3 Aditivos para lubrificantes

15.4 Óleos básicos sintéticos

15.5 Classificação dos óleos básicos

Exercícios

Referências bibliográficas

16 | RUÍDO E VIBRAÇÕES

16.1 Introdução

- 16.1.1 Introdução à acústica
- 16.1.2 Introdução às vibrações

- 16.1.3 Fundamentos de análise modal experimental
- 16.1.4 Análise espectral

16.2 Ruído e vibrações em motores à combustão

- 16.2.1 Análise de ordem e assinatura – vibrações
- 16.2.2 Análise de ordem e assinatura – acústica
- 16.2.3 Resposta vibroacústica em motores
- 16.2.4 Alguns fenômenos de ruído e vibrações comuns em motores

16.3 Considerações finais

Exercícios

Referências bibliográficas

17 | CINEMÁTICA E DINÂMICA DO MOTOR

17.1 Introdução

17.2 Cinemática do sistema biela-manivela

17.3 Principais forças

- 17.3.1 Força de pressão
- 17.3.2 Forças de inércia
- 17.3.3 Diagrama da força total

17.4 Momento no eixo

17.5 Volante

17.6 Balanceamento das forças de inércia

- 17.6.1 Forças centrífugas
- 17.6.2 Forças de inércia alternativas

Exercícios

18 | TRIBOLOGIA

18.1 Introdução

18.2 Rugosidade e topografia

- 18.2.1 Parâmetros de rugosidade
- 18.2.2 Contato entre superfícies

18.3 Desgaste

- 18.3.1 Modelos de desgaste
- 18.3.2 Ensaios de desgaste

18.4 Atrito

- 18.4.1 Coeficiente de atrito estático *versus* dinâmico
- 18.4.2 Fundamentos do atrito no deslizamento

18.5 Regimes de lubrificação

18.6 Materiais empregados em motores de combustão interna

Exercícios

Referências bibliográficas

19 | SISTEMAS DE ARREFECIMENTO

19.1 Introdução

19.2 Fluxo de energia

19.3 Limites de temperatura

19.3.1 Limites de temperatura – válvulas

19.3.2 Limites de temperaturas – pistões

19.3.3 Limites de temperaturas – cilindros

19.4 Processos de arrefecimento

19.5 Resfriamento por circulação de ar

19.6 Resfriamento por circulação de óleo

19.7 Resfriamento por circulação de água

19.7.1 Resfriamento por circulação de água – termossifão

19.7.2 Resfriamento por circulação de água – forçada

19.8 Válvula termostática

19.9 Tipos de válvulas termostáticas

19.9.1 Estrangulamento

19.9.2 Passo

19.9.3 Com aquecimento

19.9.4 Eletrônica

19.10 Bomba d'água

19.11 Bomba d'água – elétrica

19.12 Ventiladores

19.12.1 Ventiladores mecânicos

19.12.2 Ventiladores – tipo viscosos

19.12.3 Ventiladores – elétricos

19.12.4 Ventiladores – CVV

19.13 Vaso de expansão

19.14 Aditivos

19.14.1 Etileno glicol

19.14.2 Propileno glicol

19.15 Mangueiras

19.16 Sistema híbrido

19.17 Fundamentos da transferência de calor

19.18 Objetivo e requisitos dos radiadores

19.19 Dimensionamento dos radiadores

Exercícios

Referências bibliográficas

Figuras

20 | PROJETO DE MOTORES

- 20.1 **Análise de mercado, *portfólio*, tecnologia, fornecedores e concorrência**
- 20.2 **Conceituação do produto e envelope**
 - 20.2.1 Tipo de aplicação
- 20.3 **Análise preliminar de desempenho**
- 20.4 **Projeto do sistema de combustão**
- 20.5 **Projeto estrutural do bloco**
- 20.6 **Projeto do trem de força**
- 20.7 **Projeto do absorvedor de vibrações torcionais**
- 20.8 **Projeto do sistema de comando de válvulas**
- 20.9 **Projeto do sistema sincronizador**
- 20.10 **Projeto do sistema de acessórios e agregados**
- 20.11 **Projeto do volante de inércia**
- 20.12 **Projeto do sistema de partida**
- 20.13 **Projeto de suportes e coxins**
- 20.14 **Protótipo virtual**
- 20.15 **Pesquisa e desenvolvimento do produto**
- 20.16 **Lançamento do produto e pós-venda**

Exercícios

Referências bibliográficas

Figuras

21 | VEÍCULOS HÍBRIDOS

- 21.1 **Introdução**
- 21.2 **Histórico**
- 21.3 **Mercado atual**
- 21.4 **Tendências**
- 21.5 **Evolução tecnológica**
 - 21.5.1 Sistema em série
 - 21.5.2 Sistema em paralelo
 - 21.5.3 Sistema combinado série – paralelo
 - 21.5.4 Híbrido médio
 - 21.5.5 Híbrido forte
- 21.6 **Funcionamento básico**
- 21.7 **Gerenciamento do sistema híbrido**
 - 21.7.1 Estratégias dos veículos híbridos – gestão de energia

21.7.2 Estratégias dos veículos híbridos – modos de operação

21.7.3 Estratégias dos veículos híbridos – modos de operação-arranque

21.8 Tendências tecnológicas

21.9 Participação do governo

21.10 Alternativa para o Brasil

Exercícios

Referências bibliográficas

Figuras

Introdução ao estudo dos motores de combustão interna

Atualização:

*Fernando Luiz Windlin
Clayton Barcelos Zabeu
Ednildo Andrade Torres
Ricardo Simões de Abreu
José Roberto Coquette
Sérgio Lopes dos Santos
Sergio Moreira Monteiro*

1.1 Introdução

As máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho. O calor pode ser obtido de diferentes fontes: combustão, energia elétrica, energia atômica, etc. Este texto preocupa-se apenas com o caso em que o calor é obtido pela queima do combustível, isto é, energia química em trabalho mecânico.

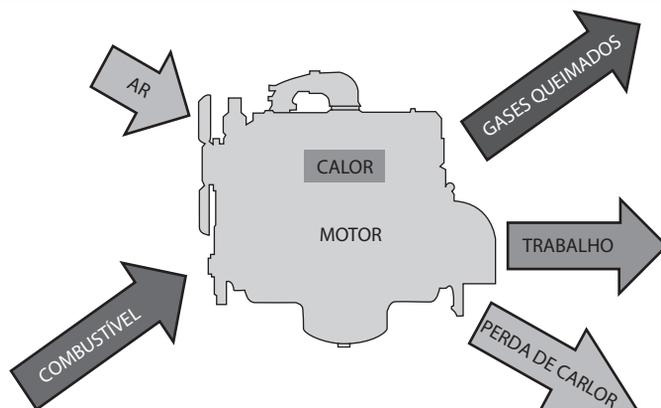


Figura 1.1 – Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna – MCI. [A]

A obtenção de trabalho é ocasionada por uma sequência de processos realizados numa substância que será denominada “fluido ativo – FA”. No caso da Figura 1.1, o FA é formado pela mistura ar e combustível na entrada do volume de controle e produtos da combustão na saída.

Quanto ao comportamento do fluido ativo – FA, as máquinas térmicas serão classificadas em:

- Motores de combustão externa – MCE: quando a combustão se processa externamente ao FA, que será apenas o veículo da energia térmica a ser transformada em trabalho, como, por exemplo, uma máquina a vapor, cujo ciclo é apresentado na Figura 1.2 ou motor de Stirling.
- Motores de combustão interna – MCI: quando o FA participa diretamente da combustão.

Ao longo do texto serão focados os motores de combustão interna – MCI. Quanto à forma de se obter trabalho mecânico, os MCIs são classificados em:

- Motores alternativos: quando o trabalho é obtido pelo movimento de vaivém de um pistão, transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela.

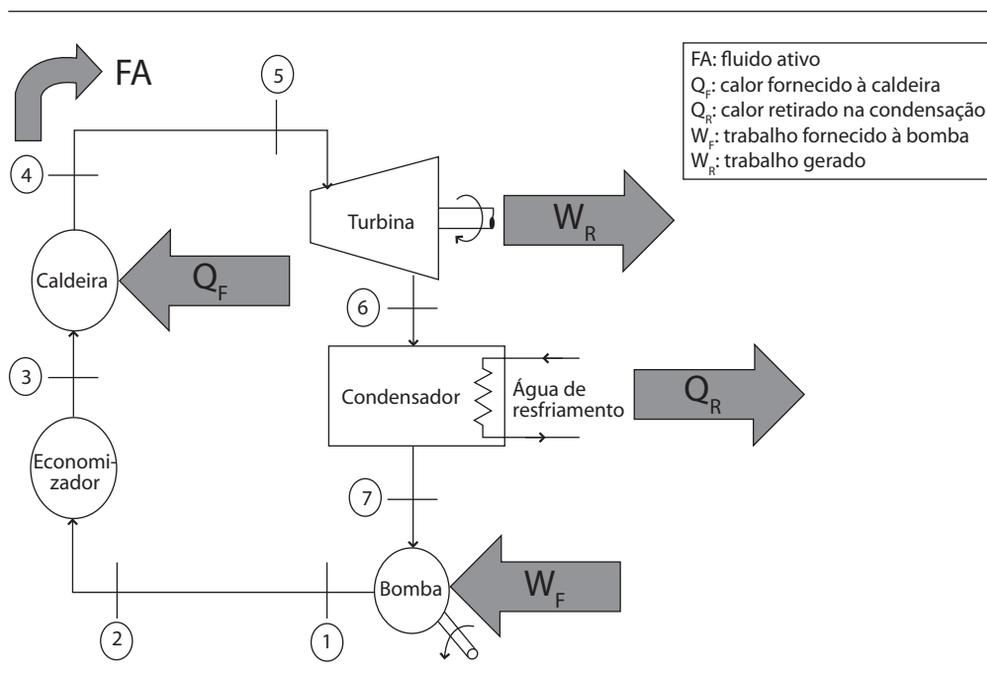


Figura 1.2 – Ciclo Rankine representativo de um motor de combustão externa – MCE.

continuação

13. Cabeçote	23. Cárter	32. Motor de partida
14. Tampa lateral	24. Engrenagem do virabrequim	33. Dreno de água
15. Bloco	25. Amortecedor vibracional	34. Filtro de óleo
16. Eixo comando de válvulas	26. Ventilador	35. Radiador de óleo
17. Volante	27. Duto de admissão	36. Vareta de nível de óleo
18. Virabrequim	28. Balancim da válvula de admissão	37. Bomba manual de combustível
19. Capa de mancal	29. Balancim da válvula de escapamento	38. Bomba injetora de combustível
20. Biela	30. Coletor de escapamento	39. Respiro do cárter
21. Bujão do cárter	31. Pistão	40. Filtro de combustível
22. Bomba de óleo		

Quanto ao item 18, virabrequim, não existe uma padronização, podendo ser chamado de girabrequim, eixo de manivelas e eixo de cambotas, entre outros. A função de cada componente será discutida nos capítulos subsequentes.

Quanto à posição do pistão no interior do cilindro:

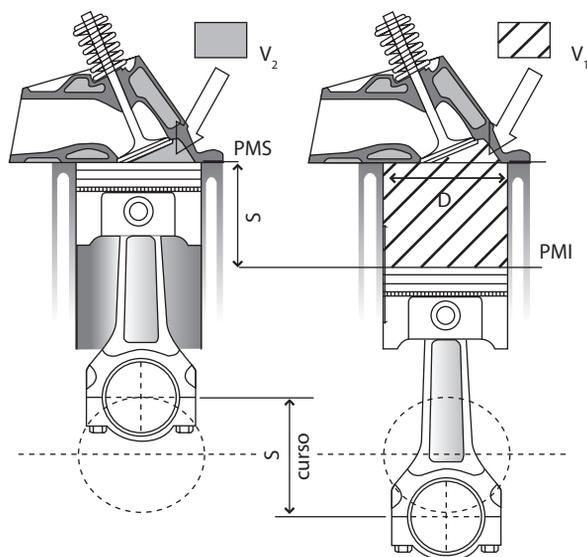


Figura 1.4 – Nomenclatura referente às posições do pistão.

Onde:

PMS: Ponto Morto Superior – é a posição na qual o pistão está o mais próximo possível do cabeçote.

PMI: Ponto Morto Inferior – é a posição na qual o pistão está o mais afastado possível do cabeçote.

- S:** Curso do pistão – é a distância percorrida pelo pistão quando se desloca de um ponto morto para outro (do PMS ao PMI) ou vice-versa.
- V_1 :** Volume total – é o volume compreendido entre a cabeça do pistão e o cabeçote, quando o pistão está no PMI.
- V_2 :** Volume morto ou volume da câmara de combustão – é o volume compreendido entre a cabeça do pistão e o cabeçote, quando o pistão está no PMS (também indicado com V_m).
- V_{du} :** Cilindrada unitária – também conhecida como volume deslocado útil ou deslocamento volumétrico, é o volume deslocado pelo pistão de um ponto morto a outro.
- z:** Número de cilindros do motor.
- D:** Diâmetro dos cilindros do motor.
- V_d :** Volume deslocado do motor, deslocamento volumétrico do motor ou cilindrada total.

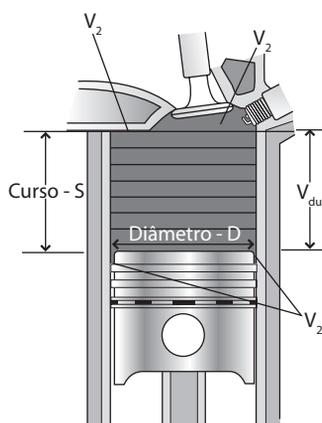


Figura 1.5 – Nomenclatura referente às posições do pistão. [C]

Das Figuras 1.4 e 1.5, pode-se deduzir:

$$V_{du} = V_1 - V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \quad \text{Eq. 1.1}$$

Para um motor de z cilindros (multicilindro), a cilindrada ou deslocamento volumétrico do motor V_d será:

$$V_d = V_{du} \cdot z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot z \quad \text{Eq. 1.2}$$

r_v : Relação volumétrica ou taxa de compressão – é a relação entre o volume total (V_1) e o volume morto (V_2), e representa em quantas vezes V_1 é reduzido.

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{Eq. 1.3}$$

Da Equação 1.1:

$$V_{du} + V_2 = V_1 \Rightarrow V_{du} = V_1 - V_2$$

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{du} + V_2}{V_2} = \frac{V_{du}}{V_2} + 1 \quad \text{Eq. 1.4}$$

A Figura 1.6 apresenta uma relação construtiva típica entre o número z de cilindros de um motor e a cilindrada total deste. Cabe ressaltar que os incrementos da eletrônica nos motores têm sistematicamente alterado essa relação por causa dos recursos de controle disponíveis (exemplo: *knock sensor*).

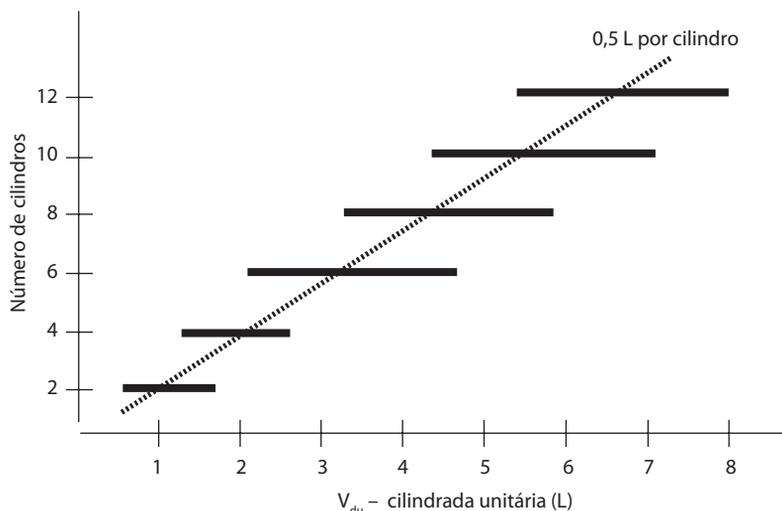


Figura 1.6 – Relação típica entre número de cilindros e volume deslocado. [A]

1.2.2 Nomenclatura cinemática

Neste tópico serão descritas algumas características referentes à cinemática dos motores e, para tanto, será utilizada a Figura 1.7.

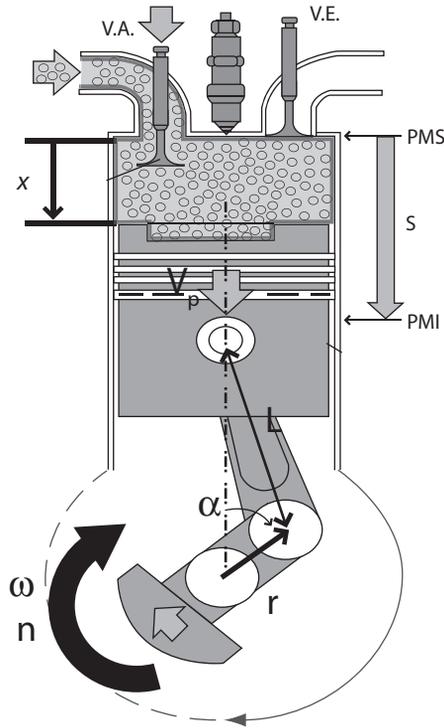


Figura 1.7 – Nomenclatura cinemática. [C]

Sendo:

V.E.: válvula de escape.

V.A.: válvula de admissão.

r: raio da manivela.

n: frequência da árvore de manivelas.

ω : velocidade angular da árvore de manivelas.

V_p : velocidade média do pistão.

$$S = 2 \cdot r \quad \text{Eq. 1.5}$$

$$\omega = 2\pi \cdot n \quad \text{Eq. 1.6}$$

$$V_p = 2 \cdot S \cdot n \quad \text{Eq. 1.7}$$

α = ângulo formado entre a manivela e um eixo vertical de referência.

$\alpha = 0^\circ$, quando o pistão está no PMS.

$\alpha = 180^\circ$, quando o pistão está no PMI.

L: comprimento da biela.

x: distância para o pistão atingir o PMS.

$$x = r (1 - \cos\alpha) + L \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \cdot \sin^2\alpha}\right) \quad \text{Eq. 1.8}$$

$$Vd = V_2 + x \frac{\pi}{4} Dp^2 \quad \text{Eq. 1.9}$$

1.2.3 Classificação dos motores alternativos quanto à ignição

A combustão é um processo químico exotérmico de oxidação de um combustível. Para que o combustível reaja com o oxigênio do ar necessita-se de algum agente que provoque o início da reação. Denomina-se ignição o processo que provoca o início da combustão.

Quanto à ignição, os motores alternativos são divididos em dois tipos fundamentais:

MIF – MOTORES DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA OU OTTO

Nesses motores, a mistura combustível-ar é admitida, previamente dosada ou formada no interior dos cilindros quando há injeção direta de combustível (*GDI gasoline direct injection*), e inflamada por uma faísca que ocorre entre os eletrodos de uma vela.

MIE – MOTORES DE IGNIÇÃO ESPONTÂNEA OU DIESEL

Nesses motores, o pistão comprime somente ar, até que o mesmo atinja uma temperatura suficientemente elevada. Quando o pistão aproxima-se do PMS, injeta-se o combustível que reage espontaneamente com o oxigênio presente no ar quente, sem a necessidade de uma faísca. A temperatura do ar necessária para que aconteça a reação espontânea do combustível denomina-se

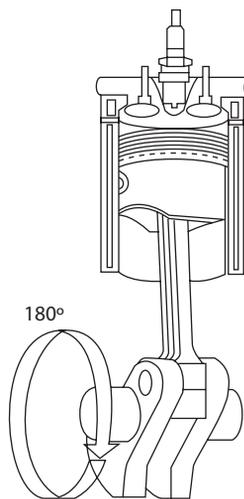


Figura 1.8 – MIF – Motor de ignição por faísca. [C]

“temperatura de autoignição (TAI)”. A Figura 1.9 apresenta uma câmara de combustão típica de um MIE, enquanto a tabela 1.1 apresenta alguns valores típicos da TAI.

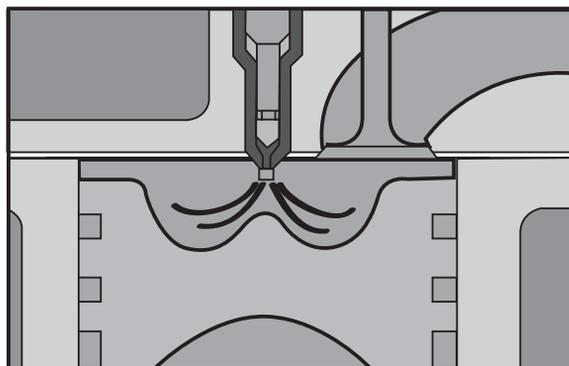


Figura 1.9 – MIE – Motor de ignição espontânea. [C]

Tabela 1.1 – TAI – valores típicos.

Temperatura de Autoignição – TAI (°C)			
Diesel	Etanol Hidratado	Metanol	Gasolina E22
250	420	478	400

As diferentes formas de funcionamento dos dois tipos de motores criam características distintas que, de certa forma, direcionam as suas aplicações, como será visto ao longo do texto.

A tabela 1.2 apresenta os valores praticados de taxa de compressão para os diferentes combustíveis. Novamente cabe ressaltar que a massiva presença da eletrônica nos motores tem sistematicamente alterado esta relação.

Tabela 1.2 – r_v – Valores típicos.

Relação ou Taxa de compressão – r_v		
MIF		MIE
Etanol Hidratado	Gasolina E22	Diesel
10,0:1 até 14,0:1	8,5:1 até 13,0:1	15,0:1 até 24,0:1

1.2.4 Classificação dos motores alternativos quanto ao número de tempos do ciclo de operação

Ciclo de operação, ou simplesmente ciclo, é a sequência de processos sofridos pelo FA, processos estes que se repetem periodicamente para a obtenção de trabalho útil. Entende-se por tempo o curso do pistão, e não se deve confundir tempo com processo, pois, ao longo de um tempo, poderão acontecer diversos processos, como será verificado a seguir. Quanto ao número de tempos, os motores alternativos, sejam do tipo MIF ou MIE, são divididos em dois grupos:

MOTORES ALTERNATIVOS A QUATRO TEMPOS (4T)

Neste caso, o pistão percorre quatro cursos, correspondendo a duas voltas da manivela do motor, para que seja completado um ciclo. Os quatro tempos, representados na Figura 1.10, são descritos a seguir.

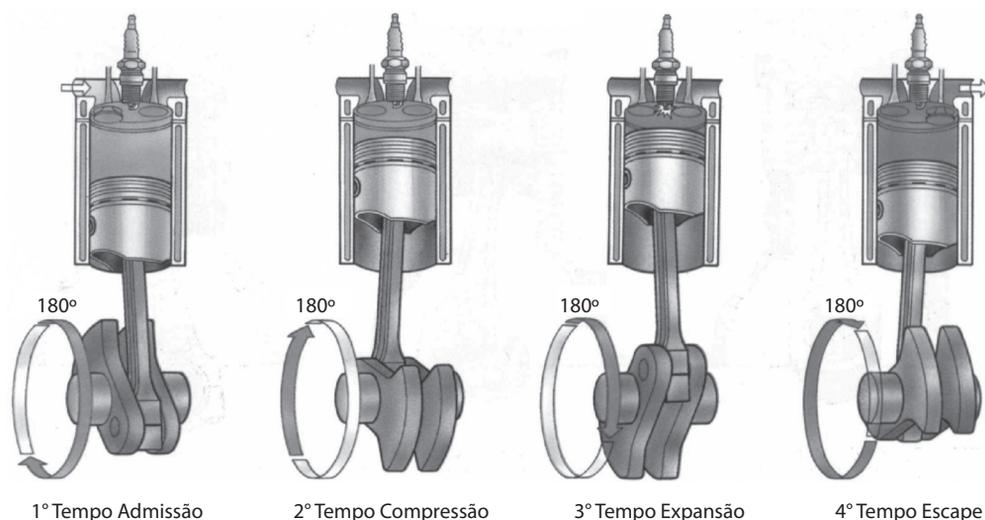


Figura 1.10 – Os quatro tempos do motor alternativo. [C]

Tempo de Admissão

O pistão desloca-se do PMS ao PMI. Neste movimento o pistão dá origem a uma sucção (depressão) que causa um fluxo de gases através da válvula de admissão – V.A., que se encontra aberta. O cilindro é preenchido com mistura combustível-ar ou somente ar nos motores de injeção direta de combustível – GDI – se for de ignição por faísca, ou por ar (apenas ar), nos MIE.

Tempo de Compressão

Fecha-se a válvula de admissão e o pistão se desloca do PMI ao PMS, comprimindo a mistura ou apenas ar, dependendo respectivamente se o motor é um MIF ou MIE. Neste segundo caso a compressão deverá ser suficientemente elevada para que seja ultrapassada a TAI do combustível.

Tempo de Expansão

No MIF, nas proximidades do PMS, salta a faísca que provoca a ignição da mistura, enquanto no MIE é injetado o combustível no ar quente, iniciando-se uma combustão espontânea. A combustão provoca um grande aumento da pressão, o que permite “empurrar” o pistão para o PMI, de tal forma que o FA sofre um processo de expansão. Esse é o processo que realiza o trabalho positivo (útil) do motor.

Tempo de Escape

Com a válvula de escape aberta, o pistão desloca-se do PMI ao PMS, “empurrando” os gases queimados para fora do cilindro, para reiniciar o ciclo pelo tempo de admissão.

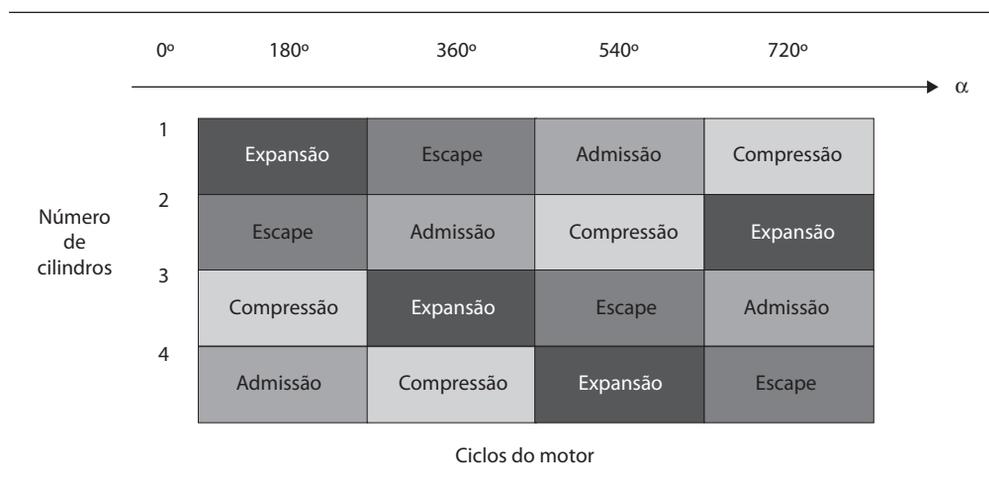


Figura 1.11 – MIF 4T @ z: 4 cilindros. [C]

Cabe ressaltar que, durante o ciclo o pistão percorreu o curso quatro vezes e o eixo do motor realizou duas voltas (num motor de 4T). A Figura 1.11 mostra os quatro tempos de um MCI de 4 cilindros.

MOTORES ALTERNATIVOS A DOIS TEMPOS (2T) DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA

Nesses motores o ciclo completa-se com apenas dois cursos do pistão, correspondendo a uma única volta do eixo do motor. Os processos indicados no motor a 4T são aqui realizados da mesma maneira, entretanto, alguns deles se sobrepõem num mesmo curso, conforme pode ser observado na Figura 1.12.

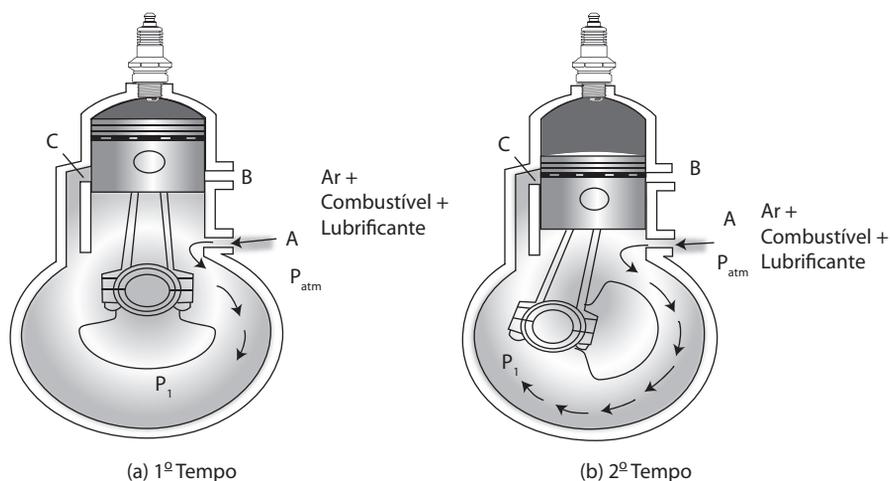


Figura 1.12 – Motor a 2T de ignição por faísca. [C]

1º Tempo – Figura 1.12 (a):

Suponha que o pistão esteja no PMS e a mistura comprimida. Ao saltar a faísca, inicia-se a combustão, e o pistão é impelido para o PMI. Durante o deslocamento do PMS ao PMI, o pistão comprime o conteúdo do cárter (parte inferior) e, num certo ponto do curso, descobre-se a passagem de escapamento, também denominada janela de escape (B), pela qual os gases queimados, ainda com pressão elevada, escapam naturalmente para o ambiente. Na sequência, o pistão descobre a janela de admissão (C) que coloca o cárter em comunicação com o cilindro, forçando o seu preenchimento com mistura nova.

Observa-se que, num instante desse processo, as passagens (B) e (C) estão abertas simultaneamente, podendo haver fluxo de mistura nova junto com os gases de escapamento. Entretanto, um adequado projeto das janelas de admissão e escapamento em conjunto com o formato do topo do pistão pode minimizar este fenômeno (chamado de “curto-circuito” entre admissão e escapamento).

2° Tempo – Figura 1.12 (b):

O pistão desloca-se do PMI ao PMS. Ao longo do seu deslocamento, fecha a janela de admissão (C) e, a seguir, fecha a janela de escapamento (B) e abre a passagem (A), de forma que, em virtude da sucção (depressão) criada no cárter durante o deslocamento ascendente (do pistão), o cárter é preenchido com mistura nova. Observa-se que, ao mesmo tempo, a parte superior do pistão comprime a mistura anteriormente admitida. Ao se aproximar do PMS, salta a faísca, e a pressão gerada pela combustão impele o pistão para o PMI reiniciando a expansão, já descrita no 1º tempo.

Nesse motor tem-se um tempo de trabalho positivo a cada dois cursos do pistão ou em cada volta da manivela, e não a cada duas voltas como acontece no motor a 4T. Essa diferenciação de número de voltas para um tempo de trabalho positivo dará origem ao fator de tempos designado pela letra α .

À primeira vista, o motor a 2T deveria produzir o dobro da potência do motor a 4T para uma mesma rotação. Entretanto, isso não acontece por conta da precariedade dos diversos processos em decorrência da superposição de acontecimentos. Outra desvantagem desse motor refere-se à lubrificação, pois na configuração usual de motores 2T pequenos, em decorrência do uso do cárter para a admissão da mistura combustível-ar, não é possível utilizá-lo como reservatório do lubrificante, e a lubrificação ocorre misturando-se lubrificante numa pequena porcentagem com o combustível (normalmente 1:20 – 1 litro de lubrificante para 20 litros de gasolina). A lubrificação é realizada por aspersão pela própria mistura admitida no cárter. O processo é precário, reduzindo a durabilidade, bem como fazendo com que o lubrificante queime junto com o combustível, dificultando a combustão e comprometendo os gases emitidos. A favor do motor 2T tem-se a ausência do sistema de válvulas, o que o torna simples, pequeno, leve e de baixo custo, para uma mesma potência de um motor a 4T. A Figura 1.12 apresenta simultaneamente os dois tempos deste MIF – 2T, enquanto a Figura 1.13, apresenta as pressões e temperaturas típicas destes.

Uma vez que nos motores de 4T têm-se duas voltas do virabrequim para o trabalho positivo e nos de 2T apenas uma volta, faz-se necessário definir fator de tempos, designado pela letra α e estabelecer esta relação, ou seja, α será 1 para motores 2T (1 volta para 1 trabalho positivo) enquanto α assumirá o valor numérico 2 para os motores de 4T. A Figura 1.14 mostra a concepção de um motor ciclo Diesel a 2T. No caso do motor Diesel, em lugar de se utilizar o cárter para a admissão, aplica-se uma máquina auxiliar, acionada pelo eixo do motor. A bomba de lavagem (elemento que provoca a exaustão dos gases de escape) é um compressor volumétrico (*blower*), que introduz pelas janelas de admissão uma grande quantidade de ar. O fluxo de ar empurra para fora, através de uma ou mais válvulas de escapamento, os gases de combustão e uma parte deste é retida quando as válvulas fecham. O pistão comprime fortemente o ar retido e, quando se aproxima do PMS, injeta-se o combustível que, ao queimar espontaneamente, gera a pressão necessária à produção de trabalho positivo.

Fase do ciclo	Transferência	Compressão	Combustão e Trabalho	Escape	Transferência	Compressão	Combustão e Trabalho	Escape	
Temperatura dos gases (°C)	20	200 a 400	2000 a 2800	500 a 1200	120	200 a 400	2000 a 2800	500 a 1200	
Pressão do gás (bar)	1	5 a 8	15 a 30	1 a 3	1	5 a 8	15 a 30	1 a 3	
Posição do pistão									
	0°	90°	180°	270°	360°	90°	180°	270°	360°
Rotação da árvore de manivelas	1				2				

Figura 1.13 – MIF 2T.

Após a expansão o pistão passa pelas janelas de admissão quando, novamente, o *blower* faz a lavagem dos gases de escape e proporciona a admissão. Nota-se que os processos descritos utilizam apenas dois cursos e, conseqüentemente, uma volta da manivela ($\kappa=1$). A mesma solução pode utilizar janelas de escape no cilindro, em lugar do uso de válvulas, simplificando o motor mecanicamente.

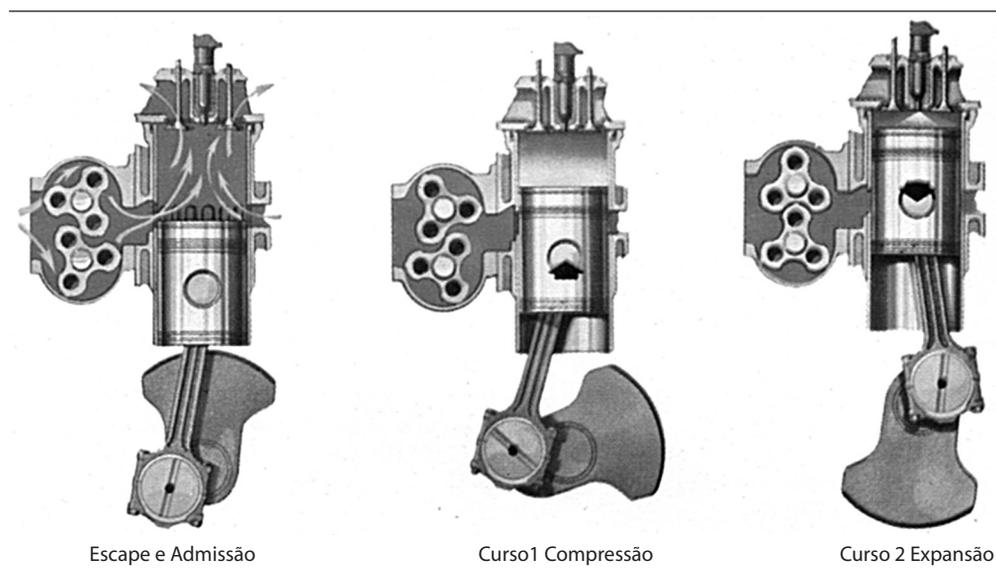


Figura 1.14 – Motor Diesel a 2T – concepção com válvulas de escape.

1.2.5 Diferenças fundamentais entre os motores de 2T e 4T

A tabela 1.3 apresenta de forma resumida as principais diferenças entre os motores de 2T e 4T.

Tabela 1.3 – Motores 2T e 4T.

Diferenças	4T	2T
Tempos x Ciclo Útil	2 voltas manivela	1 volta manivela
Fator de tempos	$\kappa=2$	$\kappa=1$
Sistema mecânico	Mais complexo	Mais simples Ausência de: Válvulas Eixo comando
Alimentação	Boa	Ruim Perda de mistura no escape Presença de lubrificante
Lubrificação	Boa	Ruim Presença de combustível

1.2.6 Diferenças fundamentais entre os motores ciclos Otto e Diesel a 4T

Do ponto de vista mecânico, não existem grandes diferenças entre os dois tipos de motores, a não ser a maior robustez do motor Diesel (decorrente da taxa de compressão necessária). Dessa forma, as principais diferenças são resumidas a seguir.

INTRODUÇÃO DO COMBUSTÍVEL

Nos motores Otto a mistura é introduzida, em geral, já homogeneizada e dosada. A exceção se faz para os motores de ignição por centelha de injeção direta de combustível (GDI), nos quais somente ar é admitido e a injeção de combustível é realizada diretamente no interior do cilindro. Nos motores ciclo Diesel – MIE admite-se apenas ar, e o combustível é injetado finamente pulverizado ao final do curso de compressão, pelo qual, em pouquíssimo tempo, deverá se espalhar e encontrar o oxigênio do ar. Esse fato faz com que nos MIE seja necessário um sistema de injeção de alta pressão. Por outro lado, torna-se difícil obter rotações elevadas nesses motores, pois, ao aumentar o ritmo do pistão, torna-se improvável a combustão completa do combustível, introduzido na última hora.

IGNIÇÃO

Nos MIF a ignição é provocada por uma faísca, necessitando de um sistema elétrico para produzi-la. Nos motores ciclo Diesel a combustão ocorre por autoignição, pelo contato do combustível com o ar quente – TAI.

TAXA DE COMPRESSÃO

Nos MIF a taxa de compressão será relativamente baixa para não provocar autoignição, já que o instante apropriado da combustão será comandado pela faísca. Nos MIE a taxa de compressão deve ser suficientemente elevada, para ultrapassar a temperatura de autoignição do combustível – TAI (veja tabelas 1.1 e 1.2).

1.3 Outras classificações

1.3.1 Quanto ao sistema de alimentação de combustível

Os motores ciclo Otto são alimentados por combustível por meio de um carburador ou de um sistema de injeção de combustível. O carburador ainda é

utilizado em aplicações de baixa potência nas quais as limitações de emissão de poluentes são menos restritivas do que em aplicações automotivas. A injeção de combustível, além de mais precisa permite melhores resultados no controle de emissões podendo ocorrer no coletor de admissão ou diretamente na câmara de combustão (*GDI – Gasoline Direct Injection*). A Figura 1.15 apresenta esquematicamente um carburador.

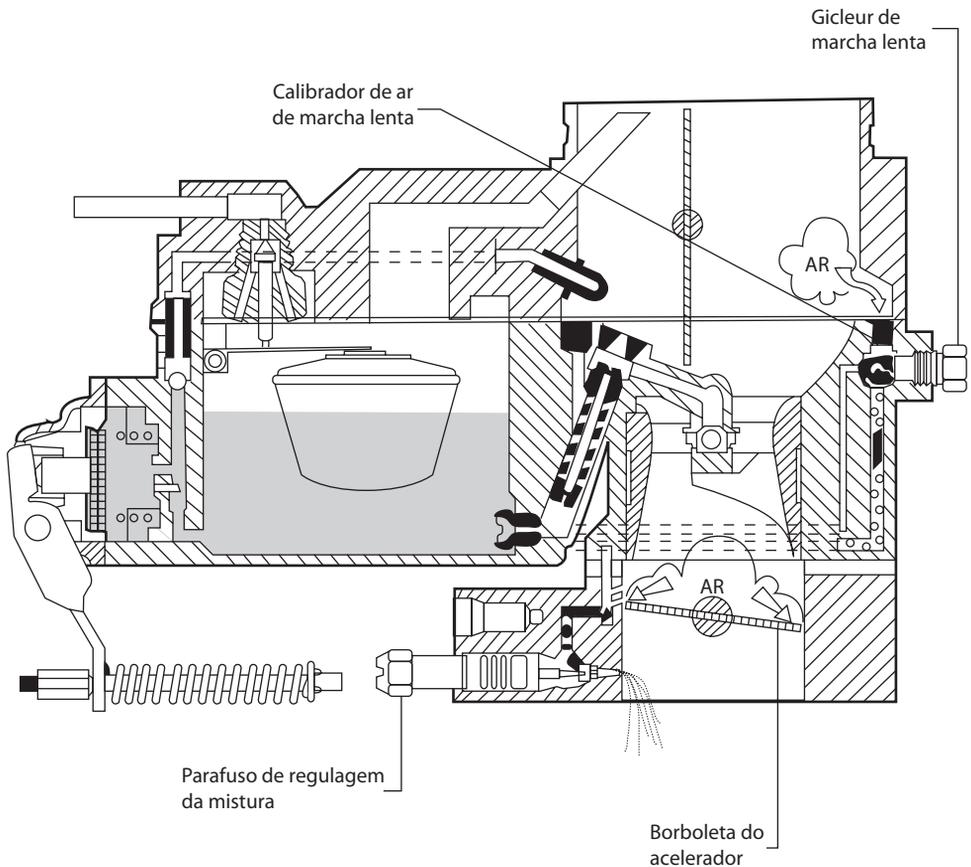


Figura 1.15 – Alimentação de combustível – MIF – Carburador. [D]

A Figura 1.16, apresenta as diferenças entre os sistemas de injeção de combustível *PFI* – *Port Fuel Injection* e *GDI* – *Gasoline Direct Injection*.

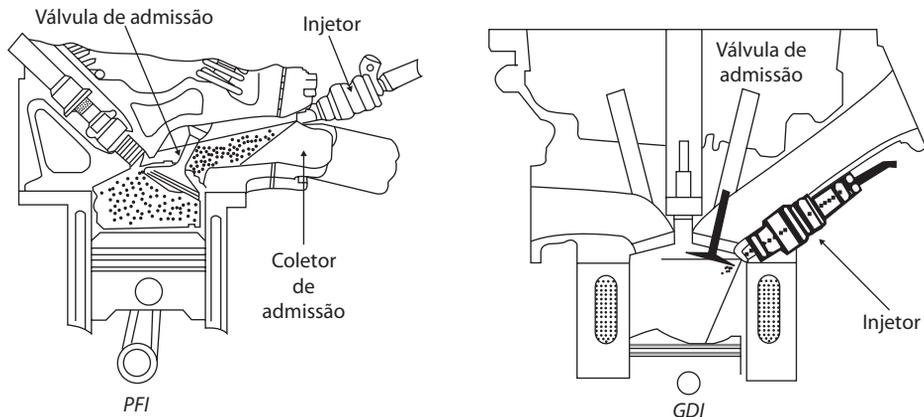


Figura 1.16 – Alimentação de combustível – *PFI* & *GDI* – ciclo Otto.

A Figura 1.17 apresenta o esquema de um sistema de injeção de combustível aplicado aos MIEs, onde o combustível é injetado durante a compressão no interior da câmara de combustão, atualmente com pressões no entorno de 2.000 bar. Em capítulos posteriores estes temas serão detalhados.

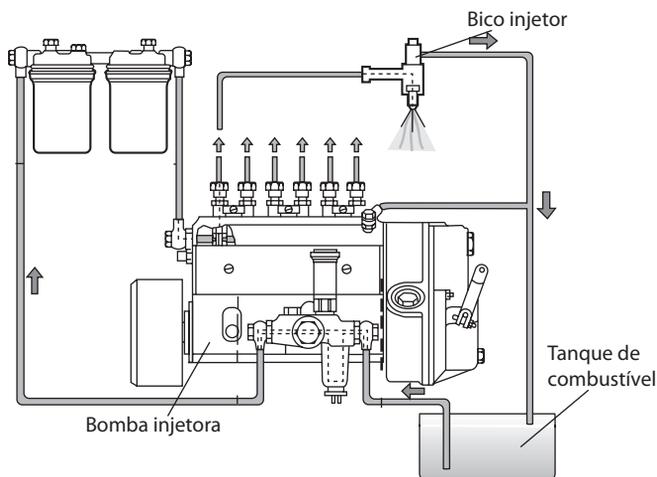


Figura 1.17 – Alimentação de combustível – ciclo Diesel. [A]

1.3.2 Quanto à disposição dos órgãos internos

Esta classificação está relacionada com a dimensão possível do conjunto. A Figura 1.18 (a) mostra esquematicamente 3 disposições típicas: cilindros em linha, em V e opostos ou *boxer*. A Figura 1.18 (b) mostra dois exemplos de motores aeronáuticos: um *boxer* e outro radial – este com cilindros dispostos radialmente em torno do virabrequim.

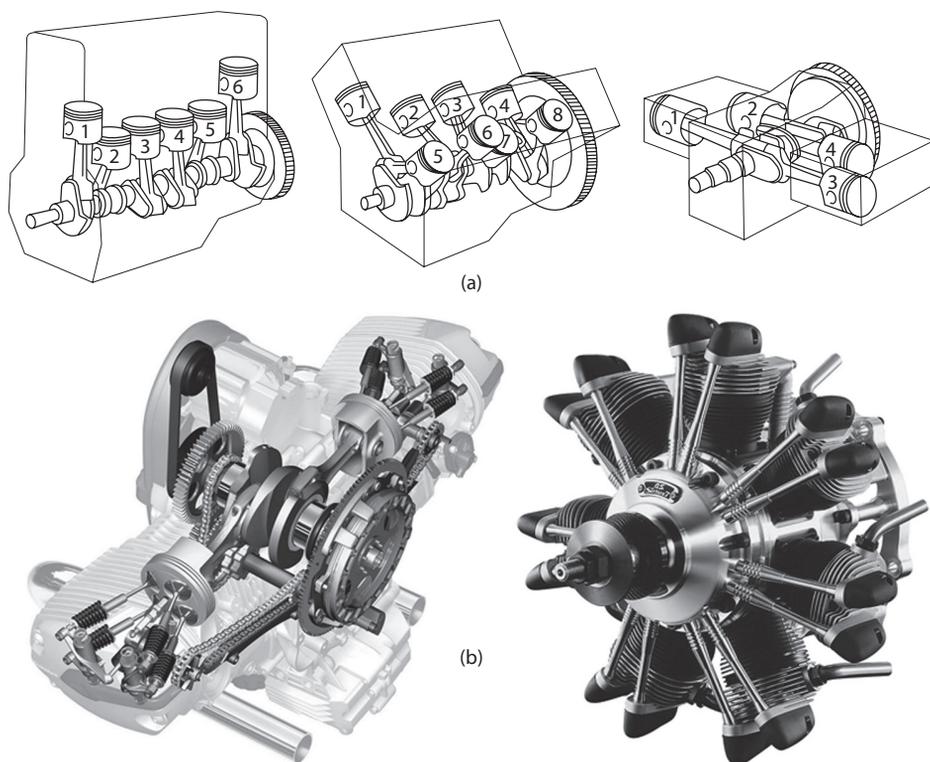


Figura 1.18 – Disposição dos cilindros. [C]

A Figura 1.19, apresenta esquematicamente motores ciclo Diesel nas versões em linha e em V.

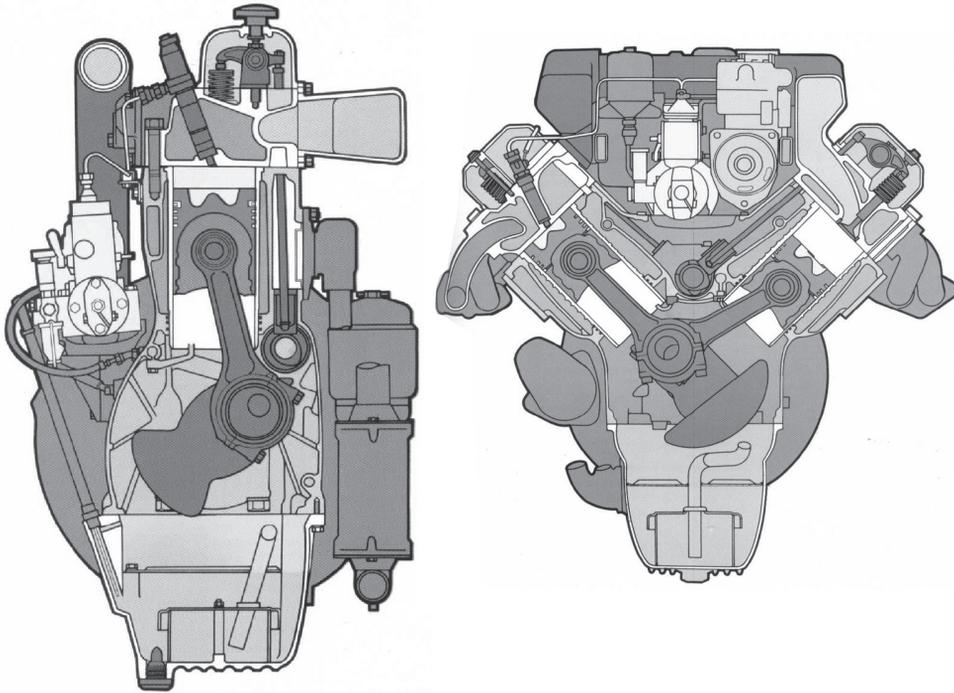


Figura 1.19 – Disposição dos cilindros – em linha e em V.

1.3.3 Quanto ao sistema de arrefecimento

O trabalho gerado da combustão resulta uma parcela significativa de atrito e calor. Para a manutenção da vida dos componentes faz-se necessário o arrefecimento de algumas áreas e componentes. O arrefecimento pode ser realizado com ar (geralmente em motores pequenos) ou com água. A seguir são apresentadas as vantagens e desvantagens de cada sistema:

Sistema de arrefecimento a ar:

- Vantagem: mais simples.
- Desvantagem: menos eficiente e menos homogênea.

Sistema de arrefecimento à água:

- Vantagem: mais eficiente, reduzindo o ruído do motor.
- Desvantagem: complexidade.

A Figura 1.20 apresenta esquematicamente estes sistemas. Num capítulo posterior, serão revistos e dimensionados estes sistemas de arrefecimento, assim como apresentados com maiores detalhes.

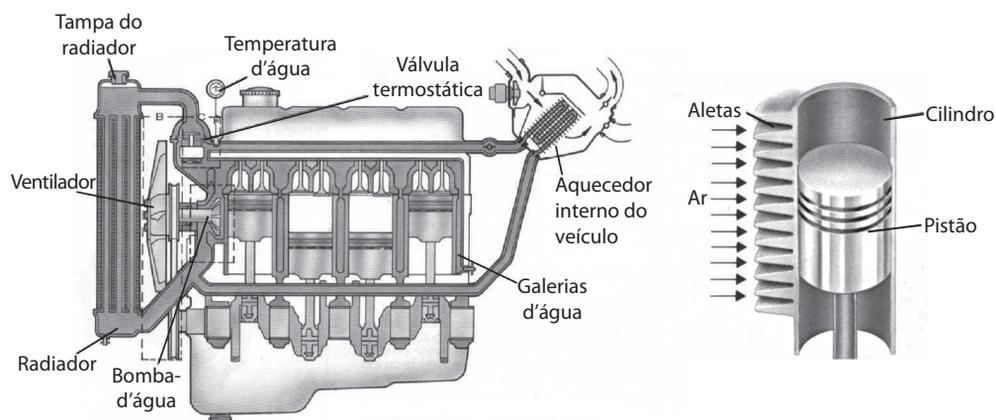


Figura 1.20 – Sistemas de arrefecimento – água e ar. [C]

1.3.4 Quanto às válvulas

A abertura e o fechamento das válvulas são usualmente realizados pelo eixo comando de válvulas, assim acaba gerando uma classificação relativa à posição desse no sistema. A Figura 1.21 mostra um sistema típico no qual o trem que movimenta as válvulas é formado por: tuchos, hastes e balancins. Esse sistema, além de complexo, permite folgas que acabam por comprometer o desempenho dos motores. A Figura 1.22 apresenta o eixo comando agindo diretamente sobre as válvulas.

Além dessa classificação quanto à posição do eixo comando, os motores também podem apresentar mais que uma válvula na admissão e/ou escape. Num capítulo posterior, serão

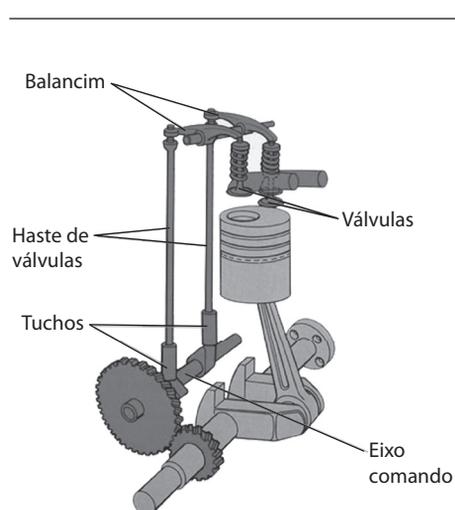


Figura 1.21 – Sistemas de acionamento das válvulas. [C]

revisados e dimensionados esses sistemas de admissão de ar, assim como apresentados com maiores detalhes.

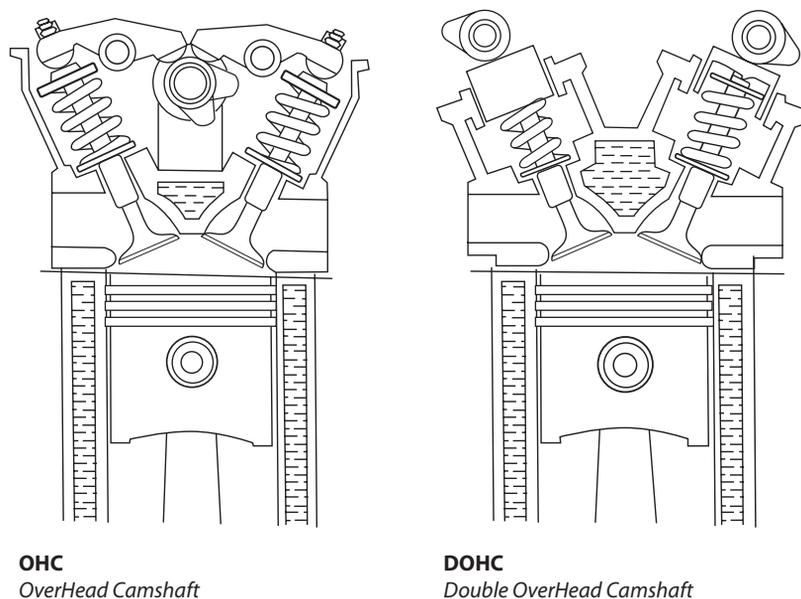


Figura 1.22 – Acionamento das válvulas no cabeçote.

1.3.5 Quanto à alimentação de ar

O desempenho de um motor de combustão interna está fortemente associado à quantidade de ar admitido e retido no interior dos cilindros, pois, quanto mais ar é admitido, maior também será a quantidade de combustível a ser adicionado e posteriormente oxidado.

O fluxo de ar para o interior dos cilindros no tempo de admissão se dá em função da geração de um gradiente de pressão entre o coletor de admissão e o cilindro. No caso em que esse gradiente é ocasionado unicamente pelo deslocamento do pistão do PMS para o PMI, o que gera uma depressão no interior do cilindro, e não havendo nenhum dispositivo que eleve a pressão no coletor de admissão acima da pressão atmosférica, tem-se o motor denominado naturalmente aspirado. Nesses motores, o gradiente de pressão no processo de admissão é limitado pela pressão de admissão, que será no máximo a pressão atmosférica. Com a finalidade de aumentar esse gradiente e, conseqüentemente, a massa de ar admitida pelo motor, surgiram os motores sobrealimentados. Nesses motores, existem dispositivos que elevam a pressão

no coletor de admissão acima da pressão atmosférica.

Um desses dispositivos é o turbocompressor, que utiliza os gases de escape para gerar trabalho numa turbina e transferi-lo para o compressor, que por sua vez se encarrega de aumentar a pressão no coletor de admissão. Outra forma de sobrealimentação é a mecânica, na qual o compressor é acionado mecanicamente pelo motor e comprime o ar no coletor de admissão e no interior da câmara de combustão durante a admissão. As figuras 1.23 e 1.24 apresentam o sistema denominado turbocompressor enquanto a Figura 1.25 apresenta um compressor mecânico tipo *roots*.

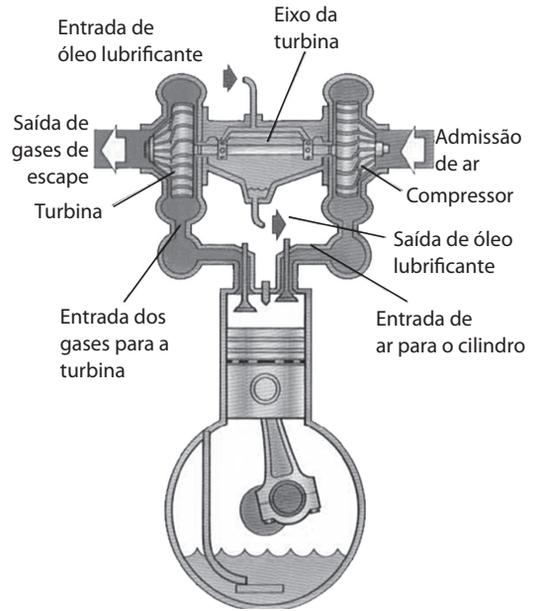


Figura 1.23 – Motor com turbocompressor. [F]

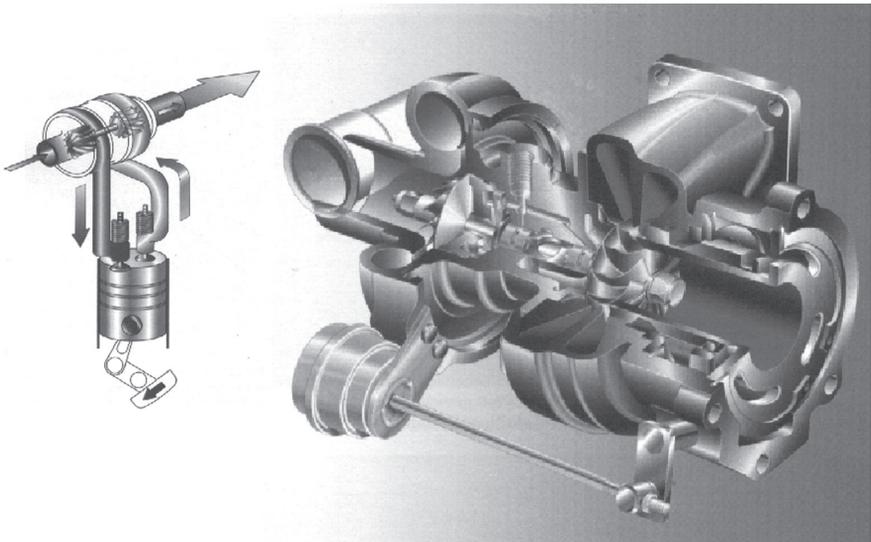


Figura 1.24 – Turbocompressor. [F]

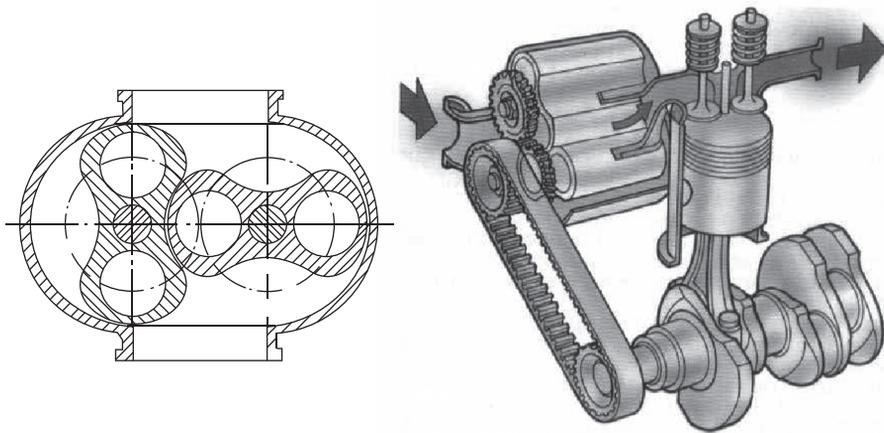


Figura 1.25 – Compressor mecânico. [C]

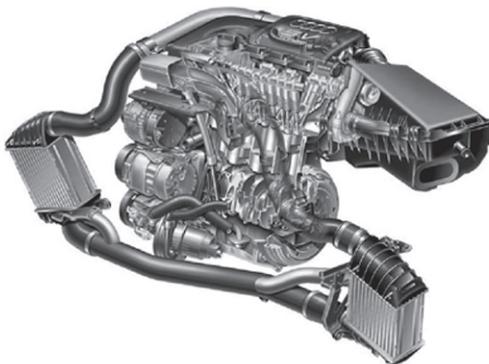
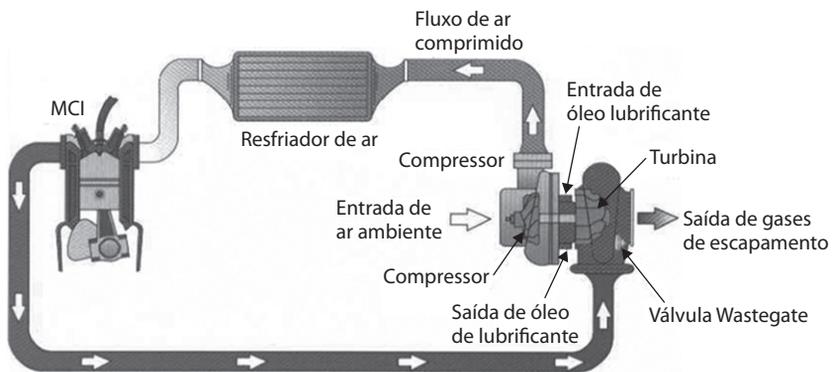


Figura 1.26 – Turbocompressor associado a resfriador. [F]

O processo de compressão do ar acarreta o aumento da temperatura deste. Esse aumento ocasiona a redução da massa específica do ar em comparação a uma condição de mais baixa temperatura. A fim de se minimizar esse efeito de redução da massa específica (densidade) do ar gerado pelo aumento de temperatura na compressão, foram concebidos resfriadores que reduzem a temperatura após a saída do compressor. A Figura 1.26 apresenta um motor com o sistema turbocompressor associado a um resfriador de ar (ar-ar), aumentando ainda mais a massa introduzida no interior dos cilindros.

A Figura 1.27 mostra uma das vantagens da utilização da sobrealimentação somada ao resfriamento do ar. A redução no tamanho dos motores para a mesma potência é conhecida como *downsizing* e muito utilizada neste início de século na Europa (veja o item 1.3.9).

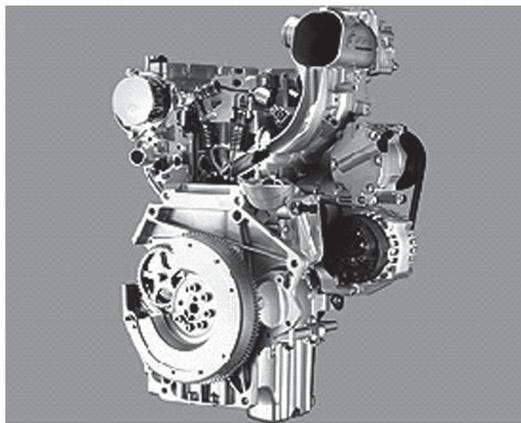


Figura 1.27 – Downsizing – $z = 2$ @ 0,9L @ turbocharged. [1]

1.3.6 Quanto à relação entre diâmetro e curso do pistão

Outra forma de classificar os MCIs é por meio da relação diâmetro-curso do pistão. Com essa classificação tem-se:

- Motor quadrado: quando o diâmetro do pistão é igual ao curso ($D = s$). Esses motores apresentam bom desempenho em todas as rotações.
- Motor subquadrado: quando o diâmetro é menor que o curso ($D < s$). Esses motores apresentam torque e potência em baixas rotações, sendo um exemplo o motor VW AP-2000 – 827 (82,5 mm x 92,8 mm).

- Motor superquadrado: quando o diâmetro é maior que o curso ($D > s$), caracterizando motores de veículos esportivos com torque e potência em altas rotações.

O expediente de usar o mesmo bloco em motores de diversas cilindradas é bastante comum no mercado brasileiro. A tabela 1.4 apresenta uma compilação histórica de motores nacionais.

Tabela 1.4 – Diâmetro e curso de diferentes motores.

Motor	V_d (cm^3)	S (cm)	D (cm)	Potência@Rotação (kW@rpm)	Torque@Rotação (Nm@rpm)	Classificação
VW 1.6	1596	81,0	77,4	66@5600	132@2600	Superquadrado
VW 2.0	1984	82,5	92,8	92@5800	191@3000	Subquadrado
Fiat 1.6	1590	86,4	67,4	62@5700	129@3250	Superquadrado
GM 2.5	2471	101,6	76,2	60@4400	168@2500	Superquadrado
Ford 1.8	1781	81,0	86,4	68@5200	152@2800	Subquadrado
GM 2.0	1988	86,0	86,0	81@5600	170@3000	Quadrado
VW 1.8	1781	81,0	86,4	71@5200	153@3400	Subquadrado
Fiat 1.5	1498	86,4	63,9	60@5200	125@3500	Superquadrado
Ford 1.6	1555	77,0	83,5	54@5200	123@2400	Subquadrado
GM 1.8	1796	84,8	79,5	95@5600	148@3000	Superquadrado

1.3.7 Quanto à rotação

Quanto à rotação, os MCIs são classificados em:

- Rápidos: $n > 1500$ rpm.
- Médios: $600 < n < 1500$ rpm.
- Lentos: $n < 600$ rpm.

1.3.8 Quanto à fase do combustível

Esta classificação divide os motores entre aqueles que utilizam combustíveis líquidos e os gasosos.

1.3.9 Quanto à potência específica

As exigências impostas às emissões de poluentes têm tornado antieconômica a aplicação de motores ciclo Diesel em automóveis de passeio na Europa. Com isso, o mercado está retomando a utilização de motores ciclo Otto, mas com maior potência específica (equação 1.10).

$$Ne_{\text{específica}} = \frac{Ne}{V_T}. \quad \text{Eq. 1.10}$$

Onde:

$Ne_{\text{específica}}$: potência efetiva específica.

Ne : potência efetiva.

V_T : cilindrada total – V_d

Observa-se nestes motores:

- Aumento da potência e torque sem aumentar a cilindrada total – V_T , via de regra obtido por meio de sobrealimentação.
- Redução da cilindrada total – V_T , mantendo a mesma potência.
- Redução do número de cilindros – z .

Seja qual for o caso, o objetivo principal está na redução do consumo de combustível e emissão de gases poluentes, graças à:

- Redução das perdas por bombeamento em decorrência do menor volume varrido pelos pistões a cada revolução do motor e da maior pressão no interior da câmara de combustão.
- Redução da transferência de calor devida à redução de área de superfície interna e, conseqüentemente, maior aproveitamento da energia térmica na realização de trabalho de expansão.
- Redução das perdas por atrito devida à menor dimensão das partes móveis.

Este último ponto é fundamental, pois a redução é mais eficiente quando a energia específica não representa um aumento na rotação do motor, mas o aumento do torque em toda a faixa de rotações (por meio da melhoria de enchimento dos cilindros, também chamada de eficiência ou rendimento volumétrico, cuja conceituação será apresentada no Capítulo 3 – Propriedades e curvas características dos motores). As estratégias adotadas de otimização, para melhorar o enchimento dos cilindros são:

- Quatro válvulas por cilindro.
- Eixo comando de válvulas variável na admissão e/ou escapamento.
- Sobrealimentação.

A utilização do *downsizing* não pode ser apresentada como uma nova estratégia, pois os motores vêm sofrendo redução em seus deslocamentos volumétricos progressivamente desde o início da indústria automotiva, passo a passo, dependendo da disponibilidade de tecnologias. A redução do consumo de combustível proporcionada pelo *downsizing* é mais expressiva em cargas parciais por causa da redução das perdas por bombeamento causadas pela borboleta de aceleração. Um exemplo de tipo de utilização do veículo no qual o *downsizing* pode trazer reduções de consumo é o ciclo urbano, no qual é predominante a utilização de regimes de cargas parciais (borboleta parcialmente aberta). E para que se atinjam valores de potência e torque comparáveis aos motores de maior cilindrada, é necessário que se empreguem formas de sobrealimentação, sendo a turbocompressão a mais usual.

A tabela 1.5 a seguir mostra que a tendência dos motores automotivos é um constante aumento da carga específica. Pode-se notar que a potência específica dos motores sobrealimentados ciclo Diesel é comparável ao de motores naturalmente aspirados ciclo Otto, mas com um torque específico que está no entorno de 1,5 vez maior.

Tabela 1.5 – Incremento de potência e torque específicos.

Ciclo	Alimentação	Atual		Futura	
		Potência específica (kW/L)	Torque específico (Nm/L)	Potência específica (kW/L)	Torque específico (Nm/L)
Diesel	Sobrealimentado	65	150	80	200
Otto	Naturalmente aspirados	65	100	65	100
	Sobrealimentado	110	200	130	250

O tema *downsizing* deverá ser aprofundado em outras fontes específicas ou revistas atualizadas.

1.4 Motores rotativos

Nesses motores, o trabalho é obtido diretamente de um movimento de rotação, não existindo, portanto, o movimento alternativo ou de “vaivém”.

1.4.1 Turbinas a gás

A turbina a gás é um motor rotativo de combustão interna, uma vez que utiliza os gases produzidos por uma combustão para o seu acionamento. O ciclo termodinâmico que representa a turbina a gás simples é o ciclo Brayton. Exis-

tem diversas possibilidades de modificação para melhorar o rendimento desse ciclo, entretanto, não serão estudadas neste texto, e o leitor deverá recorrer à literatura especializada.

A configuração mais simples de uma turbina a gás é obtida pelo agrupamento de três subsistemas:

- Um compressor que comprime ar numa câmara de combustão.
- Uma câmara de combustão onde o combustível queima com o oxigênio do ar.
- Uma turbina, propriamente dita, que gira, acionada pelos gases de combustão.

O compressor é acionado pela turbina, à qual é ligado por um eixo e parte do trabalho desta é utilizado para essa finalidade. O trabalho da turbina, descontado do trabalho do compressor, é a energia útil do sistema. A Figura 1.28 mostra esquematicamente uma turbina a gás.

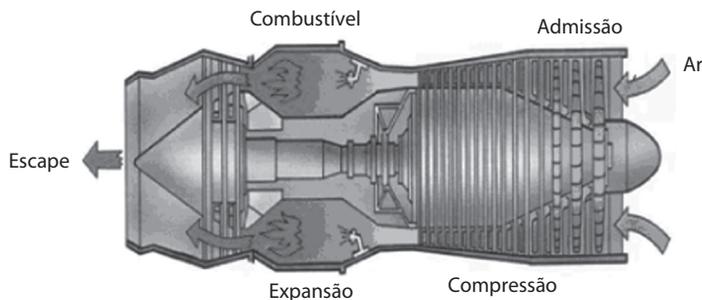


Figura 1.28 – Exemplo de uma turbina a gás. [G]

A aplicação desse equipamento pode ser realizada de duas formas distintas.

Forma 1: utilizando diretamente o trabalho do eixo, por exemplo, acionando geradores elétricos, hélices de avião (turbo-hélice), navios, helicópteros, bombas hidráulicas e outros. A Figura 1.29 mostra uma turbina a gás que aciona um gerador elétrico de 109 MW enquanto a Figura 1.30 mostra um turbo-hélice.

Forma 2: aproveitando a energia do jato dos gases de escape, acelerados por um bocal, nesse caso o motor é impelido pela força de reação dos gases e, na realidade, é um motor de impulso, e não um motor rotativo (é o caso, por

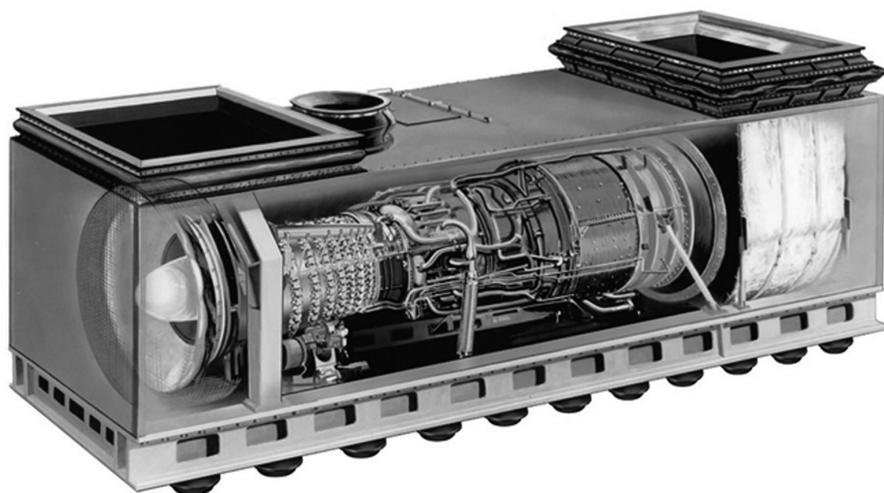


Figura 1.29 – Sistema de turbina a gás para acionamento de gerador elétrico. [H]

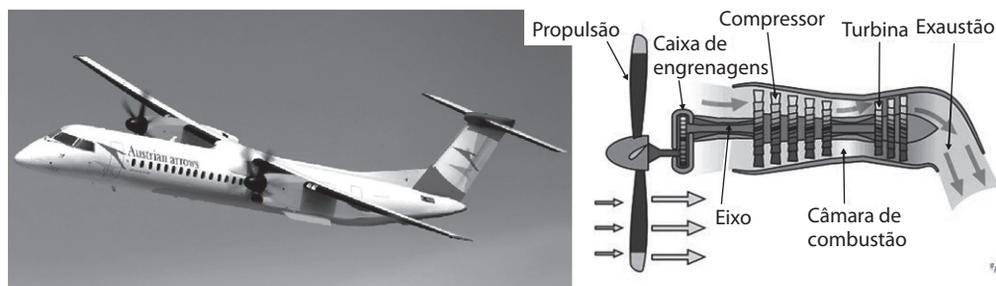


Figura 1.30 – Turbo-hélice. [G]

exemplo, do turbo jato ou suas variantes, usados na aviação). Nessa aplicação o sistema de turbina a gás, constituído de compressor, câmara de combustão e turbina é utilizado como “gerador de gases”, sendo que o elemento fundamental é o compressor, responsável pela introdução de um grande fluxo de ar. A turbina tem a função de acionamento do compressor. A Figura 1.28 mostra os componentes de um turbo jato, enquanto a Figura 1.31 mostra esquematicamente uma turbina Rolls-Royce.

Na comparação da turbina a gás com os motores alternativos, pode-se ressaltar que nestas os processos acontecem continuamente, enquanto que nos alternativos, os processos são intermitentes. Isso causa uma diferença

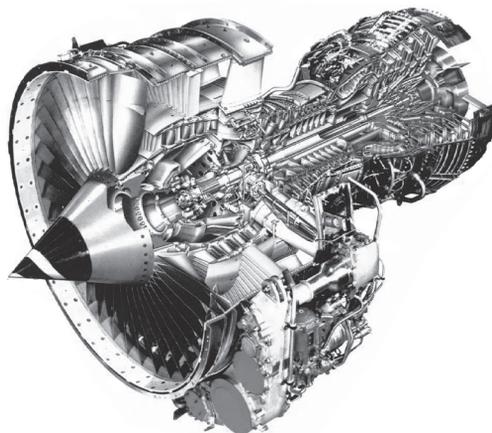


Figura 1.31 – Turbina a gás – componentes internos. [G]

fundamental, já que no sistema de turbina a gás as regiões frias e quentes são separadas. Assim, a câmara de combustão e a turbina estão continuamente sujeitas ao contato com os gases quentes, precisando controlar a temperatura desses.

Nos motores alternativos os processos quentes e frios acontecem no mesmo espaço, dando origem a uma temperatura média relativamente baixa, uma vez que os materiais assumirão a média das temperaturas ao longo do ciclo. A Figura 1.32 mostra simultaneamente os tempos ocorrendo num motor rotativo e noutro alternativo.

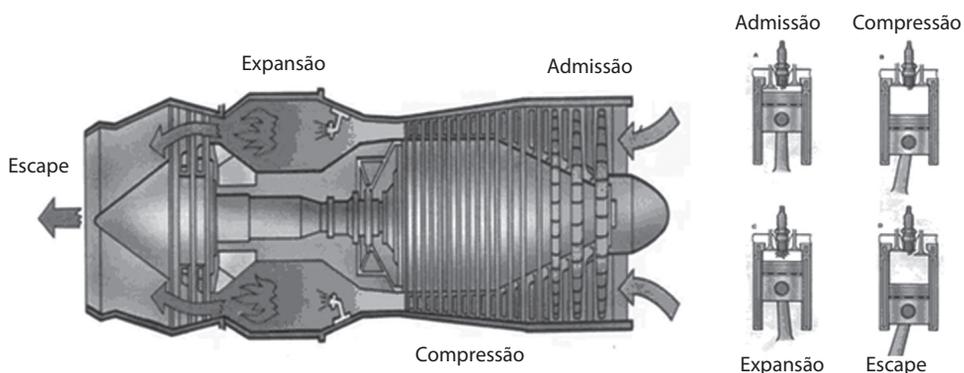


Figura 1.32 – Turbina a gás x motor alternativo. [G]

1.4.2 Motor Wankel

O motor Wankel é constituído fundamentalmente de um rotor, aproximadamente triangular e de um estator, cujo formato geométrico é gerado pela posição dos três vértices do rotor durante o seu movimento. Apesar de ser considerado um motor rotativo, o rotor sofre movimentos de translação associados à rotação. A Figura 1.33 indica o movimento do rotor, guiado pela engrenagem central, evidenciando que o rotor não gira em torno de seu eixo, o que provoca deslocamentos laterais.

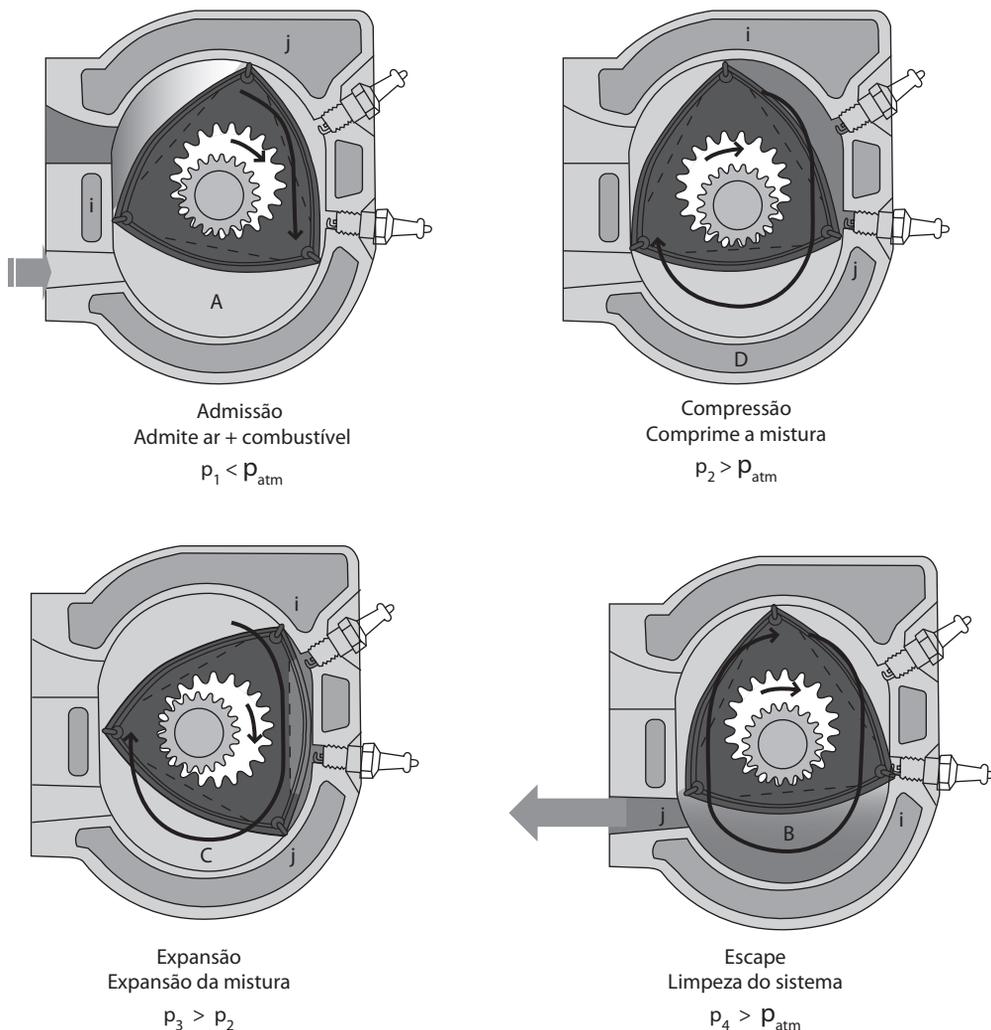


Figura 1.33 – Sequência das posições do rotor do motor Wankel, ao longo de sua rotação. [C]

Para compreender o funcionamento do sistema o leitor deve acompanhar apenas uma das faces do rotor (veja na Figura 1.33 a face $i - j$) e verificará que esta realiza todos os processos observados no motor alternativo de pistão. De forma não fasada, esses processos acontecerão nas outras duas faces.

Nota-se que, em razão da relação das engrenagens, uma das faces completará uma volta somente após três voltas do eixo do motor, portanto, para cada face do rotor, será realizado trabalho positivo somente a cada três voltas do eixo. Entretanto, como a cada volta do rotor as três faces realizam trabalho positivo, conclui-se que se realiza trabalho positivo a cada volta do eixo do motor, o que é equivalente a um motor alternativo – MIF a 2T. A ausência de válvulas e a simplicidade do motor tornam seu uso interessante, nas mesmas aplicações do motor alternativo. As desvantagens básicas que apresenta são:

- Necessidade de lubrificante misturado com o combustível, como no motor a 2T.
- Desgaste prematuro das lamina de vedação dos vértices do rotor (Figura 1.34).
- Grande diferença de temperaturas entre o lado quente e o lado frio, provocando deformação da pista do estator sobre a qual gira o rotor.



Figura 1.34 – Rotor Wankel. [3]

Para a produção de maiores potências, podem-se utilizar dois ou mais rotores em série sobre o mesmo eixo, com posições defasadas, o que auxilia no balanceamento conforme apresentado na Figura 1.35. A Figura 1.36, mostra fotografias dos principais componentes de um motor Wankel.

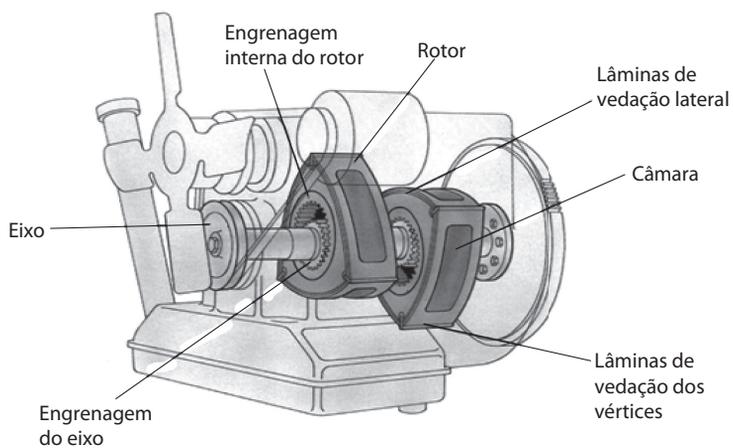


Figura 1.35 – Motor Wankel com dois rotores.

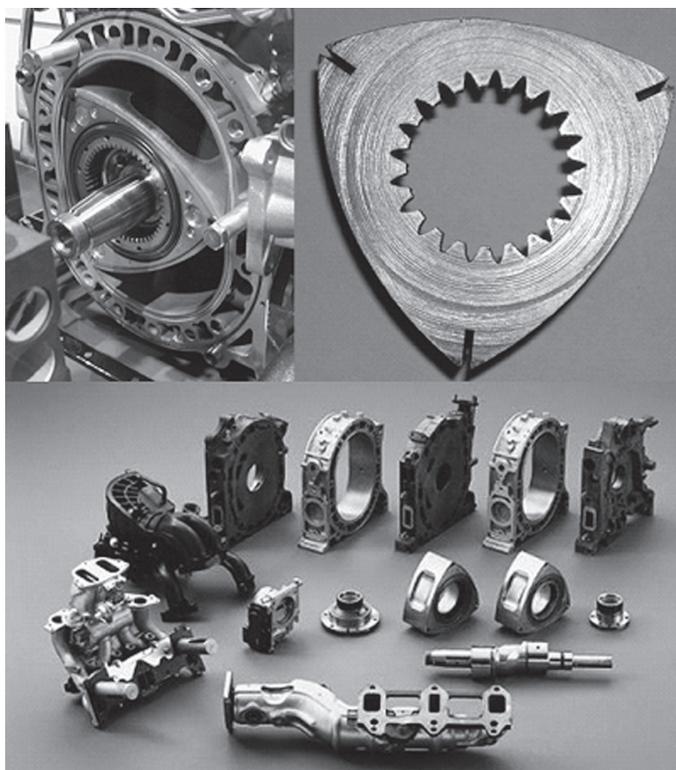


Figura 1.36 – Fotografias de um motor Wankel.

Para correlação da cilindrada dos rotativos Wankel com os convencionais alternativos, desenvolveu-se a equação 1.10.

$$V_d = B \cdot e \cdot R \frac{4K}{K-1} \operatorname{sen} \frac{180^\circ}{K} \quad \text{Eq. 1.11}$$

Onde:

B – largura do rotor.

e – excentricidade do rotor.

R – raio da circunferência circunscrita pelo rotor.

K – número de câmaras.

$$z = K - 1 \quad \text{Eq. 1.12}$$

Sendo z o número de cilindros de um motor alternativo equivalente. A Figura 1.37 apresenta o motor Mazda 1991 RX7 com 4 rotores em série que venceu as 24 Horas de Le Mans. A Figura 1.38 mostra o carro Mazda RX8 equipado com um motor Wankel de dois rotores.

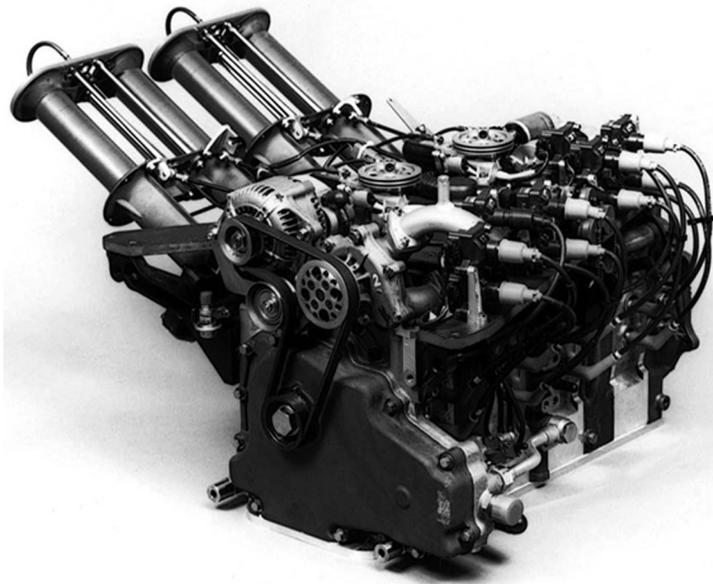


Figura 1.37 – Motor Mazda 1991 RX7.



Figura 1.38 – Carro: Mazda RX8.

1.5 Histórico

Cabe, nesta introdução, um pequeno aceno histórico para que o leitor tenha uma ideia dos pioneiros dos motores, alguns dos quais a eles ligaram seus nomes. O MIF 4T é baseado nos princípios de funcionamento apresentados por Beau de Rochas em 1862, entretanto, o aperfeiçoamento e a aplicação prática desses motores deve-se a Nikolaus August Otto em 1876. Por causa disso, esse motor é normalmente denominado “motor Otto”.

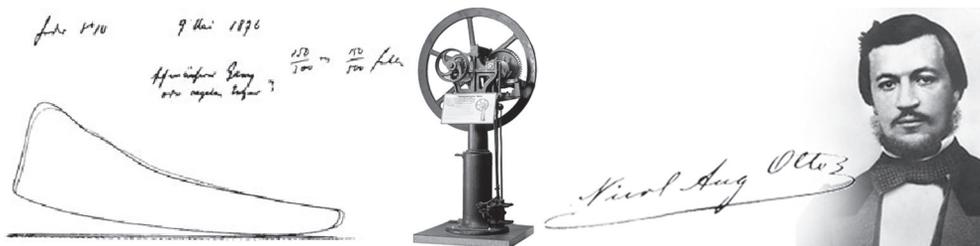
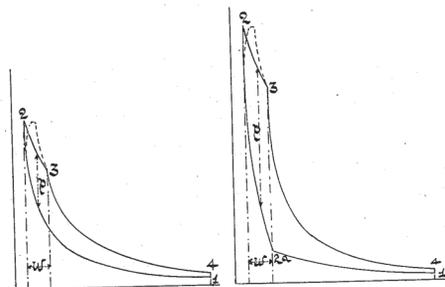


Figura 1.39 – Nikolaus August Otto. [D]

O princípio de funcionamento do motor a 2T de ignição por faísca deve-se a Dugald Clerk em 1878. Já o motor de ignição espontânea foi desenvolvido inicialmente por Rudolf Christian Karl Diesel em 1892, daí ser comumente chamado de “motor Diesel”.



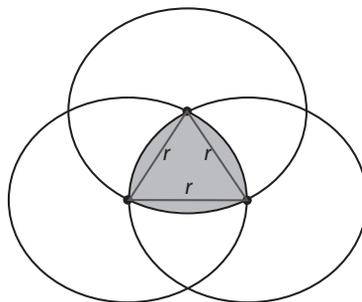
WITNESSES:
Chas. M. Arnold
Eugenie A. Periside

INVENTOR:
Rudolf Diesel,
 BY
Alfred Schubert
 ATTORNEY

Figura 1.40 – Rudolf Diesel e seus manuscritos. [E]

A turbina a gás, na sua forma mais simples é a execução prática do ciclo Brayton (1873), mas o seu desenvolvimento procedeu-se realmente nos últimos 80 anos, principalmente durante a Segunda Guerra Mundial, quando houve necessidade de grandes potências com motores leves, isto é, grandes potências específicas.

Os motores rotativos tiveram seu estudo iniciado antes de 1920, mas a sua execução foi retardada até 1960, quando Wankel e Froede puderam construir um motor economicamente competitivo e de fácil execução. A produção inicial do motor, que leva o nome do seu idealizador, deve-se à fábrica alemã NSU, em 1963.



A câmara de combustão é o resultado da intersecção de 3 cilindros - epitrocoide

Figura 1.41 – Dr. Felix Wankel e a epitrocoide. [D]

1.6 Aplicações

As aplicações de um dado tipo de motor numa certa área são função de suas características gerais. Entre essas, pode-se destacar: peso, volume, ruído, confiabilidade, facilidade de manutenção, consumo de combustível, vida útil, vibrações, potência máxima, custo de operação e emissões.

A importância de cada uma dessas características, em cada aplicação particular, em geral, não deixa dúvidas sobre a opção do tipo de motor a ser utilizado. Em certos casos, porém, existe uma superposição de características desejáveis, que permitiria adotar duas ou mais soluções. Nesse caso, o *know-how* do fabricante é quem decide, já que ninguém se aventuraria em novas soluções, quando já se tem alguma satisfatória. Assim, dentro das possíveis superposições que possam existir, bem como dos possíveis casos particulares que o leitor possa ter observado, apresenta-se, a seguir, uma indicação geral das principais aplicações dos diversos tipos de MCI.

Os motores Otto a 4T (MIF – 4T) caracterizam-se por uma baixa relação peso-potência e volume-potência, desde que a potência máxima seja relativamente baixa (400 kW ou cerca de 540 cv).

Outras características próprias desses motores são a suavidade de funcionamento em toda a faixa de uso, o baixo custo inicial e sistemas de controle de emissões relativamente simples e baratos. Essas características tornam esse motor adequado à aplicação em automóveis, apesar de serem utilizados em pequenos veículos de transporte, embarcações esportivas, aplicações estacionárias e pequenos aviões, sempre para potências relativamente baixas.



Figura 1.42 – Aplicações típicas de motores a 4T ciclo Otto.

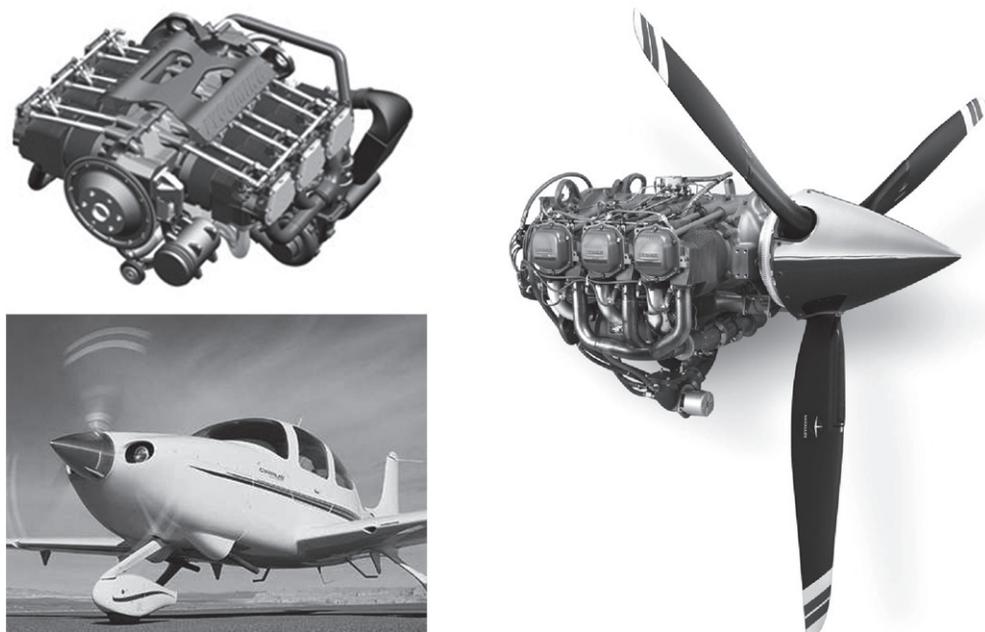


Figura 1.43 – Aplicações aeronáuticas de motores a 4T.

Os MIFs – 2T limitam-se a pequenas potências. O seu custo inicial para uma mesma potência é menor que o dos MIFs – 4T, entretanto, por conta do elevado consumo específico e aos problemas de lubrificação que reduzem a sua vida útil, não são usados para potências elevadas, nas quais seu uso torna-se antieconômico. Além disso, em geral, são ruidosos, instáveis em certas faixas de funcionamento e extremamente poluentes. Por causa dessas características, o seu uso limita-se a pequenas motocicletas, pequenos barcos, motosserras, cortadores de grama, geradores, pequenas aplicações estacionárias, etc.

Os motores ciclo Diesel têm eficiência térmica elevada (esta definição será explicada no Capítulo 3 – Propriedades e curvas

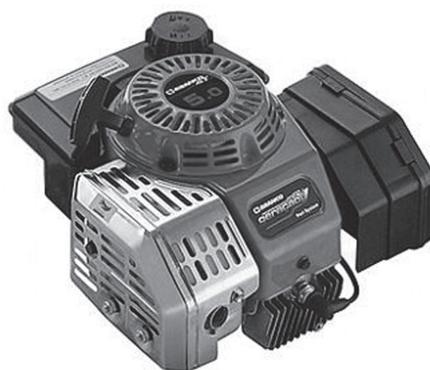


Figura 1.44 – Aplicações náuticas – MIF 2T. [I]

características dos motores), baixo custo de operação, vida longa, mas custo inicial elevado e pouca suavidade de funcionamento. Em certas aplicações sua potência ultrapassa 20.000 kW (30.000 cv), sendo que, acima de 3.000 kW (4.000 cv), em geral, são a 2T já que não apresentam as mesmas desvantagens do MIF – 2T. O seu emprego realiza-se em caminhões, ônibus, propulsão marítima, locomotivas, máquinas agrícolas e de terraplanagem, instalações estacionárias, automóveis dentro de certas restrições e raramente em aviação.



Figura 1.45 – Aplicações típicas de motores a 4T, ciclo Diesel.

A Figura 1.46 mostra a aplicação marítima de um motor ciclo Diesel 2T. Como descrito anteriormente, nesses casos, a bomba de lavagem é um compressor volumétrico (*blower*), que introduz pelas janelas de admissão uma grande quantidade de ar.

As turbinas a gás apresentam como principal característica uma baixa relação peso-potência, principalmente para elevadas potências. Por causa dessa característica têm sua maior aplicação em aviação, mas seu uso estende-se a instalações estacionárias e propulsão marítima e ferroviária.

O motor Wankel é uma alternativa ao motor Otto a 4T na aplicação em veículos de passeio.

É importante ressaltar novamente que, em certos casos, pode haver uma migração de certo tipo de motor de um campo mais indicado para outro, entretanto serão casos esporádicos e particulares provocados por alguma razão peculiar.

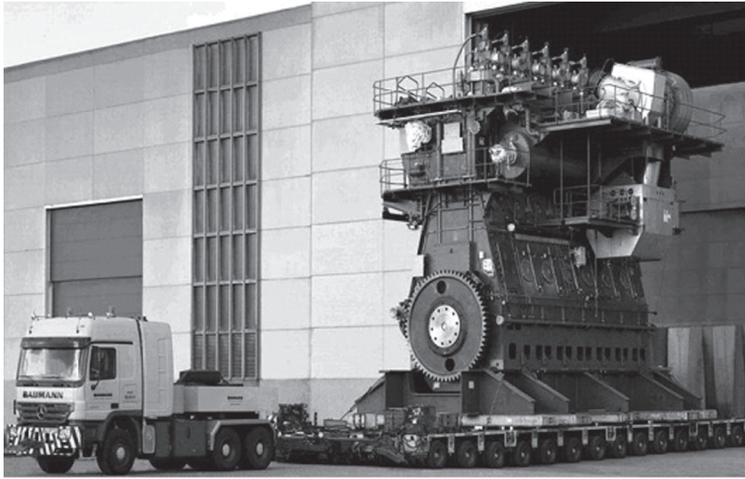


Figura 1.46 – MIE 2T – Aplicação marítima.

EXERCÍCIOS

- 1) Um motor alternativo tem 4 cilindros de diâmetro 8,2 cm e curso 7,8 cm e uma taxa de compressão 8,5. Pede-se:
 - a) A cilindrada ou deslocamento volumétrico do motor em cm^3 ;
 - b) O volume total de um cilindro;
 - c) O volume morto.

Respostas:

a) 1.648 cm^3 ; b) 467 cm^3 ; c) 55 cm^3 .

- 2) Um motor de 6 cilindros tem uma cilindrada de 5,2 L. O diâmetro dos cilindros é 10,2 cm e o volume morto é $54,2 \text{ cm}^3$. Pede-se:
 - a) O curso;
 - b) A taxa de compressão;
 - c) O volume total de um cilindro.

Respostas:

a) 10,6 cm; b) 17:1; c) $920,8 \text{ cm}^3$.

- 3) Um motor de 4 cilindros tem taxa de compressão 8,0:1. O diâmetro dos cilindros é 7,8 cm e o curso é 8,2 cm. Deseja-se aumentar a taxa de compressão para 12,0:1. De que espessura deve ser “rebaixado” o cabeçote, (sem se preocupar com possíveis interferências)?



Resposta:

4,3 mm.

- 4) Um motor de 6 cilindros tem uma cilindrada de 4,8 L. O diâmetro dos cilindros é 10,0 cm. Deseja-se alterar a cilindrada para 5.400 cm³, sem se alterar o virabrequim. Qual deverá ser o novo diâmetro dos cilindros?

Resposta:

10,6 cm.

- 5) Num motor troca-se a junta do cabeçote original por outra alternativa. A original tem 5,0 mm de espessura e, ao apertar os parafusos com o torque correto, reduz-se para 4,0 mm. A junta alternativa após o aperto fica com 3,0 mm de espessura. Sendo o motor de cilindrada 1,6 L, de 4 cilindros, com curso 9,0 cm, qual a nova taxa de compressão se a original era 8,5?

Resposta:

9,2:1.

- 6) Um motor a 4T, 4 cilindros, com cilindrada total de 2,0 L, funciona a 3.200 rpm. A relação de compressão é 9,4:1 e a relação curso-diâmetro é 0,9. Pede-se:

- a) o volume morto;
- b) o diâmetro do cilindro;
- c) a velocidade média do pistão em m/s (a velocidade média do pistão é obtida por: $v_p = 2.s.n$).

Respostas:

a) 59,5 cm³; b) 89 mm; c) 8,53 m/s.

- 7) O motor da Ferrari F1 – 2.000 possui 10 cilindros montados em V, 40 válvulas, cilindrada total de 2.997 cm³ e potência de 574 kW (770 HP) [1]. Os cilindros têm diâmetro de 96 mm, motor a 4T, diâmetro dos pistões de 10 cm, raio do virabrequim de 4,5 cm; volume da câmara de combustão de 78,5 cm³ e rotação de 14.500 rpm. Pedese, determinar:
- a) O curso (mm);
 - b) A cilindrada unitária (m³);
 - c) A taxa de compressão;
 - d) A velocidade média do pistão (m/s);
 - e) A velocidade angular da árvore comando de válvulas (rad/s);
 - f) Se na rotação dada, a combustão se realiza para $\Delta\alpha = 25^\circ$, qual o tempo de duração da combustão (s)?;
 - g) O número de vezes que a válvula de escape abre em 1 minuto.



[A]

Respostas:

a) 90 mm; b) 299,7 cm³; c) 4,8:1; d) 68,3 m/s; e) 758,8 s⁻¹; f) 4,8.10⁻⁶s;
g) 7.250 vezes.

- 8) Um motor a 4T tem 4 cilindros, diâmetro de 8,6 cm, curso de 8,6 cm e taxa de compressão 9:1. A rotação é de 5.400 rpm. Pedese:
- a) A cilindrada unitária (cm³);
 - b) A cilindrada do motor (cm³);

- c) O volume morto (cm^3);
- d) O volume total (cm^3);
- e) O raio da manivela (cm);
- f) A nova taxa de compressão ao trocar a junta por outra com 1 mm a menos de espessura;
- g) O número de cursos de um pistão, por segundo;
- h) O número de vezes que a válvula de admissão abre em 1 minuto.

Respostas:

- a) 499,3 cm^3 ; b) 1.997,2 cm^3 ; c) 62,4 cm^3 ; d) 561,7 cm^3 ; e) 4,3 cm; f) 8,31:1; g) 565,5 cursos/s; h) 2700 aberturas/min.
-

- 9) Porque os motores Otto 2T têm seu campo de aplicação limitado a baixas potências?
-

- 10) Para um motor rotativo Wankel, são conhecidas as seguintes dimensões:

Excentricidade do rotor = 11 mm;

Raio da circunferência circunscrita pelo rotor = 84 mm;

Largura do rotor = 52 mm;

Número de câmaras = 3;

Determinar:

- a) O número de cilindros do motor alternativo correspondente;
- b) A cilindrada total do motor alternativo correspondente (m^3).

Respostas:

- a) 2 e b) $2,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.
-

- 11) Um motor a 4T, 4 cilindros, com cilindrada total de 2,4 L, funciona a 3.200 rpm. A relação de compressão é 9,4 e a relação curso-diâmetro é 1,06. Pede-se:

- a) O volume morto;
- b) O diâmetro do cilindro;
- c) A velocidade média do pistão em m/s.

Respostas:

- a) 71,43 cm^3 ; b) 8,97 cm; c) 10,1 m/s.
-

12) Cite duas vantagens e duas desvantagens do motor a 2T de ignição por faísca em relação a um motor a 4T de ignição por faísca.

13) Um motor à gasolina de 4 cilindros, de cilindrada 2 L, tem um raio de $v = 1.70$ do virabrequim de 4,5 cm e uma taxa de compressão 10. Deseja-se transformar o motor para álcool e se alterar a taxa de compressão para 12. Não havendo nenhum problema geométrico, resolve-se fazer isso trocando os pistões por outros "mais altos". Quanto deverá ser o aumento da altura dos pistões, em mm, supondo a sua cabeça plana nos dois casos?

Resposta:

0,18 mm.

14) Um motor de 8 cilindros de 5 L de cilindrada tem taxa de compressão 9:1. Qual o volume total de um cilindro em cm^3 ?

Resposta:

703,13 cm^3 .

15) Cite três diferenças fundamentais entre o funcionamento do motor Otto e o do motor Diesel.

16) Um motor a álcool de taxa de compressão 12 deve ser transformado para o uso de gasolina com taxa de compressão 9. A transformação será realizada colocando-se uma nova junta entre o bloco e o cabeçote. O motor tem 4 cilindros, uma cilindrada de 1.800 cm^3 e o diâmetro dos cilindros 80 mm. Qual a variação da espessura da junta necessária, sabendo-se que depois do aperto reduz-se 10%?

Resposta:

0,31 cm.

17) Num motor Diesel de injeção direta (câmara aberta), de 6 cilindros, cilindrada 11 L e curso 17 cm, supõe-se que, quando o pistão estiver no PMS, a folga entre o mesmo e o cabeçote seja nula. Qual o volume da cavidade na cabeça do pistão para se obter uma taxa de compressão 17:1?

Resposta:

0,115 cm^3 .

- 18) Num motor coloca-se o pistão no PMS e pelo orifício da vela introduz-se glicerina líquida no cilindro até preencher o espaço entre a cabeça do pistão e o cabeçote. O volume de glicerina introduzido foi 50 cm^3 . Em seguida repete-se a operação com o pistão no PMI e verifica-se que o volume de glicerina é 450 cm^3 . Sendo o motor de 4 cilindros:
- Qual a cilindrada do motor?
 - Qual a taxa de compressão?

Respostas:

a) 1,6 L e b) 9:1.

- 19) Num motor troca-se a junta do cabeçote original por outra alternativa. A original tem 5 mm de espessura e, ao apertar os parafusos com o torque correto, reduz-se para 3 mm. A junta alternativa, após o aperto fica com 4 mm de espessura. Sendo o motor de cilindrada 1.600 cm^3 , de 4 cilindros, com curso 8 cm, qual a nova taxa de compressão se a original era 8,5?

Resposta:

6,86:1.

- 20) Um motor de 6 cilindros tem uma cilindrada de 4.200 cm^3 . O diâmetro dos cilindros é 10 cm. Deseja-se alterar a cilindrada para 4.800 cm^3 sem alterar o virabrequim. Qual deverá ser o novo diâmetro dos cilindros?

Resposta:

0,69 cm.

- 21) Um motor de 1 cilindro tem uma cilindrada de 500 cm^3 e diâmetro do cilindro de 8 cm. O comprimento da biela é 15 cm. Quando o ângulo de manivela é 30° e a rotação do motor está a 3.600 rpm, a força de pressão é 11.780N (1.200kgf). As massas com movimento alternativo valem 0,8 kg. Qual o torque instantâneo no eixo do motor (despreze a inércia das partes rotativas)?
-

- 22) Um motor de 8 cilindros de 5 L de cilindrada tem taxa de compressão 9. Qual o volume total de um cilindro em cm^3 ?

Resposta:

703,1 cm^3 .

23) Por que no motor Diesel não se pode atingir as mesmas rotações que podem ser atingidas no motor Otto?

24) Pesquise em livros, ou na Internet, novas informações, do seu interesse sobre algum dos aspectos mencionados neste Capítulo.

25) Pesquise no site <http://auto.howstuffworks.com/engine.htm>, dados relativos aos sistemas de resfriamento de motores, não abordados neste Capítulo.

26) Pesquise no site <http://www.mtz-worldwide.com> dados relativos a *downsizing* de motores, não abordados neste Capítulo.

27) A imagem abaixo representa que tipo de motor?

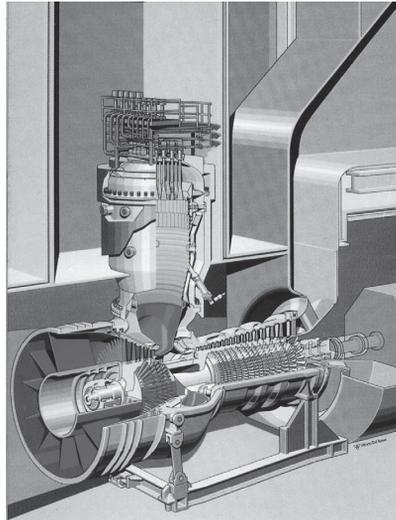


28) De forma sucinta, defina o que difere nos MIFs:

a) *GDI*;

b) *PFI*.

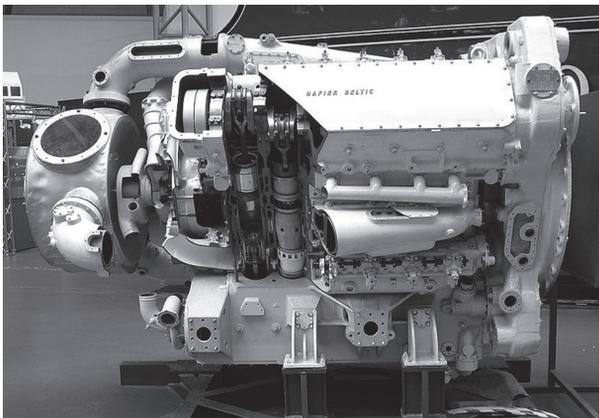
29) Defina a figura abaixo:



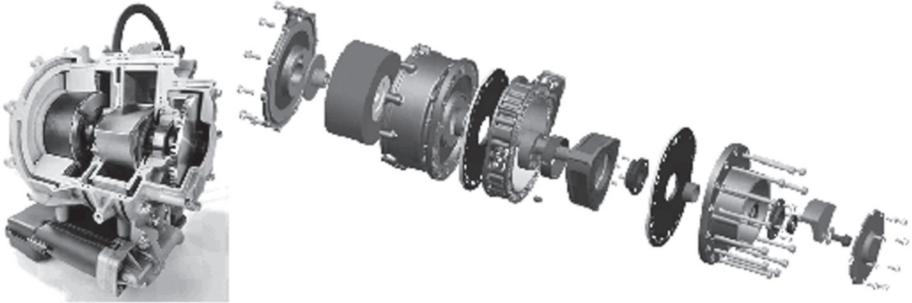
[H]

30) Pesquise em livros, ou na Internet, informações sobre ciclo Atkinson sua história e suas aplicações.

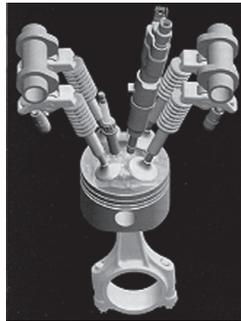
31) Pesquise em livros, ou na Internet, informações sobre os motores Napier sua história e suas aplicações.



33) *Downsizing* de motores e veículos híbridos são tecnologias parceiras na atualidade. Utilize os recursos disponíveis para interpretar a figura abaixo [4].

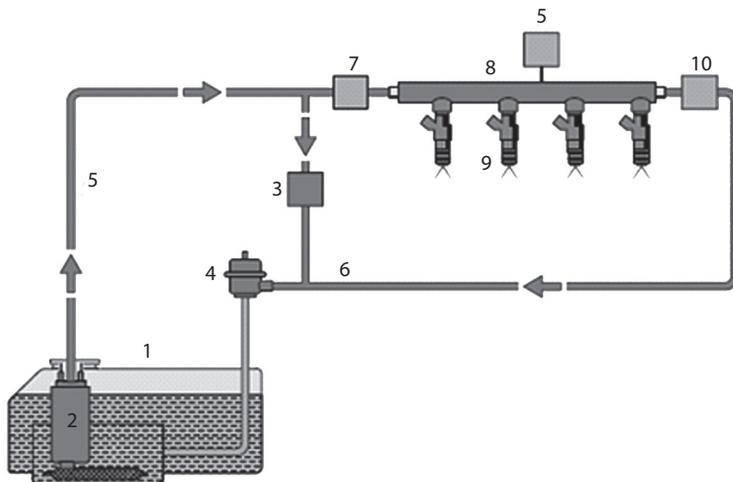


34) Defina a figura abaixo [2].



[I]

35) Pesquise em livros, revistas especializadas ou na Internet, informações sobre a figura abaixo. Identifique cada um dos itens presentes na figura [2].



[B]

Referências bibliográficas

1. BRUNETTI, F. *Motores de combustão interna*. Apostila, 1992.
2. DOMSCHKE, A. G. *Landi*: Motores de combustão interna de embolo. São Paulo: Dpto. de Livros e Publicações do Grêmio Politécnico da USP, 1963.
3. GIACOSA, D. *Motori endotermici*. Ulrico Hoepli Editores SPA, 1968.
4. JÓVAJ, M.S. et al. *Motores de automóvel*. Editorial Mir, 1982.
5. OBERT, E.F. *Motores de combustão interna*. Globo, 1971.
6. TAYLOR, C. F. *Análise dos motores de combustão interna*. São Paulo: Edgard Blücher, 1988.
7. HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. M.G.H. International Editions, 1988.
8. VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica* – São Paulo: Edgard Blücher, 1976.
9. ROLLS ROYCE. *The jet engine*. 1969.
10. WATSON, N.; JANOTA, N. S. *Turbocharging The internal combustion engine*. The Macmillan Press Ltd., 1982.
11. AUTOMOTIVE gasoline direct-injection engines. ISBN 0-7680-0882-4.

Figuras

Agradecimentos às empresas e publicações:

- A. Mahle – Metal Leve – Manual Técnico, 1996.
- B. Bosch – Velas de Ignição, Instruções de Funcionamento e Manutenção.
- C. Magneti Marelli – Doutor em Motores, 1990.
- D. Automotive Engineering International – Várias edições.
- E. Engenharia Automotiva – *Revista SAE* – ano 2, número 9, 2001.
- F. Honeywell – Garrett.
- G. Rolls-Royce, *The jet engine*. 1969.
- H. ABB – Asea Brown Boveri.
- I. ATZonline Newsletter International. Extreme downsizing by the two-cylinder gasoline engine from Fiat – MTZ worldwide. Fev. 2011.