



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Faculdade de Engenharia

Desenvolvimento de um Motor Alternativo de Combustão Interna de Pistões Opostos

Jorge Manuel Pereira Gregório

Tese para obtenção do Grau de Doutor em

Engenharia Aeronáutica

(3º ciclo de estudos)

Orientador: Professor Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

Covilhã, março de 2017

Folha em branco

Dedicatória

À Isabel, Ana Rita e Beatriz.

Aos meus alunos de ontem e de hoje.

Aos meus mestres de sempre

Aos meus amigos

Folha em branco

*“caminante, son tus huellas
el camino y nada más;
Caminante, no hay camino,
se hace camino al andar.
Al andar se hace el camino,
y al volver la vista atrás
se ve la senda que nunca
se ha de volver a pisar.
Caminante no hay camino
sino estelas en la mar.”*

Proverbios y cantares XXIX in Campos de Castilla (1912) de António Machado

*“Valeu a pena? Tudo vale a pena
Se a alma não é pequena.”*

Mar Português in Mensagem (1934) de Fernando Pessoa

Folha em branco

Agradecimentos

A vastidão do tema dos motores alternativos de combustão interna por si só é intimidante. Neste projeto dependi muito mais de outras pessoas que em trabalhos anteriores, família, colegas de trabalho, alunos, velhos e novos amigos, simples conhecidos e até desconhecidos, prestaram um contributo inestimável para a conclusão do desenvolvimento de um motor de pistões opostos, através da combinação feliz da partilha de conhecimentos com críticas construtivas, preciosas sugestões e o imprescindível incentivo sobretudo nas horas de maior esmorecimento. A todos quero agradecer o contributo individual para que este trabalho fosse possível. Todavia merecem especial destaque:

O meu orientador Professor Doutor Francisco Brójo pela sua dedicação, apoio incondicional, tempo passado em torno deste trabalho, e ainda pela calma que transmitia mesmo nos dias mais difíceis, quando tudo parecia perdido ao indicar uma alternativa melhor, o caminho certo;

O meu colega de curso Robert Gonçalves por me ter prestado um precioso auxílio na modelação e simulação numérica do motor. Sem o seu inestimável contributo, possivelmente este projeto ter-se-ia arrastado durante muito mais tempo;

O Professor Doutor Miguel Ângelo pelas acaloradas e profícuas discussões e os Professores Doutores Fernando Santos e Paulo Fael da UBI pelo incessante encorajamento;

A Presidência do IPG em especial o Professor Doutor Constantino Rei, e a Direção da ESTG nomeadamente a Professora Doutora Clara Silveira por terem permitido que eu tenha realizado a parte prática deste projeto na ESTG do IPG;

Os meus colegas do IPG Carlos Batista, Joaquim Abreu, José Alberto e José Escada velhos companheiros do Projeto Egiecocar, pelo precioso contributo na fase de construção do motor e realização dos ensaios dinamométricos, sem esquecer o Noémio Dória pelas imprescindíveis dicas informáticas sobre o word.

Os meus colegas da ESTG pelo importante apoio e disponibilidade em particular o Arlindo Ferreira e a Maria Del Carmen.

Os meus amigos, em especial o Pedro Cardão pelo incentivo para iniciar este projeto e a Céu Monteiro pelos acertados conselhos em momentos decisivos.

Os meus alunos pela forma como sempre me incentivaram a fazer mais e melhor.

Por último, como é da praxe, toda a minha família, muito em especial a Isabel, a Ana Rita e a Beatriz, pelo apoio ilimitado e imprescindível ânimo, mas sobretudo pelo tempo que não pudemos partilhar juntos.

Folha em branco

Prefácio

Os motores alternativos de combustão interna de pistões opostos (Opposed Piston Engine (OPE)) de 4 tempos a gasolina tiveram a sua época áurea no início do século XX, com o motor do automóvel Gobron-Brillié, o primeiro automóvel a bater o recorde das 100 milhas por hora, altura em que foram suplantados pelos evoluídos motores Diesel de pistões opostos de 2 tempos usados inclusive na aviação até ao final da segunda guerra mundial. Após esse período de grande sucesso dos motores de pistões opostos verificou-se um hiato no seu desenvolvimento e na sua utilização. Recentemente já neste século o interesse nestes motores reacendeu-se, e alguns novos projetos têm vindo a ser desenvolvidos, tais como o motor OPOC, um motor Diesel de 2 tempos inicialmente desenvolvido pela Advanced Propulsion Technologies e comercializado atualmente pela Ecomotors e o motor OPE de 4 tempos a gasolina com válvulas de mangas patenteado, desenvolvido e comercializado pela Pinnacle Engines. Curiosamente a tecnologia do motor da Pinnacle teve o seu apogeu na segunda guerra mundial.

Folha em branco

Resumo

Os motores de pistões opostos (*Opposed-piston engines* (OPE)) caracterizam-se por terem um par de pistões a operar face a face em sentidos opostos num único cilindro, eliminando dessa forma a necessidade das cabeças dos cilindros.

O propósito deste projeto consistiu em desenvolver um motor OP de baixo custo de 4 tempos a gasolina a partir da união de dois motores alternativos de combustão interna monocilíndricos com válvulas laterais no bloco da marca Robin America, Inc. Modelo EY15, aos quais se removeu a cabeça do motor. A união dos dois blocos de motor permitiu a construção de um novo motor de pistões opostos (OPE) de duas cambotas tal como se pretendia. Neste motor a câmara de combustão fica confinada ao espaço no interior do cilindro entre as cabeças dos pistões e a câmara existente entre as válvulas. Os pistões deslocam-se segundo o eixo do cilindro em sentidos opostos, característica evidenciada pelos motores de pistões opostos.

Após a construção do motor mediram-se num banco de ensaios dinamométrico de correntes de Eddy os parâmetros característicos do OPE tais como: a velocidade de rotação, binário, consumo de combustível e emissões. Com os dados recolhidos foi possível calcular a potência, consumo específico e rendimento global o que permitiu concluir que o motor com a configuração de pistões opostos é mais económico e mais potente, embora apresente tal como o motor original problemas com as emissões.

A par da montagem do motor de pistões opostos estudou-se o comportamento do escoamento no interior do cilindro e condutas de admissão e de escape. Para esse efeito criou-se um modelo numérico do motor recorrendo ao programa informático CAD CATIA V5, com a correspondente decomposição no ANSYS DESIGN MODELER. A simulação numérica do motor fez-se em *cold flow*, no programa informático ANSYS R15 - FLUENT, o que permitiu fazer a análise numérica do escoamento de fluidos no interior do motor e estudar a evolução dos parâmetros mais importantes de funcionamento em função da velocidade de rotação, com particular destaque o enchimento dos cilindros e o estudo da turbulência com particular incidência na variação da energia cinética turbulenta, do *swirl*, do *tumble* e do *squish*.

A simulação numérica também permitiu a análise do enchimento dos cilindros através do cálculo da eficiência volumétrica. Os resultados da análise do enchimento dos cilindros foram comparados com os valores do binário obtido durante a realização dos ensaios experimentais, para as mesmas velocidades de rotação.

O desenvolvimento do motor de pistões opostos deste projeto permitiu constatar que é viável a construção de um motor a partir de outro já existente reduzindo desta maneira o seu custo de fabrico e desenvolvimento. Além disso, consegue-se uma maior potência, um menor consumo específico e menos vibrações.

Palavras-chave

Motor de combustão interna (ICE), motor de pistões opostos (OPE), motor de 4 tempos, (4S) e ignição por faísca (SI).

Abstract

Opposed-piston engines (OPE) are characterized by a pair of pistons operating side by side in opposite directions in a single cylinder, thus eliminating the need for the cylinder heads.

The purpose of this project was to develop a low-cost OP engine, 4-stroke gasoline by joining two single-cylinder reciprocating internal combustion engines with side valves on the block of the brand Robin America, Inc., Model EY15, without their cylinder heads. Joining these two engine blocks together made possible to build an opposed-piston engine (OPE) with two crankshafts as planned. In this new engine, the combustion chamber is confined to the space inside the cylinder between the piston heads and the chamber between the valves. The pistons move in the cylinder axis in opposite directions, a feature typical of opposed-piston engines.

After building the engine, parameters characteristic of the OPE were measured on an Eddy currents dynamometer, such as: rotational speed, torque, fuel consumption and emissions. With the collected data, power, specific consumption and overall efficiency were calculated, allowing to conclude that the motor with the opposed-piston configuration is less expensive and is more powerful although, just like in the original engine, there are problems with emissions.

While building the opposed-piston engine, the behaviour of the flow inside the cylinder and intake and exhaust ports were studied. A computer model of the engine was created for this purpose using CATIA V5 CAD Software, with the corresponding deconstruction on ANSYS DESIGN MODELER. The numerical simulation of the engine was carried out in cold flow using the ANSYS R15-FLUENT software, which was used to analyse the fluid flow inside the engine and to study the evolution of the primary parameters of the way the motor works in relation to the rotational speed, especially the filling of cylinders and the study of turbulence with a particular focus on the variation of turbulent kinetic energy, *swirl*, *tumble* and squish.

The numerical simulation was also used to analyse the filling of cylinders through the calculation of volumetric efficiency. The results of the cylinders filling were compared with torque values obtained during experimental runs for the same rotational speeds.

The development of the opposed-piston engine in this project has shown that it is feasible to build one engine from a different one another to reduce the manufacturing and development costs. In addition, higher power can be obtained with better specific fuel consumption and and less vibration.

Keywords

Internal Combustion Engine (ICE), Opposed Piston Engine (OPE), Four Stokes (4S) and Spark Ignition (SI)

Índice

Dedicatória	iii
Agradecimentos.....	vii
Prefácio	ix
Resumo	xi
Palavras-chave	xii
Abstract	xiii
Keywords.....	xiv
Índice de figuras.....	xix
Índice de Tabelas.....	xxv
Lista de Acrónimos	xxvii
Nomenclatura	xxix
Capítulo 1 Introdução.....	1
1.1 Definição e nomenclatura dos motores de combustão interna	1
1.2 Classificação dos motores alternativos de combustão interna.....	5
1.3 Breve resenha histórica dos primórdios dos MCI.....	9
1.4 Ciclos termodinâmicos	14
1.5 Ciclos de trabalho	16
1.5.1 Motor de quatro tempos.....	16
1.5.2 Motor de dois tempos	21
1.6 Caracterização dos motores de pistões opostos	24
1.7 Classificação dos motores de pistões opostos.....	29
1.7.1 Motores sem cambota (Crankless)	29
1.7.2 Motores de cambota única (Single-crank).....	29
1.7.3 Motores de cambota dupla (Twin-Crankshaft)	31
1.7.4 Motores de cambotas múltiplas (Multiple-Crankshaft).....	32
1.7.5 Motores de configuração rotativa	32
1.4.6 Motores de tambor (Barrel came engine)	33

1.8 Evolução dos motores de pistões opostos.....	34
1.9 Estado da arte	45
1.10 Objetivos da presente tese.	63
1.11 Organização e estrutura do trabalho.....	64
Capítulo 2 Caracterização do motor e da instalação experimental	67
2.1 Génese do novo motor de pistões opostos.....	67
2.2 Desenvolvimento do novo motor de pistões opostos.....	70
2.3 Caracterização do novo motor de pistões opostos	79
2.4 Instalação experimental	81
2.5 Avaliação de riscos de Higiene e Segurança na instalação	85
2.6 Metodologia dos ensaios experimentais.....	86
2.7 Revisão dos parâmetros característicos dos MACI	89
Capítulo 3 - Ensaios experimentais	95
3.1 Planeamento	95
3.2 Primeiras experiências e alterações	95
3.3 Reparação da avaria na distribuição.....	101
3.4 Realização dos ensaios preliminares.....	110
3.5 Aquisição e tratamento de dados.	117
Capítulo 4 Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD).....	125
4.1 Revisão bibliográfica	126
4.2. Software a utilizar	131
4.3. Equações de Governo.....	132
4.4. Modelos de Turbulência.....	139
4.4.1. Modelo LES (Large Eddy Simulation)	140
4.4.2. Metodologia k-ε standard	142
4.4.3 Metodologia k-ω standard	145
4.5. Escolha do modelo k-ε	145
Capítulo 5 Simulação numérica.....	147
5.1 Construção, decomposição e geração da malha do modelo numérico.	147
5.1.1 Construção do modelo.....	147
5.1.2 Decomposição do modelo	149

5.1 3 Geração da malha	152
5.2 Configuração da solução - simulação numérica.....	154
5.2.1 Generalidades.....	154
5.2.2 Modelos.....	155
5.2.3 Condições de fronteira	156
5.2.4 Interfaces da malha e malha dinâmica	156
5.2.5 Métodos de solução e controlos.....	159
5.2.6 Monitores, solução inicial e atividades de cálculo.....	162
5.3 Resultados	164
Capítulo 6 Discussão dos resultados.....	181
6.1. Desempenho do motor	181
6.2 Comportamento do escoamento nas válvulas	186
6.3 Emissões poluentes	188
Capítulo 7 Conclusões	191
Bibliografia	199
Anexos.....	207
Anexo A Verificação da resistência do dentado à flexão	211
Anexo B Analisador dos gases de escape.....	217
Anexo C Detalhes da modelação do domínio.....	221
Anexo D Tabelas da configuração do Fluent	227
D1 Geração da malha	227
D2 Condições de fronteira.....	230
D3 Interfaces da malha	231
D4 Eventos dinâmicos	232
D5 Configurações da malha dinâmica	233
Anexo E Perfil de elevação das válvulas	239
Anexo F Código do MATLAB.....	243
Anexo G Geometrias alternativas para a câmara de combustão	247
Anexo H Pedido provisório de registo de patente.....	251

Folha em branco

Índice de figuras

Figura 1 Geometria básica do conjunto biela manivela dos motores alternativos de combustão interna.	2
Figura 2 Nomenclatura básica dos motores alternativos de combustão interna.....	5
Figura 3 Configuração dos motores.	6
Figura 4 Câmara de combustão de elevada turbulência (Ricardo) para motores com válvulas laterais.....	7
Figura 5 Tipos de câmara de combustão para motores a gasolina a) em cunha b) hemisféricas, c) cavada no pistão d) em disco.....	7
Figura 6 Motor com árvore de cames no bloco e válvulas laterais.	8
Figura 7 Tipo e colocação de válvulas e árvore de cames.	8
Figura 8 Representação esquemática do motor de Rivaz.....	10
Figura 9 Motor de Lenoir.	11
Figura 10 Motor de Otto e Langen.	12
Figura 11 Vista em perspectiva do motor de dois tempos.	13
Figura 12 Motor de pistões opostos de Wittig.....	13
Figura 13 Diagrama (p - V) e (T - s) do ciclo de Otto teórico.	15
Figura 14 Ciclo de Otto real sobreposto sobre o ciclo Otto teórico no diagrama (p - v).	16
Figura 15 Etapas do ciclo de 4 tempos.....	17
Figura 16 Diagrama da distribuição de um motor de 4 tempos.....	18
Figura 17 Cruzamento das válvulas entre o final do escape e o início da admissão.	19
Figura 18 Diagrama da pressão em função do ângulo da cambota.....	20
Figura 19 Etapas do funcionamento do motor de dois tempos.	21
Figura 20 Configuração do motor de pistões opostos de ignição por faísca.	25
Figura 21 Funcionamento dos motores OP de dois tempos.....	27
Figura 22 Motor de pistões opostos Doxford de cambota única. Pirault e Flint (2009).....	30
Figura 23 Motor OP com configuração de cambota dobrada. Sulzer (1936).....	31
Figura 24 Motor Junkers Jumo 207 com configuração de dupla cambota.	31
Figura 25 Motor de cambota múltipla Jumo 223.	32
Figura 26 Motor rotativo <i>Leggat Rotary Oscillatory Mechanism</i> ou <i>ROM</i>	33
Figura 27 Motor OP de tambor.....	33
Figura 28 Motor OP de Giles of Cologne.	35
Figura 29 Motor OP de cambota única de Wittig.	35
Figura 30 Motor OP de cambota dupla de Lucas.	36
Figura 31 Motor OP a gás de Hugo Junkers e Oechelhaeuser em 1892..	37
Figura 32 Motor OP a gás de tandem de Oechelhaeuser em 1896.....	38
Figura 33 Vista em corte transversal e longitudinal do motor Gobron-Brillié.....	39

Figura 34 Representação esquemática do motor OP Fullagar.	40
Figura 35 Representação esquemática dos principais componentes do motor Junkers Jumo 205.	41
Figura 36 Representação em corte transversal do motor OP Fairbanks - Morse 38TD 81/8.	42
Figura 37 Representação esquemática do motor Napier Deltic.	43
Figura 38 Representação esquemática do motor Rootes Commer TS3.	44
Figura 39 Representação esquemática do motor de 2 tempos do Spiros da KTH.	45
Figura 40 Principais componentes do motor OPOC.	48
Figura 41 Motor Pattakon OPRE com pistões de duplo efeito de dois tempos a Diesel e injeção direta.	49
Figura 42 Representação esquemática das partes móveis do motor OP da Monolith Engine.	49
Figura 43 Vista em corte do esquema de motor de pistões opostos horizontais de ignição por faísca de 4 tempos.	54
Figura 44 Vista em corte do esquema de motor hexagonal de pistões opostos de ignição por faísca de 4 tempos.	56
Figura 45 Vista em corte do esquema de motor de pistões opostos horizontais de ignição por faísca de 4 tempos.	57
Figura 46 Motor PatFour de 4 tempos.	58
Figura 47 Representação esquemática do motor de pistões opostos da Pinnacle Engines.	59
Figura 48 Representação esquemática do mecanismo de variação da relação de compressão.	60
Figura 49 Representação esquemática da arquitetura do OPE SI4S e válvulas de manga.	60
Figura 50 Esquema de pormenor do interior do cilindro do OPE e válvulas de manga.	61
Figura 51 Comparação entre o ISFC do motor de 250 cm ³ da Pinnacle e outros motores convencionais de 200 cm ³ de válvulas de assento.	63
Figura 52 Imagem exterior e representação esquemática do motor.	70
Figura 53 Vista geral do motor após a montagem parcial para os testes iniciais.	71
Figura 54 Vista lateral da montagem da vela de ignição.	72
Figura 55 Vista superior da posição da vela na câmara de combustão.	73
Figura 56 Pormenor do espaçador de alumínio, da junta da cabeça do motor e das guias de união.	74
Figura 57 Pormenor da colocação do espaçador de alumínio entre os dois motores colocados na vertical.	74
Figura 58 Pormenor de ligação dos motores em posição horizontal.	75
Figura 59 Vista lateral do motor pelo lado utilizado para sincronizar as cambotas.	75
Figura 60 Trem de engrenagens de sincronização das cambotas e transmissão de potência. .	76
Figura 61 Cobertura transparente do trem de engrenagens para permitir a sua visualização. .	77
Figura 62 Pormenor da abertura simultânea das válvulas de escape após a sincronização. ...	77
Figura 63 Posicionamento dos carburadores de origem de ambos os lados do novo OPE.	78

Figura 64 Posicionamento definitivo da tomada de força do motor de pistões opostos deste projeto.....	80
Figura 65 Vista geral do banco de ensaios dinamométrico de motores de combustão interna	82
Figura 66 Analisador de gases de escape para motores a gasolina Tecnotest modelo MULTIGAS 488.....	82
Figura 67 Linha de alimentação de combustível equipada com depósito calibrado.	83
Figura 68 Vista geral do circuito de medição do consumo de combustível e detalhe da válvula de 3 vias.	84
Figura 69 Detalhes do depósito calibrado e do recipiente auxiliar (A), da balança e do cronómetro (B)	85
Figura 70 Diagrama do ciclo indicado, com a pressão média indicada.....	89
Figura 71 Representação esquemática de um freio dinamométrico.....	90
Figura 72 Montagem inicial da tomada de força.	96
Figura 73 Pormenor de montagem da flange da tomada de força sobre a roda dentada.	97
Figura 74 Detalhes do comando simultâneo de ambos os carburadores.	98
Figura 75 Volante do motor com o novo rasgo na polia para o arranque por cordel.	99
Figura 76 Motor em funcionamento pela primeira vez.....	100
Figura 77 Árvore de cames partida.	102
Figura 78 Evidências da presença de óleo no interior do cilindro.....	103
Figura 79 Seringa de nível e bujão do dreno superior de óleo.....	103
Figura 80 Pormenor das evidências do sobreaquecimento numa das rodas dentadas.	104
Figura 81 Chapa de posicionamento dos veios das engrenagens centrais.	105
Figura 82 Detalhe dos batentes dos veios das rodas dentadas intermédias.	105
Figura 83 Mudança da geometria do rasgo de ajuste do veio intermédio na caixa de engrenagens.	106
Figura 84 Detalhe da realização do ajustamento entre veio com batente e o rasgo.	106
Figura 85 Montagem do volante do motor em posição inversa à de origem.....	107
Figura 86 Pormenor do empeno da cabeça da válvula de escape.....	108
Figura 87. Verificação do empeno da cabeça da válvula de admissão com apalpa folgas.	109
Figura 88 Detalhe da nova posição do interruptor de ignição	111
Figura 89 Pormenor da montagem da sonda de temperatura no espaçado do motor	112
Figura 90 Detalhes da montagem do motor no banco de ensaios	113
Figura 91 Pormenor do desbaste na sonda dos gases de escape	114
Figura 92 Vista geral do sistema de exaustão dos gases de escape e ventilação inferior.....	115
Figura 93 Fonte de alimentação usada no banco de ensaios.....	116
Figura 94 Curvas características do motor.	120
Figura 95 Curva do rendimento global do motor.	121
Figura 96 Gráfico da eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação	121
Figura 97 Pormenor do movimento <i>swirl</i> no motor do Jaguar XK 120.	131
Figura 98 Pormenor do movimento <i>tumble</i> no cilindro do motor Cosworth FVA.	131

Figura 99 Pequenas e grandes escalas de turbulência e métodos de previsão.	
Figura 100 Abordagem da lei de parede e modelação próxima à parede.	142
Figura 101 Perfil da distribuição da velocidade nas proximidades da parede.	144
Figura 102 Bloco do motor com câmara lateral adjacente ao cilindro e válvulas laterais. ...	148
Figura 103 Domínio do modelo de motor, corpos das válvulas e respetivas portas (<i>ports</i>) ...	148
Figura 104 Espaçador usado para dimensionar o volume da câmara lateral no <i>in-cylinder</i>	149
Figura 105 Representação em corte do corpo <i>inboard</i> (zona destaca a verde amarelado) ...	150
Figura 106 Representação em corte do corpo <i>Vlayer</i> (zona sombreada a verde amarelado) .	150
Figura 107 Vista da câmara onde se destacaram ambos <i>two corners</i> (cantos) sombreados a verde.	151
Figura 108 Vista da decomposição da porta (<i>port</i>). O <i>Bottom port</i> sombreado a verde amarelado.	152
Figura 109 Vista geral da malha do domínio	153
Figura 110 Detalhe em corte da malha no <i>Vlayer</i> e <i>Inboard</i>	154
Figura 111 Variação da pressão no interior do cilindro em função do ângulo da cambota. ...	165
Figura 112 Variação da temperatura no interior do cilindro em função do ângulo da cambota.	166
Figura 113 Variação do caudal mássico na passagem das válvulas de escape.	167
Figura 114 Variação do caudal mássico na passagem das válvulas de admissão.	168
Figura 115 Variação da eficiência volumétrica dos ensaios numéricos em função a velocidade de rotação.	169
Figura 116 Variação de energia de cinética turbulenta para as diferentes velocidades de rotação	170
Figura 117 Variação do movimento <i>swirl</i> para as diferentes velocidades de rotação	171
Figura 118 Variação do movimento <i>tumble</i> para as diferentes velocidades de rotação	172
Figura 119 Variação do movimento <i>squish</i> para as diferentes velocidades de rotação	173
Figura 120 Contornos da temperatura para um ângulo de 90° da cambota e 4000 rpm	174
Figura 121 Contorno do número de Mach para um ângulo de 510° da cambota e 4000 rpm ..	174
Figura 122 Contornos da pressão para um ângulo da cambota de 480°	175
Figura 123 Diagramas da temperatura para o ângulo da cambota de 390°	176
Figura 124 Diagramas do número de Mach para o ângulo da cambota de 390°	177
Figura 125 Contornos de número de Mach a 165°, onde o número de Mach máximo se localiza na garganta da válvula de escape.	178
Figura 126 Ocorrência de refluxo na conduta de admissão na fase inicial da abertura válvula a 380°	179
Figura 127 Ocorrência de refluxo na conduta de admissão na fase final de fecho a 580°	179
Figura 128 Gráfico comparativo do binário experimental com a eficiência volumétrica numérica.	182
Figura 129 Comparação do binário experimental com a correlação	184

Figura 130 Comparação entre os valores experimentais e numéricos da eficiência volumétrica.	185
Figura 131 Variação do caudal mássico através das válvulas de escape (a) e de admissão (b).	186
Figura 132 Variação do caudal mássico através das válvulas de escape e de admissão.	187
Figura 133 Variação do caudal mássico através da válvula de admissão.	188
Figura 134 Gráfico dos produtos da combustão.	218
Figura 135 Diâmetro do cilindro e do espaçador na zona do cilindro	221
Figura 136 Dimensões da câmara entre as válvulas, adjacente ao cilindro.	221
Figura 137 Detalhes da área da protrusão próxima da cabeça da válvula de admissão.	222
Figura 138 Detalhes da área da protrusão próxima da cabeça da válvula de escape.	222
Figura 139 Detalhes da conduta de admissão.	222
Figura 140 Detalhes da conduta de escape.	223
Figura 141 Perfil do movimento elevação das válvulas	239
Figura 142 Câmara de combustão em cunha por modificação das cabeças dos pistões.	247
Figura 143 Vista lateral da câmara de combustão em cunha.	247
Figura 144 Câmara de combustão com modificação da forma das cabeças de pistão.	248
Figura 145 Câmara de combustão com modificação da forma do espaçador.	248

Folha em branco

Índice de Tabelas

Tabela 1 Características do motor OP4S da Pinnacle Engines.	62
Tabela 2 Características do motor Robin EY15.	70
Tabela 3 Características do novo motor de pistões opostos.	80
Tabela 4 Dados obtidos durante a realização dos ensaios no freio dinamométrico.....	118
Tabela 5 Resultados obtidos a partir do tratamento dos dados experimentais.....	119
Tabela 6 Custo numérico do DNS.....	137
Tabela 7 Gama de valores de enviesamento (<i>skewness</i>) da malha	153
Tabela 8 Gama de variação das métricas de ortogonalidade da qualidade da malha.....	153
Tabela 9 Dimensões da malha	154
Tabela 10 Qualidade da malha do Fluent.....	155
Tabela 11 Parâmetros dos métodos de malha.	157
Tabela 12 Parâmetros do <i>In-cylinder</i>	158
Tabela 13 Configurações do movimento do escoamento	158
Tabela 14 Valores <i>URF</i>	161
Tabela 15 Valores <i>URF</i> reduzidos	162
Tabela 16 Limites da Solução.....	162
Tabela 17 Monitores de superfície	163
Tabela 18 Monitores de Volume	163
Tabela 19 Valores iniciais (<i>standard Initialization</i>)	163
Tabela 20 Massa total que passa através das válvulas de escape por ciclo.	167
Tabela 28 Massa total que passa através das válvulas de admissão por ciclo.....	168
Tabela 22 Quadro comparativo das emissões do motor com valores de referência	188
Tabela 23 Parâmetros da malha.....	227
Tabela 24 Configurações gerais da malha.	227
Tabela 25 Configurações locais da malha - cilindro	228
Tabela 26 Configurações locais da malha - câmara.....	228
Tabela 27 Configurações locais da malha - <i>Vlayer</i>	228
Tabela 28 Configurações locais da malha - Inboard	229
Tabela 29 Configurações locais da malha - Portas	229
Tabela 30 Parâmetros das condições fronteira de entrada para as condutas de admissão....	230
Tabela 31 Parâmetros das condições fronteira de saída para as condutas de escape.....	230
Tabela 32 Temperatura das paredes	230
Tabela 33 Designações das interfaces da malha	231
Tabela 34 Eventos definidos para a malha dinâmica	232

Tabela 35 Zonas estacionárias da malha dinâmica.	233
Tabela 36 Corpos rígidos da malha dinâmica.	234
Tabela 37 Zonas de deformação da malha dinâmica	235

Lista de Acrónimos

CFD	Dinâmica de Fluidos Computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CI	Ignição por compressão (<i>Compression Ignition</i>)
CLM	<i>Compagnie Lilloise des Moteurs</i>
CNG	Gás Natural Comprimido (<i>Compressed Natural Gas</i>)
DME	Éter dimetil
DNS	Simulação Numérica Direta (<i>Direct Numerical Simulation</i>)
DOHC	Dupla árvore de cames à cabeça (<i>Double Overhead Camshaft</i>)
ESTG	Escola Superior de Tecnologia e Gestão
GPL	Gás de petróleo liquefeito
GRP	Gabinete de Relações Públicas
HC	Hidrocarbonetos não queimados
HWA	Anemómetro de fio quente (<i>Hot Wire Anemometer</i>)
IDC	Ponto morto interior (<i>Inner Dead Center</i>)
INPI	Instituto Nacional da Propriedade Industrial
IPG	Instituto Politécnico da Guarda
LDV	Velocimetria por laser Doppler (<i>Laser Doppler Velocimetry (LDV)</i>)
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MACI	Motor Alternativo de Combustão Interna
MCI	Motor de Combustão Interna
MIG/MAG	<i>Metal Inert Gas / Metal Active Gas</i>
ODC	Ponto morto exterior (<i>Outer Dead Center</i>)
OHC	Árvore de cames à cabeça (<i>Over Head Camshaft</i>)
OHV	Válvulas à cabeça (<i>Over Head Valve</i>)
OP	Pistões opostos (<i>Opposed Piston</i>)
OPE	Motor de pistões opostos (<i>Opposed Piston Engine</i>)

OPOC	Pistões opostos e cilindros opostos (<i>Opposed Piston Opposed Cylinder</i>)
OPRE	<i>Opposed Piston Pulling Rod Engine</i>
PETG	<i>Polyethylene Terephthalate Glycol</i>
PISO	<i>Pressure Implicit with Splitting of Operator</i>
PIV	Velocimetria por imagens de partículas (<i>Particle Image Velocimetry (PIV)</i>)
PMI	Ponto Morto Inferior (<i>Bottom Dead Center (BDC)</i>)
PMS	Ponto Morto Superior (<i>Top Dead Center (TDC)</i>)
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
RS	Tamanho de referência (<i>Reference Size</i>)
SI	Ignição por faísca (<i>Spark Ignition</i>)
SI	Sistema Internacional de Unidades
<i>SIMPLE</i>	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
<i>SIMPLEC</i>	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent</i>
UBI	Universidade da Beira Interior
URF	Fatores de relaxação (<i>Under-Relaxation Factors</i>)
US	Estados Unidos (<i>United States</i>)
2S	Dois tempos (<i>Two stroke</i>)
4S	Quatro tempos (<i>Four stroke</i>)

Nomenclatura

Símbolo	Descrição
A	Área
a	Raio da cambota, raio do círculo definido pelo movimento rotativo da cambota
AF	Relação ar combustível (<i>Air Fuel Ratio (AFR)</i>)
AF_{real}	Relação ar combustível real
AF_{st}	Relação ar combustível estequiométrica
b	Comprimento do braço
B	Binário
$BMEP$	Pressão média efetiva ao freio
C	Curso
C_{sf}	Consumo específico de combustível (<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>)
D	Diâmetro interno do cilindro
D_h	Dimensão característica do escoamento
e	Energia mássica
E_{dij}	Componente média do tensor das taxas de deformação
F	Força
FA	Relação combustível ar (<i>Fuel Air Ratio (FAR)</i>)
FA_{real}	Relação combustível ar real
FA_{st}	Relação combustível ar estequiométrica
i	Número de cilindros
$IMEP$	Pressão média indicada (<i>Indicated medium effective pressure</i>)
$ISFC$	Consumo específico indicado (<i>Indicated Specific Fuel Consumption</i>)
k	Energia cinética turbulenta
k_p	Energia cinética turbulenta no ponto P
k_t	Condutividade térmica

k_{vK}	Constante de von Karman
l_b	Comprimento da biela
L	Maior escala do escoamento
m	Massa
M_a	Número de Mach
\dot{m}	Caudal mássico
m_a	Massa de ar que realmente entra no cilindro em cada ciclo
m_{at}	Massa de ar que teoricamente encheria o cilindro
\dot{m}_a	Caudal mássico de ar
m_f	Massa de combustível
\dot{m}_f	Caudal mássico de combustível
\dot{m}_{fh}	Consumo horário de combustível
n	Velocidade de rotação (rpm)
N	Número de pontos da malha
n_R	Número de rotações por ciclo de trabalho
p	Pressão
PCI	Poder calorífico inferior do combustível
P_k	Taxa de produção de energia cinética turbulenta
Pr_t	Número de Prandtl turbulento
q_j	Fluxo de calor
R	Constante particular do gás ou mistura gasosa
Re	Número de Reynolds
$R\%$	Reserva de binário
R_{DC}	Relação entre o diâmetro e o curso
R_{la}	Relação entre o comprimento da biela e raio da cambota
r_v	Relação volumétrica de compressão
s	Entropia mássica
s_p	Posição do pistão em função do ângulo da cambota
S_{ij}	Tensor das taxas de deformação

t	Tempo
u	Vetor velocidade
u_i	Velocidade numa dada direção i
u'_i	Flutuação da velocidade numa dada direção i
\bar{u}_i	Velocidade média numa dada direção i
U^*	Velocidade adimensional média
U_p	Velocidade média do fluido no ponto P
V	Volume
v	Volume mássico
\dot{V}	Caudal Volúmico
V_i	Volume do cilindro para uma dada posição da cambota ou num dado instante
v	Velocidade
v_p	Velocidade instantânea do pistão
V_c	Volume da câmara de combustão
V_d	Volume deslocado ou cilindrada
\bar{v}_p	Velocidade média do pistão
V_t	Volume total do cilindro
W_i	Trabalho indicado
\dot{W}_b	Potência efetiva ao freio
\dot{W}_i	Potência indicada
y_p	Distância da parede ao ponto P
y^+	Distância adimensional à parede
y^*	Unidade adimensional de parede
γ	Coefficiente dos calores específicos
Γ_t	Difusividade turbulenta
$\Gamma_k; \Gamma_\varepsilon$	Coefficientes difusivos
δ_{ij}	Delta de Kronecker
ε	Dissipação das flutuações da velocidade ou dissipação viscosa
ε_c	Taxa de compressão

η_g	Rendimento global
η_i	Rendimento indicado
η_k	Menor escala do escoamento (Kolmogorov)
η_m	Rendimento mecânico
η_t	Rendimento térmico teórico
η_v	Eficiência volumétrica
θ	Ângulo da cambota
λ	Coeficiente de excesso de ar
μ	Viscosidade absoluta ou dinâmica
μ_t	Viscosidade turbulenta
ν	Viscosidade cinemática
ρ	Massa volúmica
ρ_{ai}	Massa volúmica do ar (ou mistura) nas condições da admissão
ρ_c	Relação de compressão
$-\rho (\overline{u'_i u'_j})$	Tensões de Reynolds
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Número de Prandtl turbulento para k e ε
τ_{ij}	Tensor das tensões viscosas
ϕ	Riqueza da mistura
ϕ	Variável escalar
ϕ'	Contribuição flutuante da variável ϕ
$\bar{\phi}$	Contribuição média da variável ϕ
ω	Velocidade angular
ω	Taxa de dissipação das flutuações da velocidade

Nota: Ao longo de todo o texto procurou-se sempre que possível utilizar as unidades do sistema internacional de unidades SI legalmente reconhecidas em Portugal de acordo com o Decreto - Lei n.º 128/2010 de 3 de dezembro, que altera e republica, o Decreto - Lei n.º 238/94, de 19 de setembro. No entanto houve necessidade de usar outras unidades que não as do SI, mas sempre que isso aconteceu referenciaram-se devidamente as unidades no texto. Como exemplo pode citar-se o caso das unidades do consumo específico de combustível.

Capítulo 1 Introdução

Os motores de pistões opostos (OPE) caracterizam-se por terem um par de pistões a operar face a face em sentidos opostos, num único cilindro, eliminando dessa forma a necessidade das cabeças dos cilindros.

O propósito desta tese é descrever a forma como se construiu um motor monocilíndrico de pistões opostos partindo de dois motores iguais de 4 tempos, de ignição por faísca, a funcionar segundo o ciclo de Otto, alimentados a gasolina, com válvulas laterais no bloco. Referem-se também os parâmetros característicos do motor de pistões opostos obtidos a partir dos ensaios realizados num freio dinamométrico e da modelação em CATIA e da simulação numérica do comportamento do escoamento no interior do cilindro com recurso ao *software* ANSYS 15.

Para melhor compreensão do assunto desenvolvido nesta tese, começa-se por definir e classificar os motores de combustão interna. De seguida faz-se uma breve resenha histórica dos primórdios do desenvolvimento dos motores de combustão interna com o intuito de enquadrar os motores de ciclo Otto e os motores de pistões opostos. Como os motores de combustão interna são máquinas térmicas, faz-se uma breve apresentação dos ciclos termodinâmicos mais usuais, o ciclo de quatro tempos e o ciclo de dois tempos, dando particular destaque à forma como se processam as trocas gasosas e às vantagens de um ciclo relativamente ao outro.

Os pontos seguintes consistem em definir e caracterizar os motores de pistões opostos, elaborar uma classificação concisa deste tipo de motores e fazer uma breve resenha histórica dos primórdios da evolução dos motores de combustão interna convencionais e depois particularizar para os motores de pistões opostos por se considerar que assim, é mais fácil apresentar o resumo do estado da arte que resulta da compilação dos artigos científicos, dissertações, patentes e outro material relevante para este trabalho sobre motores de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca.

Para completar este primeiro capítulo apresentam-se os objetivos do projeto de desenvolvimento de um motor alternativo de combustão interna de pistões opostos e descreve-se a forma como foi organizada a estrutura do corpo de texto desta tese.

1.1 Definição e nomenclatura dos motores de combustão interna

Os motores térmicos são máquinas que têm por objetivo transformar a energia térmica em energia mecânica, ou seja trabalho disponibilizado diretamente, Giacosa (1986).

Os motores distinguem-se essencialmente pelo modo segundo o qual a energia fornecida é transformada em energia mecânica. Com efeito, podem ser de tipo alternativo, isto é, com pistões dotados de movimento alternativo, ou ainda rotativos, quer dizer, com pistões rotativos (Wankel) ou turbinas, Giacosa (1986). O motor estudado neste trabalho é um motor alternativo.

Nos motores alternativos de combustão interna o aumento da temperatura dos gases devido à combustão dá origem a um aumento de pressão no interior do cilindro, o que faz deslocar o pistão no sentido descendente, isto é, no sentido do ponto morto superior, PMS, para o ponto morto inferior, PMI. O ponto morto superior, PMS, é a posição mais próxima da cabeça do motor que o pistão atinge no seu movimento alternativo. O ponto morto inferior, PMI é a posição mais distante da cabeça do motor que o pistão atinge no seu movimento alternativo. A distância entre estes dois pontos tem a designação de curso, C . O cilindro que contém o pistão tem um diâmetro interno, D . O volume deslocado pelo pistão entre o PMS e o PMI recebe também a designação de cilindrada, V_d . O volume acima do PMS recebe a designação de volume da câmara de combustão, V_c , ou volume mínimo. O volume total, V_t , é o volume do cilindro acima do PMI ou volume máximo. O conjunto biela manivela transforma o movimento alternativo do pistão, devido à expansão dos gases sob pressão, em movimento rotativo. A figura 1 ilustra a geometria básica de um motor alternativo de combustão interna onde é possível observar o conjunto biela manivela e constatar a sua importância na transformação do movimento alternativo do pistão no movimento rotativo da cambota.

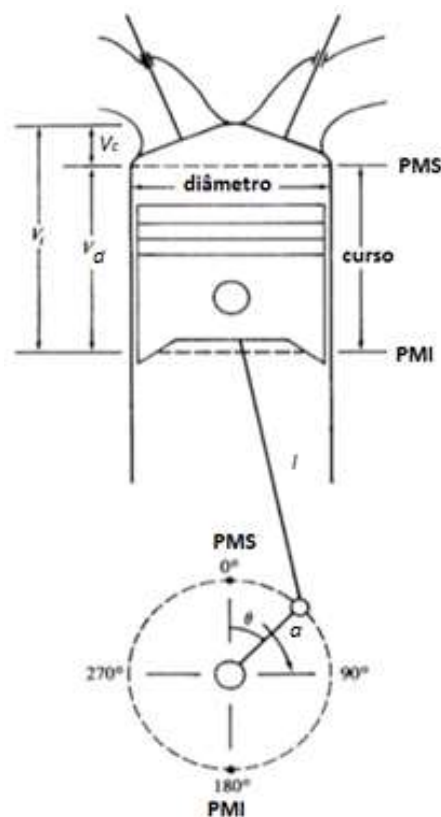


Figura 1 Geometria básica do conjunto biela manivela dos motores alternativos de combustão interna. Adaptado a partir de Heywood (1992)

Importa desde já definir alguns parâmetros geométricos, tais como, a cilindrada ou volume deslocado V_d , a relação entre o diâmetro e o curso R_{DC} , a relação entre o comprimento da biela e o raio da cambota R_{la} , a velocidade média do pistão \bar{v}_p , a posição do pistão s_p e por último a relação volumétrica de compressão r_v .

O volume deslocado, V_d define-se como o volume varrido ou deslocado pelo pistão entre o PMS e o PMI, equação 1.1.

$$V_d = V_t - V_c \quad (1.1)$$

O volume deslocado de um motor também pode ser calculado a partir do diâmetro interior do cilindro D , do curso C percorrido pelo pistão entre o PMI e o PMS e do número de cilindros i , tal como se mostra na equação 1.2.

$$V_d = \frac{\pi}{4} D^2 C i \quad (1.2)$$

Por sua vez a relação entre o curso e o raio da cambota a é dado pela equação 1.3.

$$C = 2a \quad (1.3)$$

A relação entre o diâmetro e o curso R_{DC} , equação 1.4, é um excelente parâmetro para avaliar o projeto do motor. Geralmente apresenta valores compreendidos entre de 0,8 e 1,2, e permite uma melhor visão de alguns parâmetros, tais como as perdas por atrito, o rendimento térmico e a velocidade do pistão. No caso do motor a estudar, que se apresenta no capítulo 2, apresenta de origem 1,4 e a conversão para pistões opostos dá origem a uma relação de 0,7.

$$R_{DC} = \frac{D}{C} \quad (1.4)$$

A relação, R_{la} , entre o comprimento da biela, l_b , e o raio da cambota, a , equação 1.5, é um parâmetro geométrico a ter em conta, com valores a variar entre 3 e 5, para os motores pequenos e médios e a variar entre 5 a 10 para os motores maiores. O motor em estudo apresenta uma relação entre o comprimento da biela e o raio da cambota de 3,6.

$$R_{la} = \frac{l_b}{a} \quad (1.5)$$

A velocidade do pistão é também um fator a ponderar, considerando que o pistão acelera e desacelera em cada curso, o material do pistão e da biela são sujeitos a esforços extremamente elevados. Por isso, é comum impor um limite de segurança na velocidade do pistão, variando entre 5 e 15 m/s. O motor a estudar apresenta uma velocidade média de 5,5 m/s quando o motor gira a 3600 rpm, uma velocidade de rotação próxima do regime máximo do motor. Além disso, o fluxo de gás dentro do cilindro sofre com o aumento da velocidade do pistão; quanto maior a velocidade, menor é o tempo de abertura das válvulas de admissão e de escape e, por isso a massa de ar ou de mistura admitida por ciclo pode diminuir. Isso pode conduzir a uma

incapacidade do motor para introduzir as quantidades necessárias de ar num tempo tão curto, Gonçalves (2014). A velocidade média do pistão \bar{v}_p , pode ser calculada pela equação 1.6, considerando o curso e uma dada velocidade de rotação n , em rotações por minuto, rpm.

$$\bar{v}_p = 2 C \frac{n}{60} \quad (1.6)$$

Com propósitos analíticos é útil calcular a posição do pistão, s_p , em função de um dado ângulo da cambota θ , do comprimento da biela e do raio da cambota.

$$s_p = a \cos\theta + \sqrt{(l_b^2 - a^2 \sin^2\theta)} \quad (1.7)$$

A velocidade instantânea do pistão é dada pela equação 1.8, Martins (2005).

$$v_p = \frac{ds_p}{dt} = \bar{v}_p \frac{\pi}{2} \sin\theta \left[1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{R_{la}^2 - \sin^2\theta}} \right] \quad (1.8)$$

Nos motores de pistões opostos o volume do cilindro, V_i , para qualquer ângulo da cambota é dado pela equação 1.9, adaptada a partir de Heywood (1988)

$$V_i = V_c + 2 \frac{\pi D^2}{4} (l_b + a - s) \quad (1.9)$$

A equação 1.9 pode ser adimensionalizada dando origem à equação 1.10, dividindo todos os termos por V_c , o volume da câmara de combustão.

$$\frac{V}{V_c} = 1 + (r_v - 1) \left[R_{la} + 1 - \cos\theta \sqrt{R_{la}^2 - \sin^2\theta} \right] \quad (1.10)$$

onde r_v é a relação volumétrica de compressão que se define como a relação entre o volume total do cilindro acima do PMI, V_t e o volume da câmara de combustão, V_c , acima do PMS tal como se mostra na expressão 1.11.

$$r_v = \frac{V_t}{V_c} = \frac{V_c + V_d}{V_c} = 1 + \frac{V_d}{V_c} \quad (1.11)$$

Por vezes esta relação volumétrica de compressão também é referida como, ρ_c , relação de compressão, Giacosa (1986), ou como, ε_c , taxa de compressão, Martins (2005). No caso dos motores a gasolina de ignição por faísca a relação volumétrica de compressão situa-se entre 8 e 12, para motores sobrealimentados e motores mais antigos este valor pode diminuir ligeiramente. Valores entre 6 e 8 são aceitáveis. Para os motores de ignição por compressão apresentam valores que variam geralmente entre 12 e 24. Para pequenos motores com injeção direta e sobrealimentação esta relação tem descido até valores de 16 a 17.

A figura 2 mostra o corte transversal do esquema de um motor alternativo de combustão interna (MACI). Sobre esta representação esquemática é possível identificar os principais componentes de um motor tais como o bloco do motor, o cárter e a cabeça. Estes três componentes contêm

todas as partes móveis e fixas do motor tais como os cilindros, pistões, conjunto biela manivela, sistema de distribuição, lubrificação, etc...

Os MACI com uma configuração semelhante à que aqui se apresenta serão referidos nesta tese como motores convencionais.

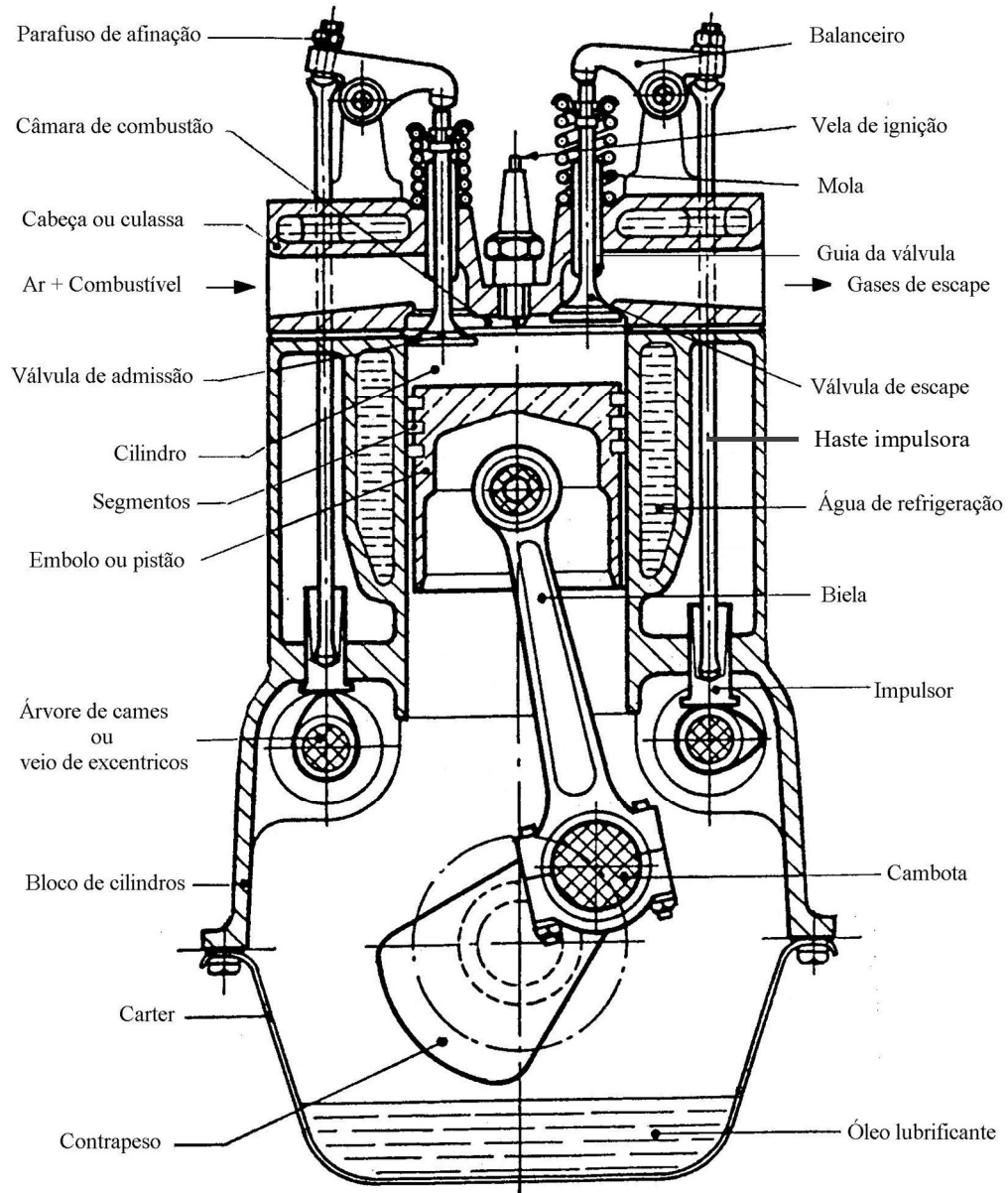


Figura 2 Nomenclatura básica dos motores alternativos de combustão interna. Adaptado a partir de Giacosa (1986)

1.2 Classificação dos motores alternativos de combustão interna

Há muitos tipos de motores alternativos de combustão interna (MACI) diferentes. Estes podem ser classificados segundo diversos critérios. Para o efeito selecionaram-se critérios tais como: tipo de ignição; ciclo termodinâmico; ciclo de trabalho; configuração dos motores; aplicações;

tipo de câmara de combustão; tipo e colocação de válvulas ou janelas e árvore de cames; combustível usado; método de preparação da mistura; método de controlo da mistura; método de arrefecimento; sugeridos por Heywood (1988). Para além destes critérios que permitem explicitar os motores, poder-se-iam especificar outros.

Tipo de Ignição

Ignição por faísca (*Spark Ignition SI*) nos motores com vela de ignição onde a mistura é homogénea e nos motores de carga estratificada onde a distribuição da mistura é heterogénea. Ignição por compressão (*Compression Ignition CI*) nos motores Diesel, assim como na ignição dos motores a gás através da injeção pilotada de gasóleo.

Tipo de ciclo termodinâmico

Motor de ciclo Otto para motores de ignição por faísca a gasolina, álcool e gás e motor de ciclo Diesel para motores de ignição por compressão alimentados a gasóleo. Pode ainda considerar-se o ciclo misto para motores de ignição por compressão mais rápidos. Mais adiante fala-se com mais detalhe do ciclo Otto.

Ciclo de trabalho

Ciclo de quatro tempos: normalmente aspirados (fazem a admissão do ar à pressão atmosférica), comprimidos (a mistura ou ar que enche os cilindros é comprimida) e turbo comprimidos (a mistura ou ar que enche os cilindros é comprimida por um compressor acoplado a uma turbina que aproveita a energia dos gases de escape). Ciclo a dois tempos: Lavagem por cambota e sobrealimentados (comprimidos e turbo comprimidos). Na secção 1.5 desta tese dá-se especial atenção aos ciclos de trabalho dos motores de combustão interna (MCI).

Configuração dos motores

Os motores alternativos podem ser divididos segundo a disposição dos cilindros: em linha, em V, radiais, horizontalmente opostos (boxer) e pistões opostos, figura 3. Podem considerar-se também outras geometrias tais como os motores rotativos como por exemplo o Wankel.

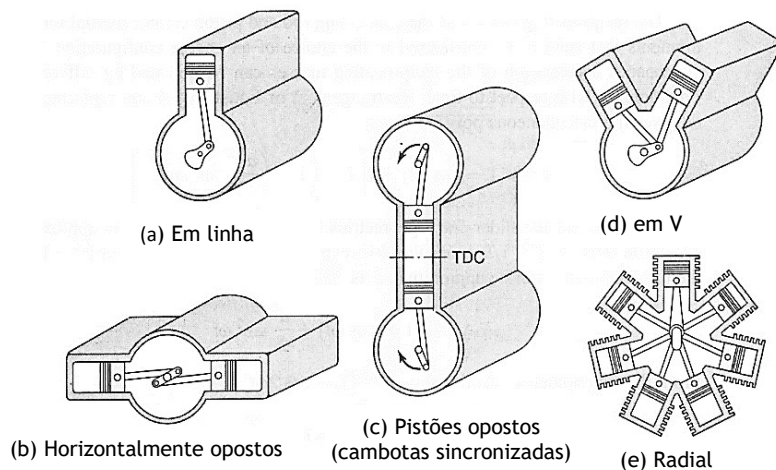


Figura 3 Configuração dos motores. Adaptado a partir de Ferguson e Kirkpatrick (2001)

Aplicações

Automóveis, caminhões, locomotivas, aviões leves, drones, barcos, sistemas portáteis de geração de energia e grandes sistemas geradores de potência, etc...

Tipo de Câmara de Combustão

Câmara aberta como se pode ver nas figuras 4 e 5, onde se podem considerar diversas configurações: câmara de Ricardo, hemisféricas, em disco, em cunha, em forma de colher cavada no pistão. Câmara dividida de grande ou pequeno tamanho, a qual pode ser de vários tipos: pré câmaras e câmaras de turbulência.

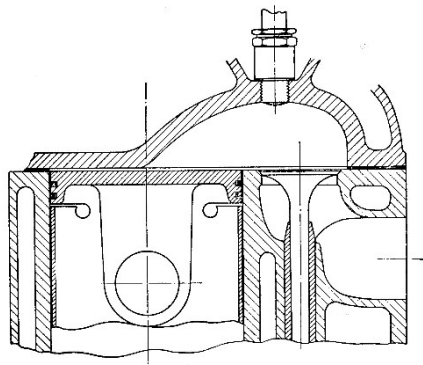


Figura 4 Câmara de combustão de elevada turbulência (Ricardo) para motores com válvulas laterais. Stone (1992)

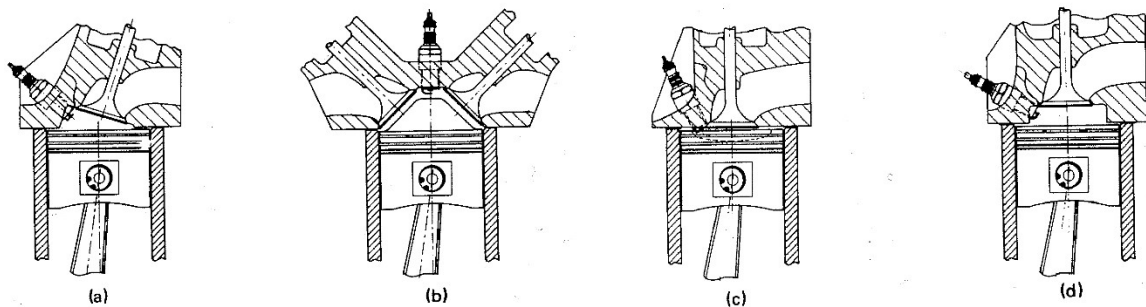


Figura 5 Tipos de câmara de combustão para motores a gasolina a) em cunha b) hemisféricas, c) cavada no pistão d) em disco. Stone (1992)

Tipo e colocação de válvulas ou janelas e árvore de cames

Árvores de cames no bloco e válvulas laterais (ou cabeça em T e em L) para motores mais antigos, figura 6. O motor Robin usado para construir o motor de pistões opostos (OPE) deste trabalho tem válvulas laterais e árvore de cames no bloco. Desta forma o novo OPE tem válvulas laterais e árvores de cames no bloco.

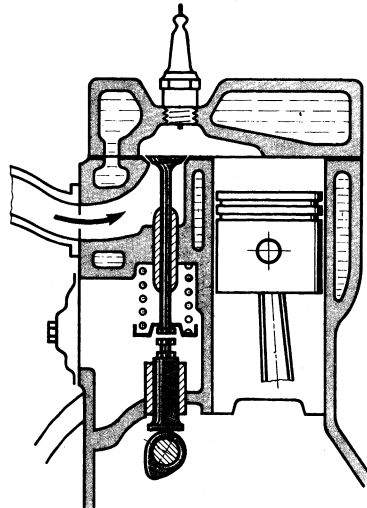


Figura 6 Motor com árvore de cames no bloco e válvulas laterais. Lucchesi (1989)

Válvulas à cabeça (ou cabeça em I ou OHV) com árvore de cames no bloco. Válvulas à cabeça e árvore de cames à cabeça (OHV/OHC). Válvulas à cabeça e dupla árvore de cames à cabeça e (OHV/DOHC) usual nos motores mais modernos de melhores prestações, figura 7.

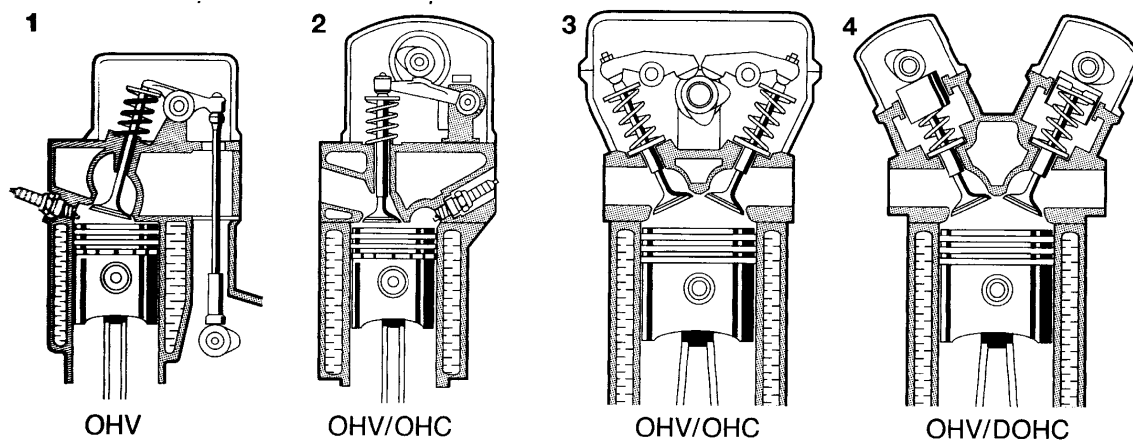


Figura 7 Tipo e colocação de válvulas e árvore de cames. Bosch (2004)

Nos motores de dois tempos em vez das válvulas usam-se janelas para efetuar as trocas gasosas. A disposição das janelas no cilindro depende do tipo de lavagem. Assim tem-se: a lavagem transversal (janelas de admissão e escape situadas em lados opostos do cilindro), lavagem em laço (janelas de admissão e de escape situadas no mesmo lado do cilindro) e lavagem unidirecional (janelas ou válvulas de admissão em pontos opostos do cilindro, das janelas ou válvulas de escape).

Combustível usado

Gasolina, gasóleo, gás natural, gás de petróleo liquefeito, álcool (metanol, etanol) hidrogénio e multicomcombustível.

Método de preparação da mistura

Carburador, injeção de combustível nas condutas de admissão (indireta) e injeção de combustível no interior do cilindro (direta).

Método de controlo de admissão da mistura

Controlo simultâneo do combustível e do ar de modo a que a composição da mistura se mantenha constante. Controlo apenas sobre o combustível, ou então uma combinação de ambos os casos anteriores.

Método de Arrefecimento

Arrefecido a água, arrefecido a óleo, arrefecido a ar e não arrefecido (para além das trocas do fluido de trabalho com a atmosfera).

Método de Lubrificação

Lubrificação: por chapinhagem usado em muitos motores monocilíndricos de 4 tempos; por pressão, usado nos motores de 4 tempos multicilíndricos; mistura, usado tipicamente nos motores de dois tempos e ainda por cárter seco.

1.3 Breve resenha histórica dos primórdios dos MCI

Os motores térmicos servem a humanidade desde os primórdios da revolução industrial, há mais de dois séculos e meio. Nos primeiros 150 anos foram usadas as máquinas a vapor, onde o fluido de trabalho era o vapor aquecido e vaporizado numa caldeira. Os gases resultantes da combustão aqueciam e vaporizavam o fluido de trabalho. Estas máquinas a vapor eram motores de combustão externa.

Em meados do século XIX surgiram os primeiros motores de combustão interna que transformam a energia térmica libertada pela reação química de combustão entre o ar e o combustível em energia mecânica, disponibilizada sob a forma de trabalho. Estes motores térmicos utilizavam o aumento da pressão da mistura gasosa resultante da combustão para realizar trabalho.

Os primeiros trabalhos conhecidos sobre motores de combustão interna foram atribuídos a Christian Huygens em 1673 com um motor que elevava um pistão no interior de um cilindro onde se queimava pólvora. Enquanto os gases no interior do cilindro arrefeciam, baixava a pressão e a descida do pistão fazia subir água ou carvão por ação da pressão atmosférica.

Denis Papin aproveitou esta ideia e propôs em 1688 o funcionamento da máquina a vapor segundo o “princípio atmosférico”, isto é, estes motores funcionavam por depressão e evitavam aproveitar a força devida ao aumento da pressão, aquilo que na época se chamava a força viva. Esta máquina a vapor foi evoluída posteriormente por Thomas Savery, Thomas Newcomen e por

último, pelo escocês James Watt que brilhantemente aproveita a força viva da expansão do vapor com o sucesso que se conhece.

Com o advento e rápido desenvolvimento da máquina a vapor os motores de combustão interna estagnaram e só em 1805 Isaac de Rivaz, consegue desenvolver com algum sucesso o motor de pistão livre, figura 8, Martins (2005). Em 1854 Barsanti e Matteucci patentearam um motor de cilindro vertical que no entanto, dadas as condicionantes do seu tempo não teve sucesso comercial Lucchesi (1989).

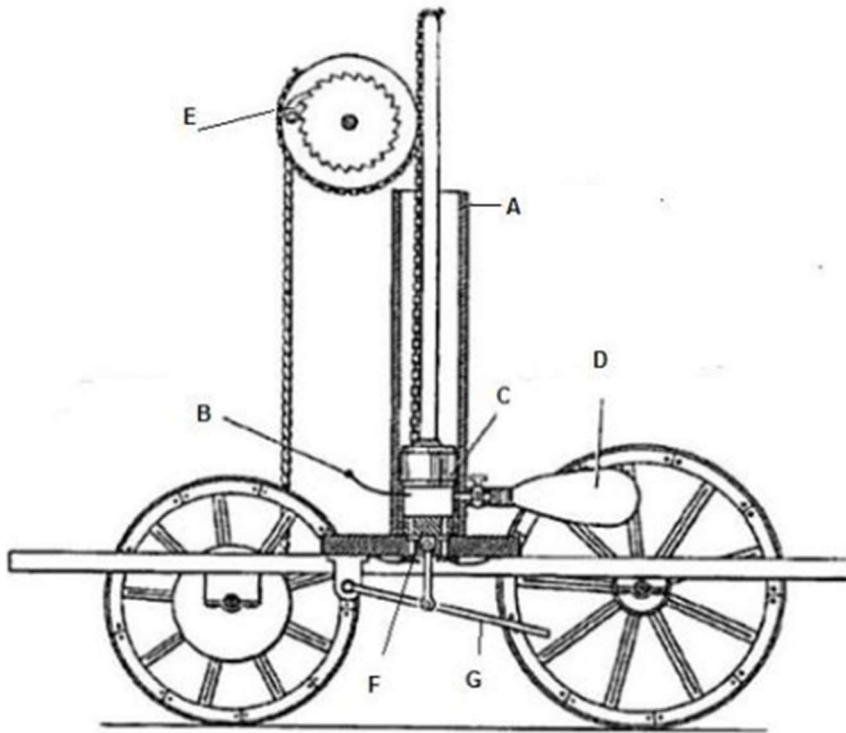


Figura 8 Representação esquemática do motor de Rivaz. Eckermann (2001).

Foi necessário esperar até ao início da segunda metade do século XIX para com Jean Lenoir, se pensar de novo no motor de combustão interna. Apoiado nos trabalhos e na experiência da máquina de vapor, construiu um primeiro protótipo em 1860. Tratava-se de um motor pouco distinto da máquina a vapor, de que era derivado: monocilíndrico, horizontal, pistão de duplo efeito, dois tempos tinha distribuição por válvulas de correição para a admissão da mistura e o escape dos gases queimados Martins (2005). Atribui-se ainda a Lenoir o arrefecimento do cilindro, a introdução do carburador e da inflamação elétrica.

Em 1861 Jean Lenoir comercializou os primeiros motores de combustão interna cerca de 500 unidades. Este motor da figura 9 fazia a admissão da mistura na primeira metade do curso, na segunda metade desse curso dava-se a ignição com a correspondente inflamação e expansão da mistura gasosa. A partir daí o pistão retorna ao ponto inicial onde se abria a válvula de escape permitindo a saída dos gases devido ao aumento da pressão.

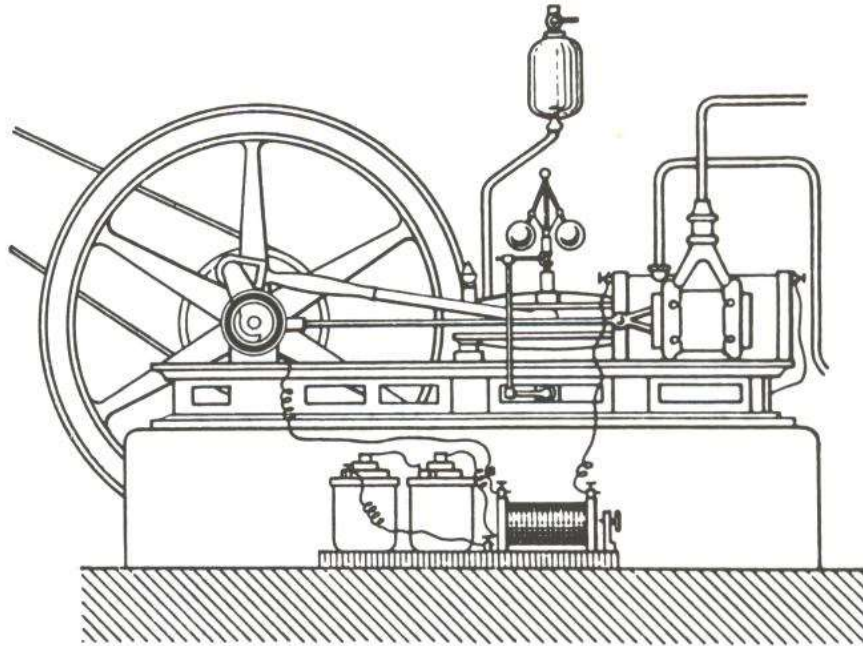


Figura 9 Motor de Lenoir. Stone (1992)

Em 1860, Nicolaus August Otto (1852-1891), entusiasmado com os trabalhos de Lenoir, dedicou-se a experimentar a técnica deste. Numa pequena oficina de Colónia quase realizava o primeiro motor sem compressão a quatro tempos. Finalmente em associação com Eugen Langen desenvolvem em 1866 o motor de pistão livre, com um princípio de funcionamento semelhante ao de Rivaz, e fundam a Fábrica de motores Deutz AG, onde fabricaram mais de 5000 motores na sua fábrica de Colónia, Martins (2005). Este motor da figura 10, funcionava com a introdução do combustível no primeiro décimo do curso, de seguida a mistura inflamava e a expansão obrigava à subida do pistão que armazenava desta forma energia potencial que era depois transformada em trabalho através de um volante de inércia colocado no topo do cilindro e que funcionava em roda livre, isto é, só era acionado para realizar trabalho enquanto o pistão descia. O escape realizava-se na parte final deste curso de descida.

Tendo verificado as limitações deste motor Nicolaus Otto assumiu a direção dos trabalhos na Deutz e começa a trabalhar num motor de compressão prévia com 4 tempos. Em 1876 produz e patenteia a sua grande descoberta: o motor a quatro tempos com compressão prévia contribuindo deste modo para o fim do ciclo de Lenoir. Este motor era mais silencioso, mais eficiente, semelhante ao desenvolvido sem sucesso por Barnett em 1838 e usava a compressão prévia descrita por Schmidt em 1861, Stone (1992).

O motor de Otto funcionava segundo os princípios enunciados por Beau de Rochas em 1862, numa patente que deixou caducar, onde sugeria 4 pontos fundamentais para o desenvolvimento do “seu” motor de compressão prévia e combustão a volume constante, Martins (2005):

- Um cilindro com o máximo volume e um mínimo de superfície;

- A mais alta velocidade possível;
- A maior expansão possível;
- A maior pressão possível no início da expansão.

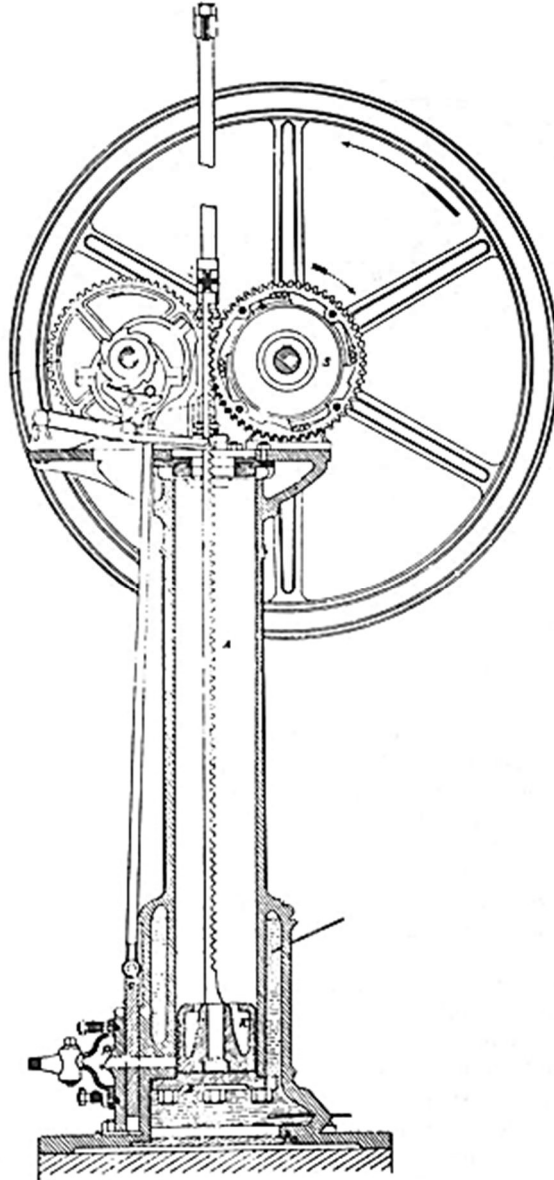


Figura 10 Motor de Otto e Langen. Stone (1992)

Dado que foi Otto o primeiro a ter sucesso comercial com este motor, o seu nome ficaria para sempre associado ao ciclo de 4 tempos com compressão prévia e combustão a volume constante, apesar dos problemas associados à sua patente.

Enquanto a patente de Otto não foi anulada, vários construtores adotaram o ciclo de dois tempos como se mostra na figura 11 com compressão prévia, entre os quais se destacaram Dugald Clerk na Escócia, James Robson em Inglaterra e Karl Benz na Alemanha.

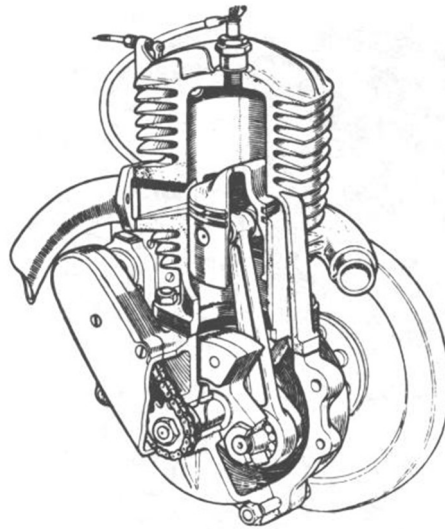


Figura 11 Vista em perspectiva do motor de dois tempos. Stone (1992)

Entretanto Wittig desenvolve na Alemanha por volta de 1878 o primeiro motor de pistões opostos (OPE) bem-sucedido, figura 12. Os motores de pistões opostos caracterizam-se por terem um par de pistões a operar face a face em sentidos opostos no mesmo cilindro, eliminando dessa forma a necessidade das cabeças dos cilindros. Este motor monocilíndrico funcionava inicialmente a quatro tempos, com as condutas de admissão e de escape na zona central do cilindro, usava uma única cambota de três braços, onde longas bielas laterais, com um desfasamento de 180° relativamente à biela central, impulsionavam o pistão “exterior” através de uma ligação em ponte (barra transversal), enquanto a biela central impulsionava o pistão “interior”. O pistão exterior era um pistão de ar que também podia impulsionar uma bomba de lavagem.

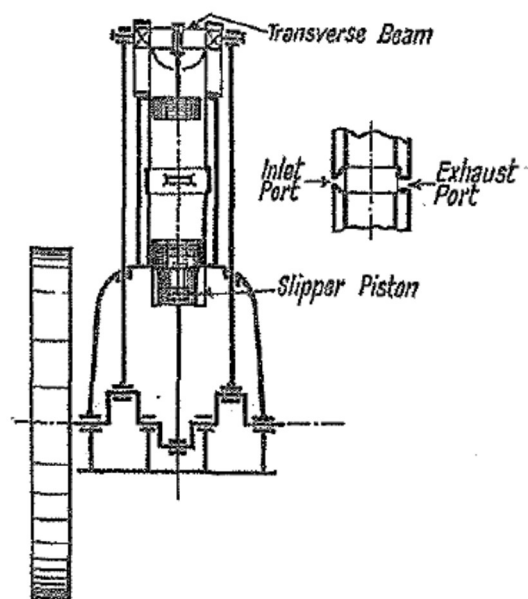


Figura 12 Motor de pistões opostos de Wittig. Pirault e Flint (2009)

Em 1892 Rudolf Diesel inventou e patenteou o motor de ignição por compressão, de combustão a pressão constante e compressão prévia que ficaria conhecido pelo seu nome, cuja característica fundamental era “comprimir ar puro num cilindro a uma temperatura superior à da auto inflamação do combustível, que seria introduzido a partir do PMS”. Estava assim criado o novo ciclo termodinâmico a quatro tempos. Logo no primeiro protótipo, atingiu um rendimento de 22%, equivalente a um consumo específico de 235 g/cv.h, que batia todos os recordes da época. O seu primeiro motor de aplicação prática data de 1898. Este motor de 1898 queimava gás que era injetado no seio de ar comprimido. Embora Diesel tenha concebido a injeção direta do combustível, esta apenas foi realizada 20 anos depois. Após um período de intensa crise, durante o qual muitos dos detentores de licenças abandonaram a sua construção, o motor acabou por vingar e impor-se.

1.4 Ciclos termodinâmicos

Os motores alternativos de combustão interna têm como princípio transformar a energia térmica libertada nas reações químicas da combustão entre o ar e o combustível em energia mecânica. O aumento da temperatura e conseqüente aumento da pressão dos gases no interior do cilindro impulsiona o pistão durante o curso de realização de trabalho, enquanto o fluido de trabalho é sujeito a uma série de transformações e trocas de massa e energia e que vão constituir o ciclo motor.

Como a análise desses fenómenos é muito complexa, estas transformações podem ser modeladas por processos ideais agrupados de modo a produzir-se um ciclo teórico aproximado ao do funcionamento do motor, isto é, um ciclo termodinâmico. O fluido de trabalho deste ciclo é constituído por ar que se comporta como um gás ideal, o processo de combustão é substituído pela adição de calor a partir de uma fonte externa, o processo de escape é substituído por uma dissipação de calor para um sumidouro externo a baixa temperatura que regenera o fluido de trabalho para as propriedades do seu estado inicial, Martins (2005). Este ciclo termodinâmico é composto pelos processos apresentados na figura 13.

O motor estudado opera a gasolina, ou seja, através do ciclo termodinâmico de Otto a quatro tempos com os seguintes processos:

- 0-1: **admissão isobárica** (pressão constante);
- 1-2: **compressão isentrópica** (não ocorrem trocas de calor com a vizinhança);
- 2-3: **combustão isocórica** (adição de calor a volume constante a partir de uma fonte externa);
- 3-4: **expansão isentrópica**. (fase em que é realizado o trabalho necessário para a realização de todos os outros processos, não ocorrem trocas de calor com a vizinhança);

4-1: **expansão isocórica.** (Abertura da válvula de escape, por onde se dissipa o calor residual para o ambiente);

1-0: **expansão isobárica** (pressão constante).

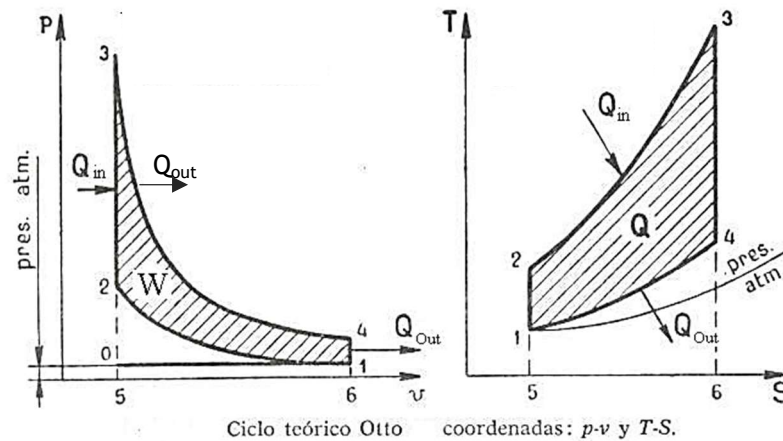


Figura 13 Diagrama (p-V) e (T-S) do ciclo de Otto teórico. Giacosa (1986)

O ciclo representado anteriormente refere-se a um ciclo de Otto teórico-ideal, isto é, considera uma série de simplificações que permitem modelar o ciclo de uma forma simples e determinar o rendimento térmico teórico η_t , a partir do conhecimento da relação volumétrica de compressão e do coeficiente dos calores específicos (k).

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (1.12)$$

Essas simplificações postulam que não existem perdas em nenhum dos processos. Na realidade essas perdas existem e podem ser representadas no diagrama p-v, obtendo-se o ciclo real. A figura 14 apresenta o diagrama (p-v) para um ciclo de Otto real, sobreposto sobre o ciclo Otto teórico no qual se verificam os desvios existentes entre o ciclo real e o ciclo teórico. Assim:

- a compressão e expansão não são isentrópicas, existindo assim degradação de energia no processo e transferência de calor entre o fluido de trabalho e as vizinhanças, estas perdas estão assinaladas pela letra A;
- a combustão não é isocórica nem instantânea, isto é, tem um tempo finito de combustão e por isso a ignição da faísca tem de se realizar antes do pistão chegar ao ponto morto superior (PMS), no diagrama aparece representado pela letra B;
- a fase inicial de escape não é instantânea nem isocórica, ou seja, há a necessidade de se abrir a válvula de escape antes do ponto morto inferior (PMI) para que ocorra uma queda de pressão dentro do cilindro. Esta depressão aproxima a pressão no interior do cilindro da pressão existente no exterior, esta perda está assinalada pela letra C;

- a admissão e o escape não são verdadeiramente isobáricos, verificam-se sempre perdas de carga devido à bombagem do fluido para o interior do cilindro e do cilindro para o exterior e da abertura das válvulas de admissão e de escape não serem instantâneas. Estas perdas encontram-se representadas pela letra D.

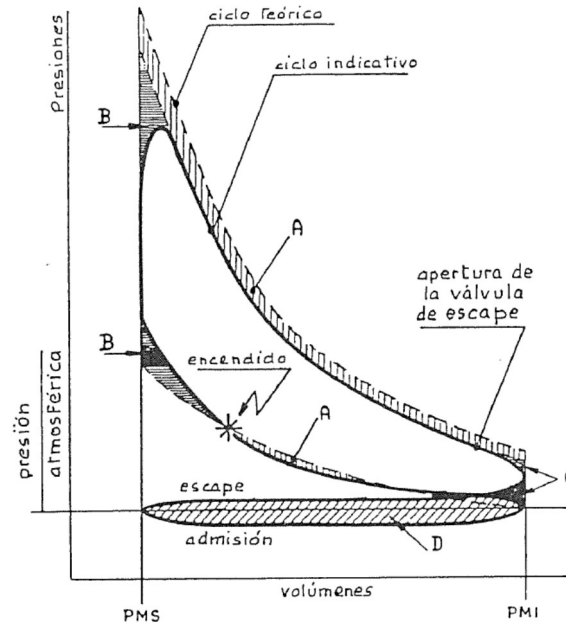


Figura 14 Ciclo de Otto real sobreposto sobre o ciclo Otto teórico no diagrama (p-v). Giacosa (1986)

1.5 Ciclos de trabalho

Por ciclo operativo ou ciclo de trabalho entende-se a sucessão de operações que o fluido de trabalho executa no cilindro e repete de forma periódica. O ciclo de trabalho é caracterizado pelo número de cursos efetuados pelo pistão para o realizar. Desta forma diz-se que o ciclo é de 4 tempos quando o ciclo se realiza em 4 cursos do pistão e de 2 tempos quando o ciclo se realiza com apenas 2 cursos do pistão. Isto significa que os motores alternativos a 4 tempos realizam um ciclo em cada duas voltas ou rotações da cambota, enquanto os de 2 tempos realizam o ciclo de trabalho com apenas uma rotação da cambota ou eixo de manivelas.

A grande maioria dos motores alternativos de combustão interna são de 4 tempos. O ciclo de trabalho do motor de 4 tempos compreende 4 etapas: admissão, compressão, expansão e escape, Giacosa (1986).

1.5.1 Motor de quatro tempos

O motor alternativo de combustão interna mais vulgar é o motor a gasolina, denominado motor de ignição por faísca (SI), pois a combustão inicia-se devido a uma descarga elétrica de alta tensão (faísca) no interior da câmara de combustão, Martins (2005).

A estrutura de um motor a quatro tempos requer válvulas na parte superior do cilindro. Uma delas é a válvula de admissão, por onde entra a mistura fresca de ar e combustível, e a outra é a válvula de escape, por onde são expulsos os gases queimados. O conjunto dos órgãos mecânicos responsáveis pela abertura e fecho das válvulas, nos tempos devidos recebe a designação de sistema de distribuição.

O ciclo de funcionamento deste motor é executado a cada duas rotações completas (720°) da cambota, Giacosa (1986). Assim na 1ª meia volta (0° - 180°) ocorre a admissão, na 2ª meia volta (180° - 360°) a compressão, na 3ª meia volta (360° - 540°) a expansão e na 4ª meia volta (540° - 720°) o escape, como se pode observar na figura 15

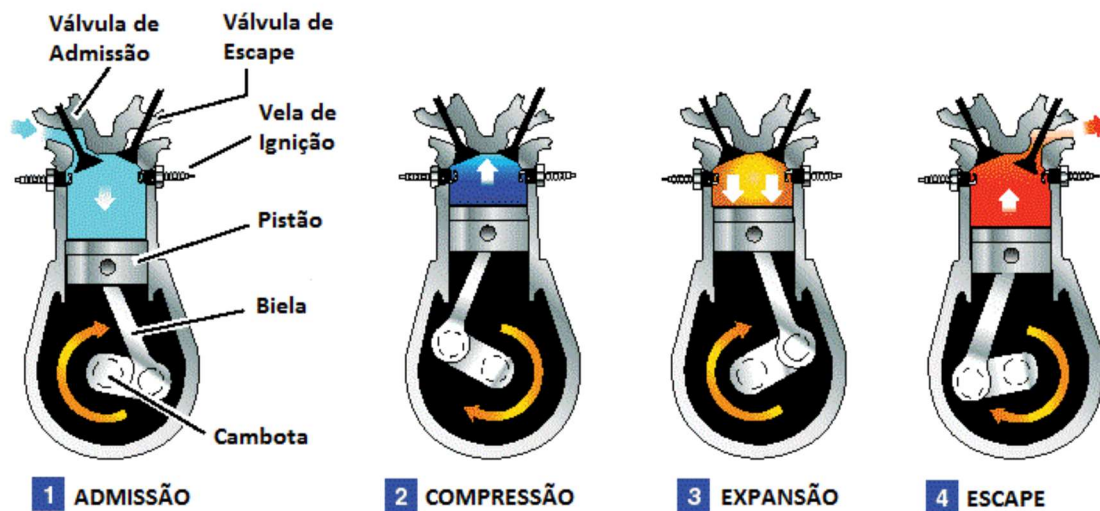


Figura 15 Etapas do ciclo de 4 tempos. Santos (2009)

Etapas do ciclo de 4 tempos

Admissão: Quando o pistão se encontra no PMS, a válvula de admissão abre, permitindo assim que a mistura fresca de ar e combustível entre no cilindro. À medida que o pistão desce para o PMI, é criada uma depressão que aspira a mistura para dentro do cilindro. Desta forma faz-se o enchimento do cilindro. Quando o pistão chega ao PMI a válvula de admissão fecha-se e a mistura fica retida no interior do cilindro, Martins (2005).

Compressão: O pistão situa-se no PMI e vai começar o seu movimento ascendente. Nesta fase ambas as válvulas estão fechadas para que o movimento do pistão consiga comprimir ao máximo a mistura presente no cilindro. Enquanto o pistão sobe, a temperatura e a pressão no interior do cilindro aumentam até o seu valor máximo no PMS, homogeneizando a mistura. Estas condições proporcionam uma combustão mais completa na câmara de combustão. No entanto a temperatura no final da compressão deverá ficar bastante abaixo da temperatura de auto inflamação da mistura fresca, Martins (2005).

Expansão: Depois de concluída a primeira volta da cambota dá-se ignição por faísca que inflama a mistura, altura em que o pistão começa novamente a descer do PMS para o PMI. A ignição é realizada através de uma vela de ignição, e faz com que ocorra a combustão da mistura. Esta queima rápida origina um aumento brusco da pressão, o impulso das elevadas pressões exercidas pelos gases queimados em expansão, provoca o movimento descendente do pistão até ao PMI. É esta a única etapa em que o motor fornece o trabalho necessário para a realização de todas as outras fases do ciclo termodinâmico do motor. Chama-se por isso tempo motor ou tempo de trabalho.

Escape: Quando o pistão chega ao PMI a válvula de escape abre, permitindo o escoamento dos gases queimados a velocidades elevadas, de modo a ser introduzida uma nova mistura. O pistão no seu movimento ascendente limpa os gases queimados do interior do cilindro. Quando o pistão ao chega ao PMS, a válvula de escape fecha e dá-se por concluído um ciclo termodinâmico. Os gases de escape evoluem pelo sistema de escape onde as suas ondas sonoras são amortecidas, até serem descarregados na atmosfera, Martins (2005).

Diagrama da distribuição

A forma como o motor de 4 tempos foi apresentado pode levar a concluir que as válvulas abrem e fecham de forma instantânea coincidente com o PMI ou PMS. Isto seria verdade para motores extremamente lentos, mas para que os motores rápidos atuais possam trabalhar com elevados enriquecimentos de ar no cilindro no tempo de admissão, é necessário aproveitar os efeitos inerciais e de ressonância das colunas gasosas à entrada e saída do cilindro (efeitos dinâmicos). Assim as válvulas abrem durante um tempo superior à meia rotação da cambota anteriormente suposta.

Esta situação deve-se, entre outros fatores, como se verá na análise do diagrama da distribuição, figura 16, ao facto de as válvulas levarem um certo intervalo de tempo, mesmo que muito pequeno, a deslocarem-se, quer seja na abertura quer seja no fecho.

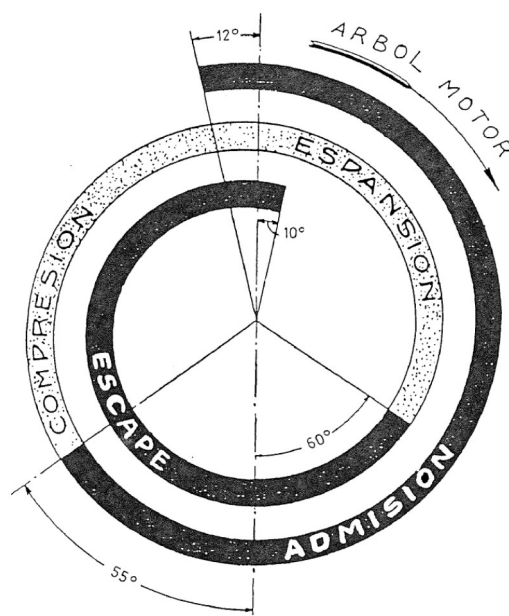


Figura 16 Diagrama da distribuição de um motor de 4 tempos. (Giacosa 1986)

A válvula de escape começa a abrir ainda na fase da expansão, normalmente por volta de 40° a 60° antes do PMI e fecha-se completamente por volta de 15° a 30° depois do PMS. A abertura acontece antes do PMI para que a pressão no interior do cilindro baixe para valores próximos da pressão de escape de forma a permitir que uma grande quantidade dos gases queimados escapem do cilindro o mais cedo possível, Martins (2005). O fecho ocorre depois do PMS para que se consiga um aproveitamento da inércia do escoamento dos gases de escape para fora do cilindro. Com isto, a entrada da mistura na fase de admissão é feita mais facilmente. No PMS, ambas as válvulas se encontram abertas (cruzamento de válvulas). Portanto a válvula de admissão abre normalmente entre 10° a 20° antes do PMS e fica aberta até uns 50° a 70° depois do PMI, para que a entrada da mistura para o interior do cilindro depois do PMI seja continuada. As elevadas velocidades do ar na entrada do cilindro criam inércia, levando a que a mistura continue a entrar no cilindro mesmo que a sua pressão seja superior à da conduta de admissão. Se o coletor de admissão estiver à pressão atmosférica a pressão de enchimento pode ser bastante superior. Isto consegue-se com um bom desenho do coletor de admissão e com o fecho da válvula de admissão coincidente com o pico de pressão.

Na situação onde existe cruzamento de válvulas verificam-se duas pressões: pressão de admissão e pressão de escape. Se durante este período de tempo a pressão de admissão for menor que a pressão de escape, é possível que os gases de escape retornem para dentro do cilindro. Esta situação poderá ser vantajosa em regimes de altas rotações porque nestes regimes o tempo destinado à realização da admissão e do escape é reduzido. Na figura 17 mostra-se a fase do cruzamento das válvulas.

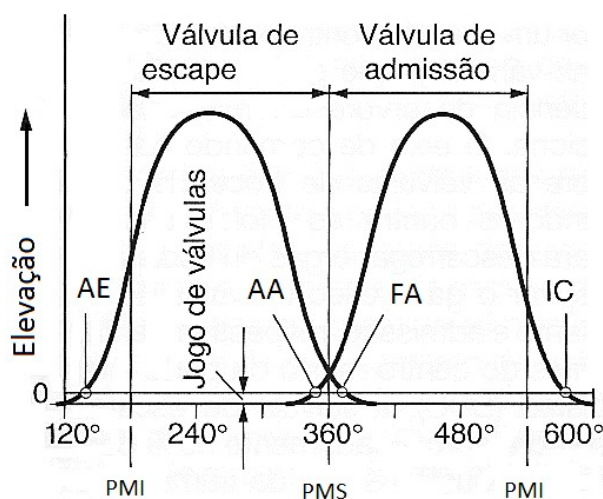


Figura 17 Cruzamento das válvulas entre o final do escape e o início da admissão. Bosch (2005)

Para completar este item apresenta-se o diagrama de pressões em função do ângulo da cambota figura 18, para um motor de 4 tempos. O diagrama $p-v$ do ciclo real pode converter-se neste diagrama por uma simples conversão de coordenadas, conhecendo-se o valor do comprimento

da biela e do raio da cambota, Martins (2005). No diagrama da pressão em função do ângulo da cambota podemos analisar a variação da pressão ao longo de todo o ciclo. A análise deste diagrama é de primordial importância para descrever o comportamento médio dos gases no interior do cilindro, identificar as fases de realização de trabalho útil e trabalho consumido. Este diagrama permite conhecer as cargas impostas sobre as partes móveis e chumaceiras da cambota, o que possibilita um melhor conhecimento do comportamento dinâmico desses componentes Giacosa (1986).

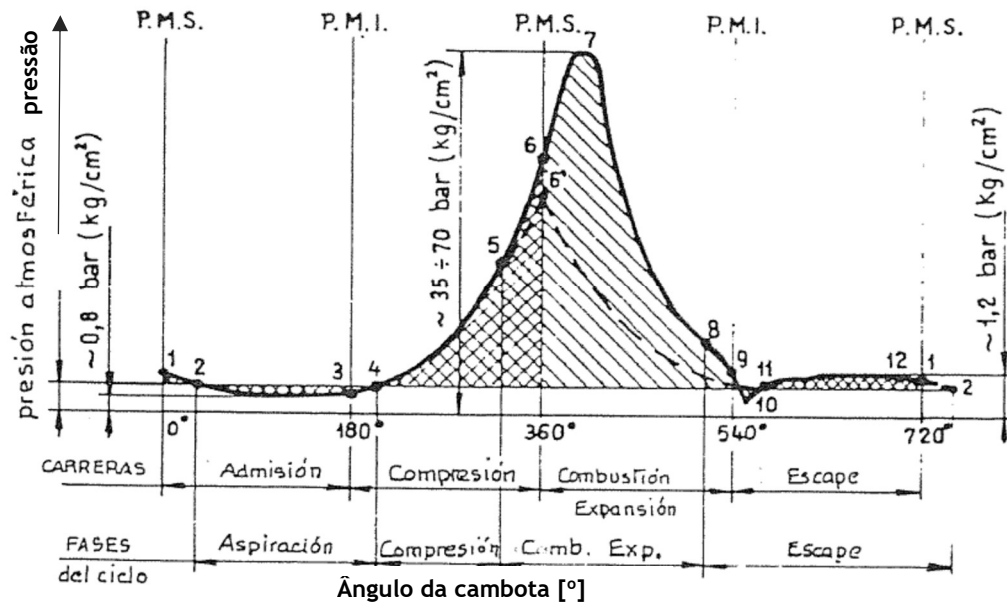


Figura 18 Diagrama da pressão em função do ângulo da cambota. Giacosa (1986)

Vantagens de um motor a quatro tempos:

- económicos e pouco poluentes, devido à sua queima ser bastante eficiente (injeção direta e indireta e um bom sistema de abertura e fecho das válvulas);
- grande durabilidade porque não necessita de atuar a grandes rotações para obterem uma potência considerável;
- grande fiabilidade devido ao bom funcionamento do seu sistema de lubrificação, tornando-se assim menos propícios a problemas;
- pouco ruído e vibração;
- um bom binário a baixas rotações devido à sua eficiência volumétrica.

Desvantagens:

- motores geralmente pesados e caros;

- a sua potência é prejudicada por completarem apenas um ciclo a cada duas revoluções da cambota;
- dificuldade na resolução de problemas no motor, devido à sua estrutura complexa e à grande variedade de peças;
- necessidade de mudança regular do óleo;
- não podem operar em qualquer orientação.

1.5.2 Motor de dois tempos

Com o intuito de encurtar a parte não motora de um motor de 4 tempos eliminam-se os cursos de escape e de admissão, estas operações realizam-se quando o pistão se encontra nas proximidades do PMI. Assim temos um ciclo com quatro fases (admissão, compressão, expansão e escape) somente em dois tempos isto é em dois cursos do pistão A estrutura de um motor de 2 tempos é ligeiramente diferente da de um motor de 4 tempos pois este tipo de motor dispensa a distribuição, o que torna o motor muito mais simples, Martins (2005).

Um motor a dois tempos executa as quatro etapas do ciclo a cada volta (360°) da sua cambota. Para isso ser possível, é necessário efetuar uma compressão prévia da mistura a admitir no interior do cilindro. No exemplo da figura 19, a compressão prévia é feita no cárter por ação da parte inferior do pistão.

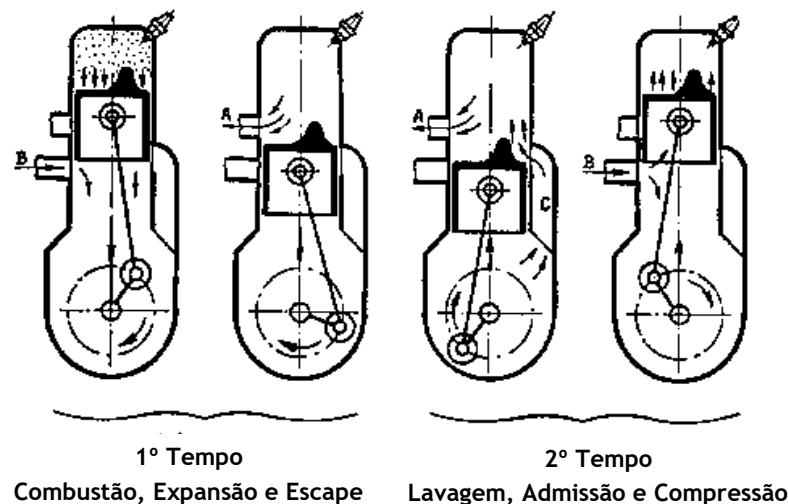


Figura 19 Etapas do funcionamento do motor de dois tempos. Adaptado de Giacosa (1986)

Neste motor é o pistão que abre e fecha as janelas de escape e de transferência. O primeiro tempo, isto é a 1ª meia volta (0°-180°) correspondente ao curso de trabalho, inicia-se com a inflamação da mistura, combustão, prossegue com a expansão até que o pistão abre a janela de escape (A) por onde começam a sair os gases de escape devido à sua elevada pressão e termina com a abertura da janela de transferência (C) o que permite a entrada da mistura

previamente comprimida no cilindro. O segundo tempo correspondente à etapa de retorno do pistão desde o PMI até ao PMS onde se dá numa primeira fase a lavagem do interior do cilindro, a admissão e na segunda fase a compressão. A fase da lavagem ocorre quando o pistão descobre a janela de transferência (C), enquanto a janela de escape também ainda está aberta, o que permite à mistura fresca forçar a saída dos gases de escape que ainda permanecem no cilindro. No final do primeiro curso e no início do segundo, ambas as janelas estão descobertas e por isso pode-se considerar que a admissão da mistura fresca e o escape dos gases ocorrem simultaneamente. A fase de admissão de mistura fresca para o cárter inicia-se quando o pistão permite a abertura da janela de admissão (B)

Os motores de 2 tempos têm geralmente, uma estrutura muito similar, um mecanismo simples e poucas peças móveis, variando apenas no método da admissão e compressão prévia da mistura ar/combustível e do método de lavagem do cilindro. Têm também a particularidade do pistão funcionar como uma válvula, permitindo assim abrir e fechar todas as janelas do motor.

Etapas do ciclo de 2 tempos

Expansão-Escape: Enquanto o pistão se aproxima do PMS, a mistura é comprimida até ao seu máximo. Um pouco antes de chegar ao PMS, inflama-se a mistura através da ignição por faísca e inicia-se a combustão. A expansão dos gases de combustão e a libertação de energia associada elevam a temperatura provocam o aumento da pressão na câmara de combustão, fazendo com que o pistão produza trabalho e, através da biela, movimento a cambota. Ao deslocar-se para baixo, o pistão desobstruirá a janela de escape. Esta abertura permite que os gases queimados sejam expulsos, por se encontram a pressões elevadas, enquanto a conduta da janela de escape está aproximadamente à pressão atmosférica existindo assim uma grande diferença de pressão.

Na continuação do seu movimento descendente e próximo do PMI, o pistão descobre também a conduta da janela de transferência. Nesta altura, o cilindro possui uma pressão menor do que a existente no cárter, devido ao movimento descendente do pistão originar uma pressão na mistura presente no cárter. Deste modo, a mistura passa do cárter para a câmara de combustão o que também ajudará na evacuação dos gases queimados. Quando o pistão atinge o PMI começa a ascender de novo, a janela de transferência é obstruída, a janela de admissão volta a estar aberta e inicia-se o segundo tempo.

A admissão-compressão: corresponde ao curso de retomo do pistão ao PMS: Quando o pistão atinge o PMI, este começa a deslocar-se para o PMS. No início desta deslocação, a janela de transferência está desobstruída, fazendo com que a mistura de ar e combustível entre no cilindro. Com a obstrução da janela de transferência, a mistura de ar e combustível deixa de entrar e durante o restante percurso é comprimida pelo pistão. Enquanto o pistão se desloca do PMI para o PMS origina-se uma depressão no cárter devido à subida da parte inferior do pistão, o que permite a entrada da mistura de ar atmosférico e combustível para dentro do cárter, que é comprimida durante a maior parte do curso seguinte. No final da compressão salta a faísca na vela de ignição, inflamando-se a mistura e inicia-se um novo ciclo

Vantagens dos motores de dois tempos:

- em cada volta completa da cambota realiza-se um ciclo podendo assim desenvolver mais potência para uma mesma cilindrada (em comparação com o motor de quatro tempos) e a sua marcha é mais regular;
- ao funcionar como se fosse uma válvula, enquanto abre e fecha janelas, o pistão torna o sistema de alimentação mais simples e barato;
- a manutenção é mais simples, pois possui poucas peças;
- possibilidade de operar em qualquer orientação visto que o cárter não armazena o lubrificante;
- são favoráveis à utilização do ciclo Diesel pois com este tipo de combustível, os motores a dois tempos comprimem somente ar na fase de compressão. Desta forma, o gasóleo é injetado diretamente no ar comprimido realizando-se assim uma queima completa do combustível;
- baixo peso, baixo custo, alta potência por unidade de cilindrada em comparação com os motores de quatro tempos e respostas rápidas de aceleração.

Desvantagens:

- após a fase de escape, uma parte dos gases queimados continua dentro do cilindro contaminando a nova mistura;
- devido à fase de admissão da mistura no cilindro ser simultânea à expulsão dos gases de escape no interior do cilindro, o processo de lavagem destes motores é complexo e parte da mistura fresca admitida pode perder-se de imediato através da janela de escape, desperdiçando combustível e contribuindo para as emissões poluentes;
- uma vez que o óleo é o lubrificante do motor, é necessário que se misture com o combustível. Sendo assim, o óleo será inserido na câmara de combustão e conseqüentemente estará presente na queima juntamente com o combustível. A queima torna-se assim ineficiente (dificuldade do ar em reagir com o combustível) e desperdiça-se o combustível contido na mistura, pois mesmo não estando queimado é expulso pela janela de escape juntamente com o óleo. Os gases não queimados e o óleo são emitidos para o ambiente na forma de hidróxidos de carbono, fuligem e hidrocarbonetos elevando a poluição atmosférica e levando a um menor rendimento. Assim depositam-se mais resíduos na câmara de combustão, e dá-se uma maior emissão de poluentes gasosos;
- pouca durabilidade devida à ineficiência do seu sistema de lubrificação para as peças móveis.

- a fase de admissão-compressão não é realizada de forma efetiva pois, enquanto o pistão executa o seu movimento ascendente, as janelas de escape e de transferência estão abertas, ocorrendo assim perdas de pressão e conseqüentemente perdas de potência. Só quando estas janelas se encontrarem fechadas é que a compressão é efetiva. O mesmo sucede com a expansão que não é completamente aproveitada;
- os motores a funcionar segundo este ciclo produzem muito ruído.

Comparação entre os dois modos de funcionamento

Observando o que foi dito anteriormente sobre estes dois modos de funcionamento, verifica-se que um motor a dois tempos, com a mesma cilindrada de um de quatro tempos, tem uma estrutura de funcionamento mais simples, isto é, pode ter apenas três peças móveis (pistão, biela e a cambota) e não tem válvulas. Assim, as perdas por atrito são reduzidas, as peças são mais leves e consegue-se gerar uma maior potência. Mas este facto é obtido à custa de grandes emissões de poluentes, o que na conjuntura atual das leis de emissão de poluentes, se torna um grande problema para este tipo de motores, fazendo com que percam algum mercado.

O que realmente importa hoje em dia num motor é:

- a sua eficiência em termos de aproveitamento da energia do combustível (menores perdas nos seus ciclos termodinâmicos);
- o facto de ser económico (existe o risco de o combustível se tornar gradualmente mais caro tornando-se assim muito dispendioso);
- a necessidade de ter baixas emissões de poluentes.

Estes aspetos encontram-se num motor a quatro tempos. Para além disso, na indústria aeronáutica, um motor a dois tempos é menos flexível porque a sua eficiência diminui mais acentuadamente quando se variam as condições de rotação, altitude, temperatura, etc.

Em face destes argumentos utilizar-se-á o motor em estudo segundo o ciclo de quatro tempos. Assim, estes motores poderão ser utilizados respeitando mais facilmente a legislação relativa às emissões de gases poluentes em vigor e poderão ser também económicos, fiáveis e potentes.

1.6 Caracterização dos motores de pistões opostos

Os motores de pistões opostos (OPE) caracterizam-se por terem um par de pistões a operar face a face em sentidos opostos no mesmo cilindro dessa forma elimina-se a necessidade das cabeças de cilindros, Pirault e Flint (2010).

Devido à sua construção geométrica e facilidade de fabrico este tipo de motores oferece uma boa alternativa para o equilíbrio dinâmico do motor. A construção também se torna mais fácil, uma vez que se elimina a necessidade da cabeça do motor e respetiva junta, Brójo et al. (2010).

Os motores de pistões opostos de 4 tempos (4S), com uma configuração parecida com a da figura 20 têm um funcionamento muito semelhante aos motores de 4 tempos convencionais, com a admissão, compressão, expansão e escape. Estes motores usam válvulas na zona central do cilindro, geralmente comandadas por cames a girar a metade da velocidade da cambota.

A admissão inicia-se com a abertura da válvula de admissão quando os pistões se encontram perto do PMS, depois de atingirem esse ponto invertem o movimento e dirigem-se para o PMI aspirando a mistura fresca, depois de passarem o PMI a válvula de admissão fecha-se e inicia-se a compressão com ambos os pistões a dirigirem-se para o PMS. Perto do PMS a faísca da vela de ignição inflama a mistura (nos motores SI) e os gases em expansão forçam os pistões a deslocarem-se em direção ao PMI. Nas proximidades do PMI abre-se a válvula de escape permitindo que os gases sob pressão se libertem para o exterior, os restantes gases são varridos pelos pistões no seu movimento até ao PMS depois do qual se fecha a válvula após um curto período de cruzamento das válvulas o que permite a substituição dos gases residuais ainda presentes na câmara de combustão pela mistura fresca que começa a ser admitida no cilindro. Nos modernos motores de injeção direta a admissão de mistura fresca é substituída pela admissão de ar. A mistura é feita no interior da câmara de combustão recorrendo a um injetor.

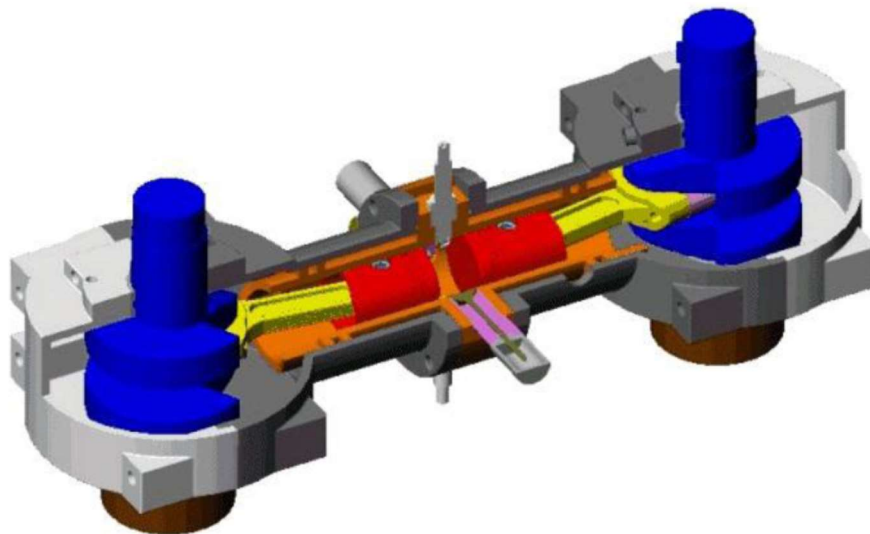


Figura 20 Configuração do motor de pistões opostos de ignição por faísca. Santos (2009)

O conceito dos motores de pistões opostos OP é aplicável aos motores de dois e de quatro tempos a gasolina e Diesel. Mas a necessidade de assegurar a necessária frequência de eventos de admissão e de escape e de conseguir elevadas relações de compressão nos motores de quatro tempos, requer a utilização de válvulas de assento, de manga deslizante ou rotativas comandadas por um sistema de distribuição a funcionar a metade da velocidade de rotação da

cambota o que aumenta a complexidade do motor e o seu custo. Essa complexidade condicionou durante muito tempo o desenvolvimento dos OPE de quatro tempos, apesar de por volta de 1900 o famoso motor de carro de corridas Gobron Brillié, ter um motor de quatro tempos, com apenas uma cambota que utilizava válvulas de assento laterais localizadas no bloco do motor com um alinhamento paralelo ao eixo do cilindro, Pirault e Flint (2009).

Os motores de pistões opostos de dois tempos têm um ciclo termodinâmico muito parecido com o de um motor convencional a dois tempos, com a única diferença a residir no facto de existirem dois pistões opostos no mesmo cilindro, com as diferentes fases a serem muito semelhantes. A fase da compressão é muito parecida, com ambos os pistões a deslocarem-se ao longo do cilindro na direção do PMS (também designado neste tipo de motores por ponto morto interior (*Inner Dead Center*) (IDC)). À medida que se vai realizando a expansão, depois da explosão da mistura, os pistões deslocam-se para o correspondente PMI (também designado neste tipo de motores por ponto morto exterior (*Outer Dead Center*) (ODC)). Durante a parte final deste curso realiza-se a admissão e o escape. A lavagem é feita de forma muito eficaz, pois um dos pistões abre e fecha só as janelas de admissão, enquanto o outro pistão só abre e fecha as janelas de escape, assegurando desta forma uma lavagem uniaxial. Isto permite que nesta fase do ciclo termodinâmico, a janela de admissão possa abrir ligeiramente mais tarde (essa cambota está normalmente 11° mais atrasada) do que a de escape, efetuando-se assim uma lavagem mais eficiente. O atraso faz com que exista mais tempo para expulsar os gases queimados, ainda sob pressão para que depois seja aberta a janela de admissão, dando-se a entrada da nova mistura fresca que percorre todo o cilindro, removendo o que resta dos gases queimados no interior do cilindro Alves (2011). Este tipo de lavagem é usado nos motores mais eficientes.

Normalmente os motores a dois tempos têm uma reduzida eficiência de lavagem mas esta configuração com pistões opostos permite que ocorra uma melhor lavagem dos gases queimados no cilindro. Assim, consegue-se, no caso dos motores Diesel um motor quase tão limpo e eficiente como um motor a 4 tempos só que com uma complexidade muito menor, Pirault e Flint (2009). As trocas gasosas para as versões de dois tempos são controladas pelos movimentos dos pistões, figura 21e efetuadas através das janelas situadas nas paredes do cilindro próximo dos pontos mortos inferiores (exteriores).

Vantagens dos motores de pistões opostos (OPE)

Entre as vantagens dos motores OP destacam-se: binário específico (Nm/kg) elevado, densidade de potência (relação potência peso) muito elevada e uma relação potência volume muito elevada também. Estas vantagens revelam as qualidades dos motores OP bem desenvolvidos, independentemente do campo de aplicação. Os motores OP de dois tempos têm a vantagem de apresentar taxas de dissipação de calor por arrefecimento relativamente mais baixas quando comparadas com os motores de quatro tempos (permitindo radiadores menores para a dissipação de calor), elevada fiabilidade e baixa manutenção, relativa facilidade de

manutenção, excelente tolerância multicomcombustível, injeção a baixas pressões e injetores simples de combustível, Pirault e Flint (2009).

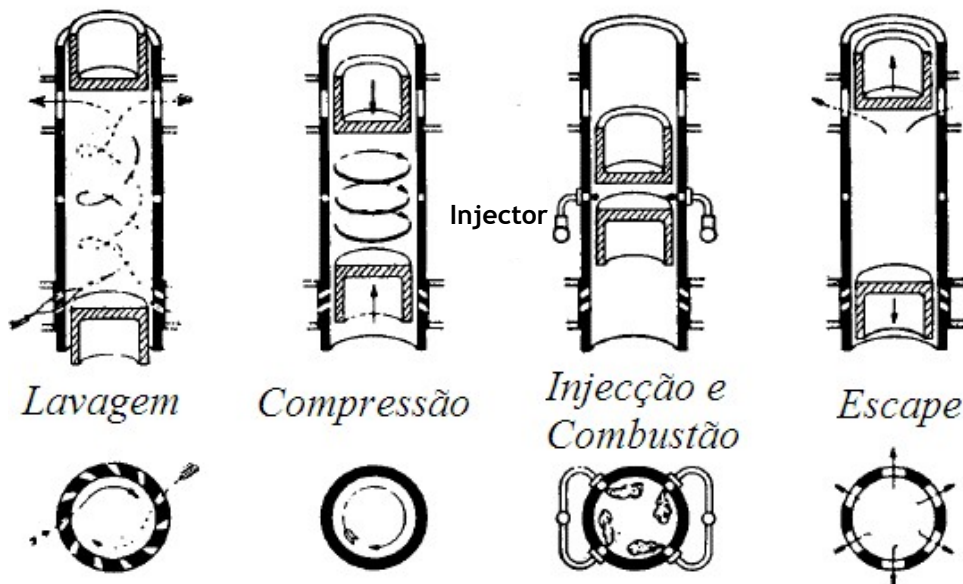


Figura 21 Funcionamento dos motores OP de dois tempos. Adaptado a partir de Gasterstädt (1930)

Por sua vez Santos (2009) refere que os motores de pistões opostos de dois tempos apresentam várias vantagens tais como um melhor desempenho do processo de lavagem, possuem menos peças móveis o que significa uma redução de peso e tamanho, um fabrico e manutenção mais fáceis, bem como uma maior durabilidade, alto rendimento térmico, e densidade de potência (kW/kg) elevada.

O motor de pistões opostos de dois tempos, mesmo pouco sofisticado, apresenta algumas vantagens relativamente aos pouco compactos motores de 4 tempos convencionais:

- os dois pistões deslocam-se ao longo do mesmo eixo;
- em muitos casos, um único injetor serve dois pistões;
- não há cabeças de cilindro;
- não existe distribuição para comandar as válvulas.

No geral, o custo de material é menor para a maior parte das peças fundidas ou maquinadas dos motores OP, devido à menor cilindrada do motor OP versus, motor de quatro tempos convencional com níveis de potência equivalentes.

Os motores OP evoluíram devido à sua facilidade de fabrico, excelente equilíbrio (mesmo em motores monocilíndricos), desempenho competitivo e economia de combustível em relação aos motores a quatro tempos comparáveis, Pirault e Flint (2009). No entanto o advento da legislação de emissões poluentes na década de 70 do século XX e a necessidade de sistemas de

pós tratamento de gases de escape, mesmo para concentrações de poluentes no escape muito baixas desencorajou o uso de motores de 2 tempos, Brójo et al. (2010).

Com tantas vantagens a pender para o lado do motor de pistões opostos causa uma certa estranheza verificar que os motores convencionais de 4 tempos são desde os anos 50 do século XX os preferidos na maioria das aplicações.

Desvantagens e problemas dos motores OP

A baixa fiabilidade dos motores OP de produção mais proeminente (Junkers Jumo 205E, Leyland L60, e Napier Deltic, respetivamente) foi uma das principais desvantagens para o motor OP, já que tinham uma durabilidade limitada, ou requereriam uma manutenção relativamente dispendiosa. Como atenuantes para esta baixa fiabilidade podem considerar-se três constatações, Pirault e Flint (2009):

- em primeiro lugar, todos estes motores foram claramente subdimensionados para as suas aplicações;
- em segundo lugar, os motores eram tão avançados para a sua época, em termos de densidade de potência e relação potência volume relativamente a qualquer outro motor Diesel, que era até surpreendente não haver mais problemas com estes motores;
- em terceiro, enquanto esta tecnologia foi pioneira, os períodos de desenvolvimento destes motores foram extremamente curtos, e suas aplicações, tais como grandes veículos militares, locomotivas ferroviárias e aviões, tinham elevada visibilidade pública.

O elo mais fraco do motor OP foi e provavelmente continua a ser, a questão do consumo de óleo nos motores de dois tempos, devido à existência de janelas na parede do cilindro.

A ignição sucessiva dos motores a dois tempos resulta numa carga térmica elevada na coroa do pistão e na parede do cilindro, particularmente no pistão de escape.

A injeção de lateral, tal como é necessário com um motor de OP, é vista também como uma das principais características negativas. Esta injeção a baixas pressões origina elevadas emissões de NOx e de partículas, Pirault e Flint (2010).

A integridade mecânica e a resistência ao desgaste dos segmentos, que têm de passar por cima das janelas e a longa durabilidade dos revestimentos do cilindro do motor OP, particularmente na zona das janelas de escape, são questões que se têm colocado a quase todos os novos motores de pistões opostos. Refira-se que os segmentos ao passarem pelas janelas são submetidos a uma distorção e flexão local, que não ocorre num motor de quatro tempos.

Apesar destes problemas e desafios, o motor de pistões opostos a dois tempos continua a ser uma opção convincente para certas aplicações, que atualmente ainda têm níveis de emissões sem restrições. Dado o avanço da tecnologia de catalisador para motores Diesel e motores a dois tempos e da possibilidade de usar aditivos especiais e lubrificantes com baixos teores de cinzas (carvão), considera-se que eventualmente o campo de aplicação para os motores de pistões opostos, também pode ser alargado, Pirault e Flint (2009).

1.7 Classificação dos motores de pistões opostos

No livro “Opposed Piston Engines: Evolution, Use, and Future Applications”, Jean-Pierre Pirault, e Martin Flint; fazem em 2009 uma classificação pormenorizada dos motores alternativos de pistões opostos do qual se apresenta aqui um breve resumo. No “*site*” da internet, www.opposedpistonengines.com, construído com o material excedentário do referido livro, também se pode encontrar uma classificação detalhada deste tipo de motores, muito semelhante à do livro, profusamente ilustrada e invulgarmente bem documentada. Assim os motores de pistões opostos podem classificar-se em 6 tipos, onde cada tipo de motor tem diversas variantes. Desta forma consideram-se os motores: sem cambota (*crankless*); cambota única (*single crankshaft*); cambota dupla (*double crankshaft*); cambota múltipla (*multicrankshaft*); Rotativo (*rotary*), e tambor (*barrel*). De seguida apresenta-se uma breve descrição de cada um destes tipos de motores e indicam-se os subtipos e principais motores correspondentes a cada uma das classificações.

1.7.1 Motores sem cambota (*Crankless*)

Os motores de pistões opostos sem cambota (*crankless*) são mais conhecidos como motores de “pistão livre” (*free piston*). Nesta configuração os pistões encontram-se geralmente dispostos num cilindro único, com uma câmara de combustão entre eles. O lado sem combustão dos pistões está ligado a algum tipo de mola pneumática ou câmara de ressalto que faz retornar os pistões ao seu ponto morto interior (*IDC*) após a combustão e expansão.

1.7.2 Motores de cambota única (*Single-crank*)

Existem essencialmente dois tipos de motores OP com uma única cambota, ou seja, as configurações de Wittig de cambota de três braços (*three-throw*) e cambota dobrada (“*folded*” *crankshaft*) ou “feixe de balanceiros” (*rocking beam*), dada a dificuldade de tradução destes dois termos, em caso de dúvida mantém-se o nome original em Inglês.

Motores OP com uma cambota de três braços (*three-throw*)

Os primeiros motores OP usavam uma única cambota de três braços, figura 22, para impulsionar dois pistões no mesmo cilindro, onde a biela central impulsionava o pistão “interior” enquanto as longas bielas laterais, desfasadas 180° relativamente à biela central, impulsionavam o pistão “exterior” através de uma ligação em ponte no topo do motor.

Esta disposição de cambota única, geralmente atribuída a Wittig da Alemanha, tinha diversas vantagens. Primeiro, todo o gás e cargas de inércia estavam contidos no interior do cilindro e partes móveis, donde resulta que quase nenhuma dessas cargas se transmitem para além das

forças de reação do binário para o bloco do motor ou chumaceiras principais. No entanto, as cambotas de três braços dão origem a cambotas muito mais compridas que a dos outros motores OP de cilindrada equivalente com um único cilindro.

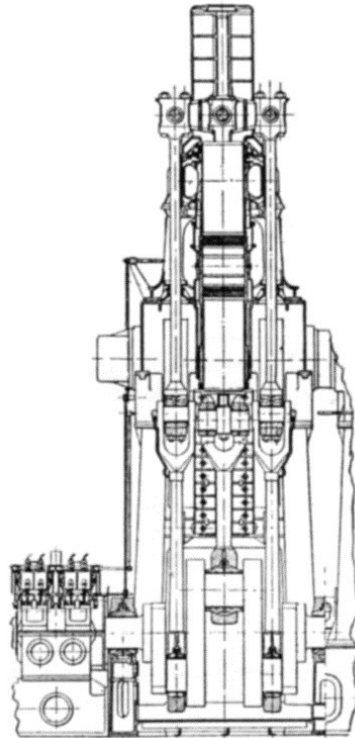


Figura 22 Motor de pistões opostos Doxford de cambota única. Pirault e Flint (2009)

Os motores Doxford e da CLM (*Compagnie Lilloise des Moteurs*) são exemplos bem-sucedidos deste tipo de motor. O primeiro com uma cilindrada unitária na ordem de 180 L/cilindro equipava grandes navios e o último de 0,7 L /cilindro era usado em aplicações diversas tais como tratores agrícolas.

Configuração de cambota dobrada ("*Folded Cranktrain*")

A utilização de balanceiros, em combinação com juntas articuladas permite que os dois pistões no interior do cilindro sejam ligados a uma única cambota, figura 23. Esta configuração é muitas vezes referida como um motor "*Folded*" *Cranktrain*. Os balanceiros, que estão sujeitos a grandes cargas de flexão, são normalmente apoiados em eixos sujeitos a uma oscilação muito substancial, que devem estar interligados por elementos de elevada resistência à tração.

Tal como na configuração de cambota única as cargas são suportadas exclusivamente pelo conjunto biela manivela e pelos balanceiros e respetivos eixos. Isso permite um cárter relativamente leve, com muito pouca carga sobre as chumaceiras principais da cambota, porque as cargas de cada pistão e mecanismo do conjunto biela manivela estão equilibradas entre si. Este motor é mais compacto que o de cambota única com três braços. Por vezes existe um terceiro pistão que funciona como bomba de ar.

Exemplos de produção deste tipo de motores eram a série ZG Sulzer (1936-1945) e o Rootes TS3 (1954-1974).

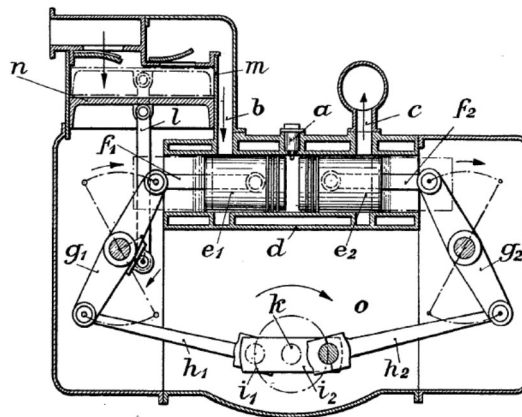


Figura 23 Motor OP com configuração de cambota dobrada. Sulzer (1936)

1.7.3 Motores de cambota dupla (*Twin-Crankshaft*)

Os arranjos de cambota dupla ou duplo eixo de manivelas (*Twin-Crankshaft*) para motores OP, figura 24, foram sugeridos por volta de 1881 por T. H. Lucas, mas só passaram a ser amplamente usados depois de 1910, permitindo arranjos em linha substancialmente mais compactos do que as configurações de cambota única. As duas cambotas podem ser ligadas por engrenagens dentadas, engrenagens cônicas e veio ou correntes. A configuração de dupla cambota apresenta menos vibrações de torção que a configuração de cambota única de três braços, mas dá origem a motores com um comprimento ou altura maior.

Alguns dos motores de pistões opostos mais bem-sucedidos, tais como a família de motores Junkers Jumo, os Fairbanks Morse 38D, o Rolls Royce K60, o Leyland L60, o Climax Coventry H30 e o Kharkiv Morozov TD6 possuem uma configuração de cambota dupla.

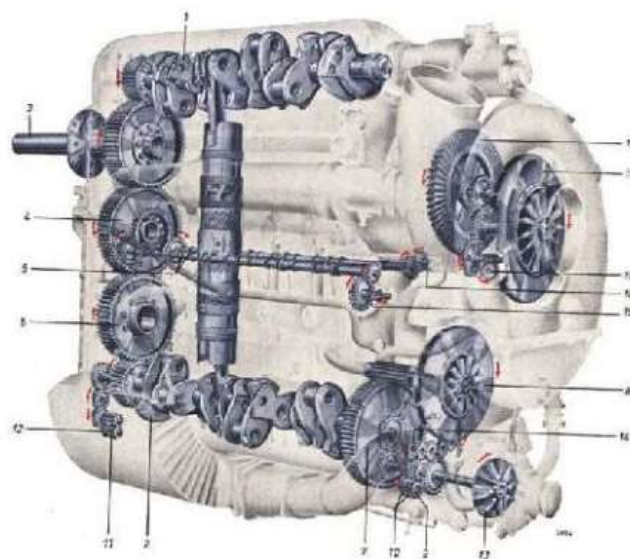


Figura 24 Motor Junkers Jumo 207 com configuração de dupla cambota. Pirault e Flint (2010)

1.7.4 Motores de cambotas múltiplas (*Multiple-Crankshaft*)

As configurações de motores OP com cambotas múltiplas podem ser vistas como um subconjunto de sistemas de duas cambotas. Como usam essencialmente múltiplos de sistemas de dupla cambota dispostos segundo várias formas geométricas, tais como a forma triangular, quadrada, ou hexagonal. O arranjo triangular com três cambotas deu origem ao Napier Deltic, o mais famoso com este tipo de configuração que foi aplicado a navios e locomotivas e a forma quadrada com um arranjo de quatro cambotas era a base do motor Junkers Jumo 223 como se pode ver figura 25.

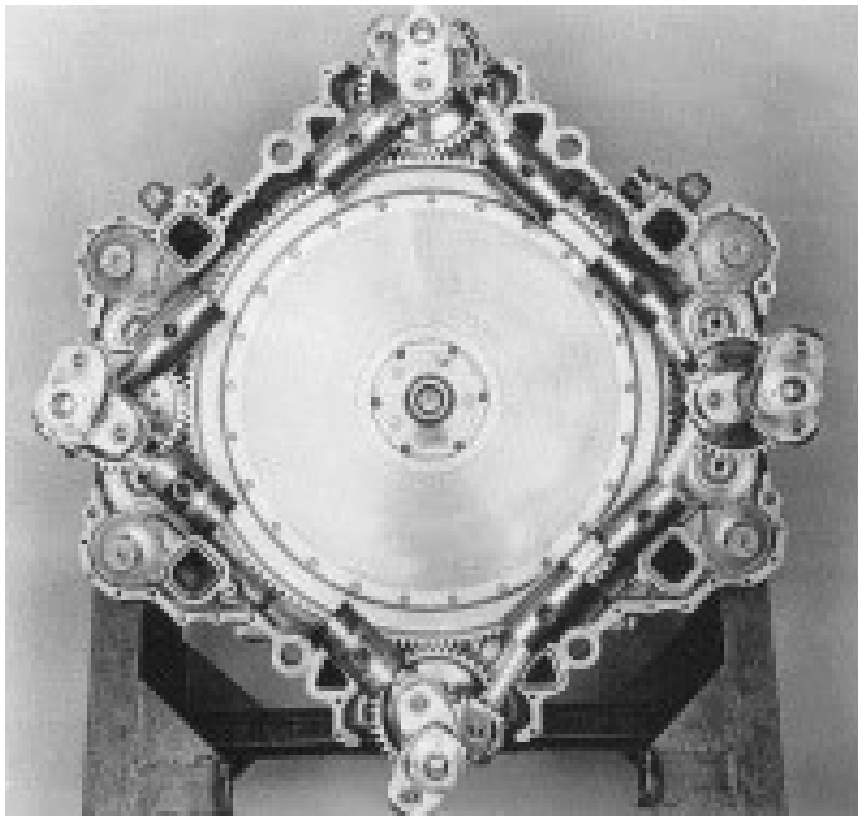


Figura 25 Motor de cambota múltipla Jumo 223. Alves (2011)

1.7.5 Motores de configuração rotativa

Um motor rotativo de pistões opostos (OP) pode parecer improvável, mas surgiram várias versões, tais como o *Mukherjee*, *Tshudi*, *Kauertz* e *Omega*, o *Maier* e mais recentemente o *Leggat Rotary Oscillatory Mechanism* ou ROM, figura 26. Nas versões rotativas, os pistões, assemelham-se a lâminas da pá de remo, oscilam em torno de um eixo central de débito de potência, enquanto todo o conjunto está contido dentro de um invólucro cilíndrico onde se encontra o sistema de trocas gasosas e se realiza a combustão. Em alguns casos, os pistões podem orbitar bem como oscilar e são capazes de funcionar segundo os ciclos, de dois ou de quatro tempos, com as janelas ou válvulas apropriadas.

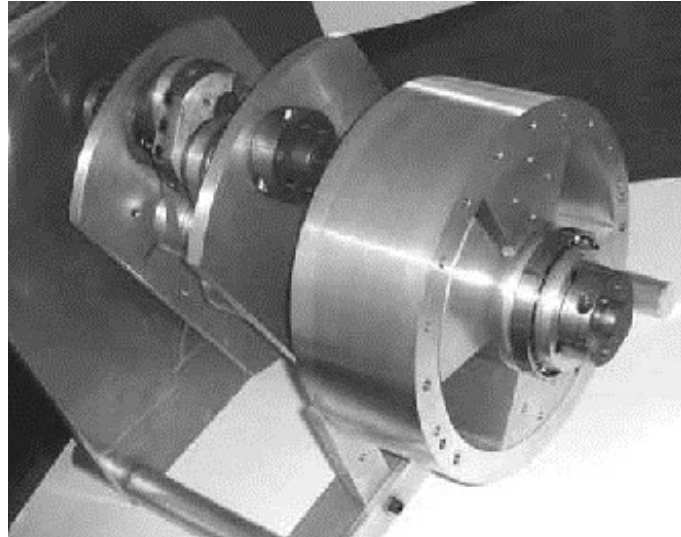


Figura 26 Motor rotativo *Leggat Rotary Oscillatory Mechanism* ou ROM. Pirault e Flint (2009)

1.4.6 Motores de tambor (*Barrel came engine*)

Nos motores de pistões opostos de tambor ou axiais, os cilindros encontram-se usualmente dispostos em paralelo com o eixo da cambota. Os pistões encaixam numa pista cilíndrica de cames que faz parte da cambota. Esta configuração dá origem a motores muito compactos.

O motor de tambor de Alfaró, construído em 1938, figura 27, é um motor que tem cilindros dispostos horizontalmente e um prato oscilante em cada uma das extremidades do veio motor. Esta configuração dobra o número de roletes necessários, em comparação com os motores que têm um único prato oscilante-central. Note-se que os roletes são usados para ligar os pratos oscilantes às bielas dos pistões. Este motor desenvolvido pelo piloto espanhol Heraclito Alfaró tinha 4 cilindros e desenvolvia a potência de 155 HP

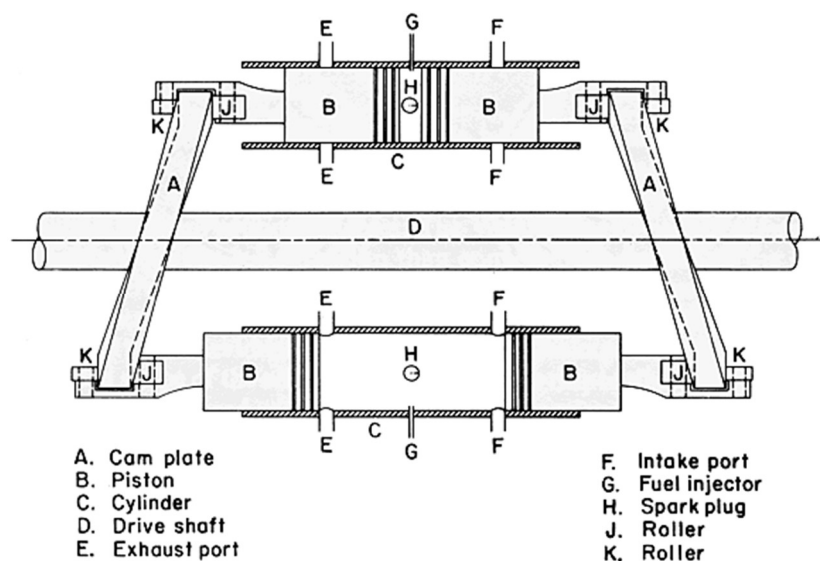


Figura 27 Motor OP de tambor. Taylor (1985)

1.8 Evolução dos motores de pistões opostos

Nos primórdios do desenvolvimento dos motores alternativos de combustão interna (1850-1900), a ênfase foi colocada nos motores monocilíndricos, nas variantes de dois e de quatro tempos que ofereciam uma boa solução de compromisso entre a simplicidade e uma maior eficiência. O conceito dos pistões opostos oferecia inicialmente um meio atraente para alcançar um substancial equilíbrio dinâmico do motor monocilíndrico, que eliminou a necessidade das juntas da cabeça dos cilindros e os desafios do fabrico de um cilindro e cabeça de motor monolítico. O duplo curso garantia outra vantagem significativa, a possibilidade de grandes cilindradas com cilindros de pequeno diâmetro, reduzindo desta forma as cargas de gás sobre as cambotas. Por essa altura também já se colocava a questão do tipo de combustível e o método de preparação de combustível. Para a geração industrial de energia, o uso de subprodutos de gases provenientes de processos industriais, ou gás de "iluminação" de cidade foi preferido, enquanto as aplicações de motores móveis usavam combustíveis fósseis, tais como a gasolina com baixo ponto de ebulição e os óleos mais pesados da destilação, Pirault e Flint (2009).

Pirault e Flint (2009) sugerem a divisão da história do motor de pistões opostos (OPE) em três grandes períodos: pré-1900, 1900-1945, e pós 1945. Os mesmos autores apresentam alguns dos impulsionadores mais importantes no desenvolvimento do motor de pistões opostos. Nesta secção faz uma breve revisão de alguns dos motores que mais contribuíram para o sucesso dos motores de pistões opostos. No entanto as variantes mais largamente utilizadas basearam-se em grande parte em dois tipos, as versões de cambota única e dupla, que curiosamente estão ambas na génese da conceção do motor OP idealizado nesta tese.

Primórdios dos motores de pistões opostos até 1900

Giles of Cologne construiu um motor (OP) monocilíndrico em 1874, figura 28, com um pistão ligado à cambota enquanto o outro era um pistão livre. A descida do pistão ligado à cambota induzia uma carga fresca a partir de uma janela de admissão atuada por um came aproximadamente a meio do cilindro. A carga inflamava então a meio da expansão do pistão ligado à cambota. O aumento da pressão subsequente ainda levava o pistão ligado à cambota e o pistão livre em direção ao seu ponto morto exterior, onde o pistão livre era retido por uma embraiagem até que era libertado para expulsar os produtos de combustão. Estes motores ainda foram construídos em número considerável, mas na realidade não foram um sucesso nem do ponto de vista técnico nem do ponto de vista económico, quando comparados com o motor Otto de quatro tempos de 1876.

Wittig produziu em 1878 possivelmente o primeiro motor de pistões opostos em que ambos os pistões estavam ligados à cambota, figura 29. Ele introduziu o conceito clássico da cambota de

três braços, onde o braço central estava ligado à biela do pistão, e os dois braços exteriores, desfasados 180° relativamente à biela central impulsionavam o pistão “exterior” através de uma ligação em ponte assegurada por uma barra transversal. As janelas de admissão e de escape estavam localizadas na área do centro do cilindro e operavam numa base de quatro tempos.

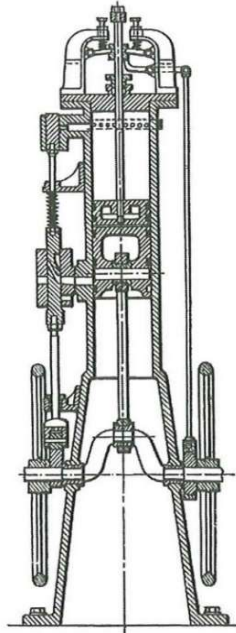


Figura 28 Motor OP de Giles of Cologne. Pirault e Flint (2009)

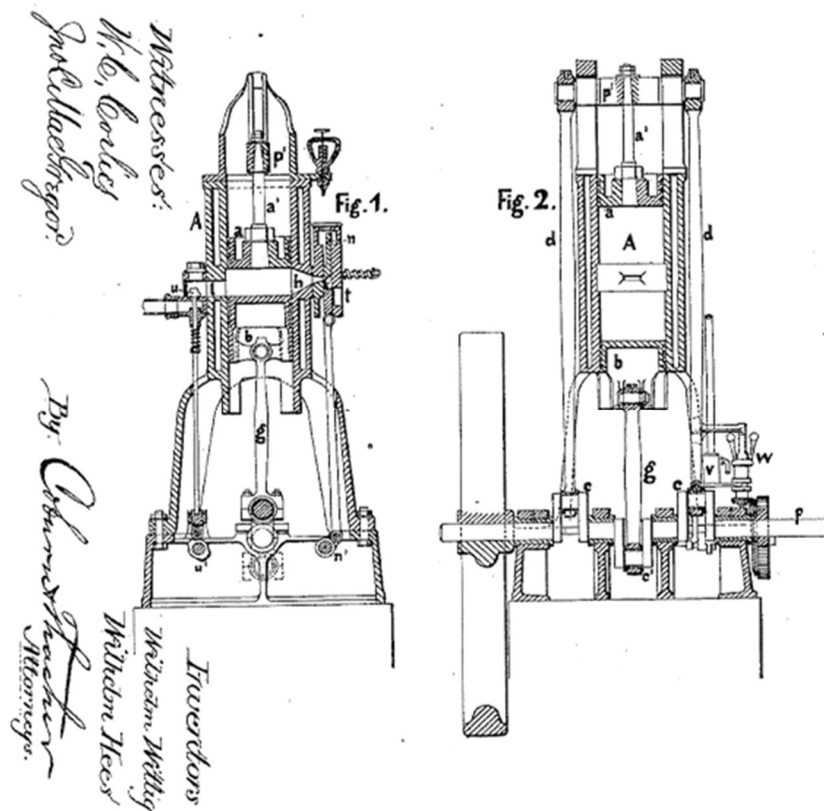


Figura 29 Motor OP de cambota única de Wittig. Wittig e Hees (1879)

Robson de Sunderland no Reino Unido sugeriu entretanto em 1890 uma variante do motor Wittig, em que os braços da cambota foram dispostos de modo a evitar que ambos os pistões atingissem simultaneamente os seus pontos mortos. Esta modificação facilitava o arranque do motor. Para além disso os cursos de ambos os pistões não eram iguais. O conceito Robson estava muito próximo, do princípio das famosas configurações de Oechelhaeuser e Doxford que seriam desenvolvidos em Sunderland 20 anos mais tarde.

O uso de duas cambotas para um motor OP é geralmente atribuído a T. H. Lucas (Reino Unido, 1881). A cambota superior, figura 30 tinha um grande volante, enquanto a cambota inferior dispunha de vários arranjos de engrenagens que lhe permitiam mover-se em uma forma sincronizada com a cambota superior e assim controlar o movimento relativo dos pistões. O motor de Lucas operava segundo o ciclo de dois tempos, com o pistão superior no seu ponto morto interior imediatamente antes da ignição, e o pistão inferior ao seu ponto morto exterior. Depois da ignição, o pistão superior movia-se para fora, enquanto o pistão inferior permanecia praticamente imobilizado até que era obrigado a providenciar o escape dos gases queimados. Depois do escape, ambos os pistões se moviam para baixo, com o pistão inferior a mover-se mais rapidamente do que o pistão superior, permitindo um período de admissão. A janela de escape estava na metade superior do cilindro, enquanto a janela de admissão estava na metade inferior do cilindro. Não ocorria nenhuma lavagem no sentido tradicional de dois tempos, e a admissão era conseguida pelo deslocamento positivo dos pistões, o pistão de bombagem era único para o motor de dois tempos e que permitia minimizar o volume do cárter.

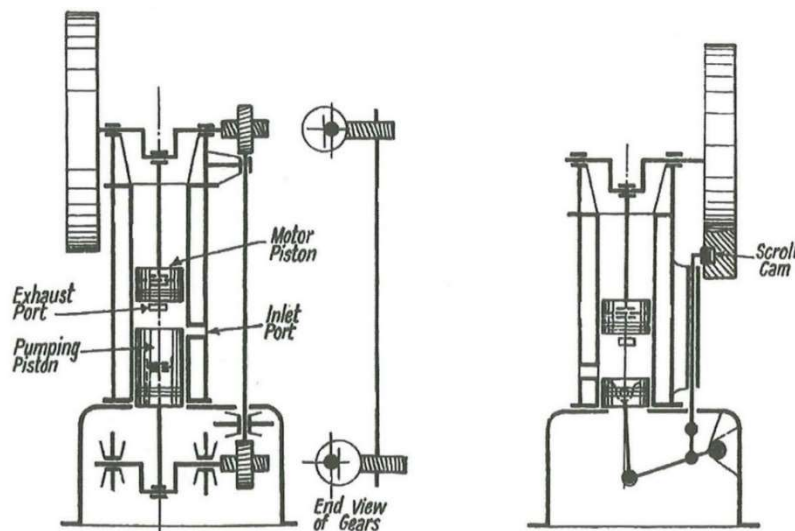


Figura 30 Motor OP de cambota dupla de Lucas. Pirault e Flint (2009)

O avanço mais notável dos motores de pistões opostos, antes do final do século XIX, ocorreu em 1892, quando Hugo Junkers e Oechelhaeuser desenvolveram em Dessau na Alemanha, um motor a gás OP de dois tempos, figura 31, com cerca de 3 litros de cilindrada que desenvolvia uma potência de 84,3 kW a 160 rpm e com uma eficiência mecânica de 77%. Esta foi, e ainda

continua a ser, uma conquista surpreendente, ao mesmo tempo, o consumo de combustível era 40% menor que os motores de quatro tempos contemporâneos de ciclo Otto. Este motor usava uma cambota de três braços tipo Wittig com duas hastes laterais que controlavam o pistão exterior através de uma ponte. As mesmas hastes de ligação ao pistão também passavam através de uma bomba de ar de ação dupla, de um lado do cilindro, proporcionando o ar de lavagem do cilindro enquanto uma bomba de dupla ação de gás do outro lado do cilindro, fornecia gás para o cilindro à pressão de 10-12 bar. O gás era injetado no centro do cilindro, na secção de junção das duas camisas, enquanto as janelas de admissão e de escape se situavam nas extremidades do cilindro. O cilindro tinha duas camisas unidas na secção central que também continha o injetor de gás. O ciclo operacional era classicamente de dois tempos. A ignição ocorria quando ambos os pistões estavam perto dos seus pontos mortos interiores e a expansão enquanto ambos os pistões se moviam em direção a seus pontos mortos exteriores. No final desse curso janela de escape abria deixando passar os gases sob pressão, seguia-se a abertura da janela de admissão com a lavagem do cilindro com o ar fresco das bombas de ar auxiliares de dupla ação, antes e depois do ponto morto exterior e finalmente a compressão com ambos os pistões a moverem-se de volta para os seus pontos mortos interiores para assim completarem o ciclo. O desfasamento dos braços da cambota foi indicado para ser cerca de 180°, e os inventores reivindicavam a possibilidade de usar os mesmos ou diferentes diâmetros e cursos para cada pistão. Este arranjo fiável foi provavelmente o precursor dos motores marítimos Doxford mencionados anteriormente, mas com o pistão exterior a controlar a janela de escape e o pistão interno a controlar janela de admissão e a lavagem, Oechelhaeuser e Junkers (1892).

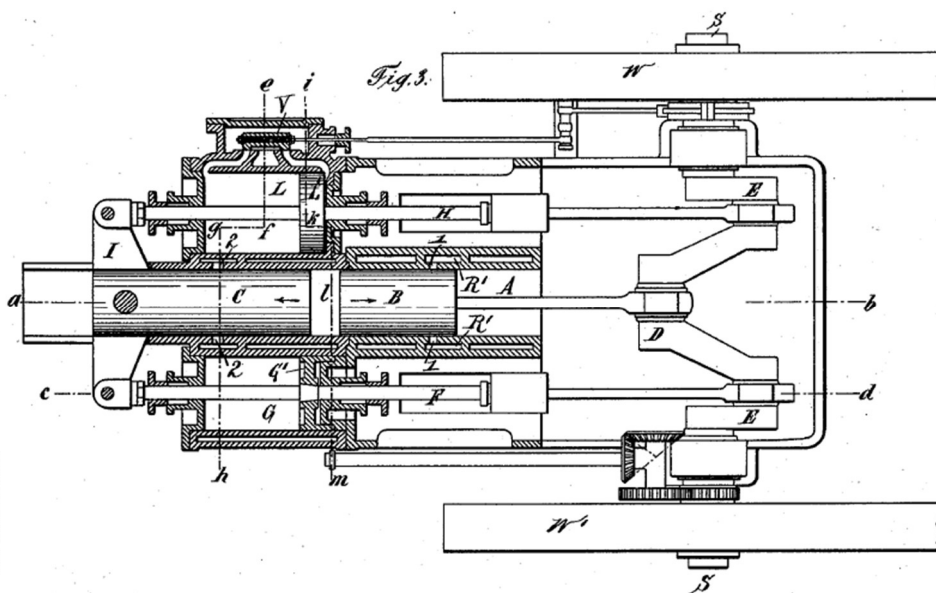


Figura 31 Motor OP a gás de Hugo Junkers e Oechelhaeuser em 1892. Oechelhaeuser e Junkers (1892).

Em 1896 Oechelhaeuser concebe uma variante interessante deste motor, figura 32 que tinha uma bomba de gás de maior diâmetro, montado em tandem por cima do pistão de escape

exterior, e um conjunto de janelas de admissão localizadas abaixo das janelas de admissão de ar. Este motor foi concebido para aproveitar gás de alto-forno com baixo poder calorífico.

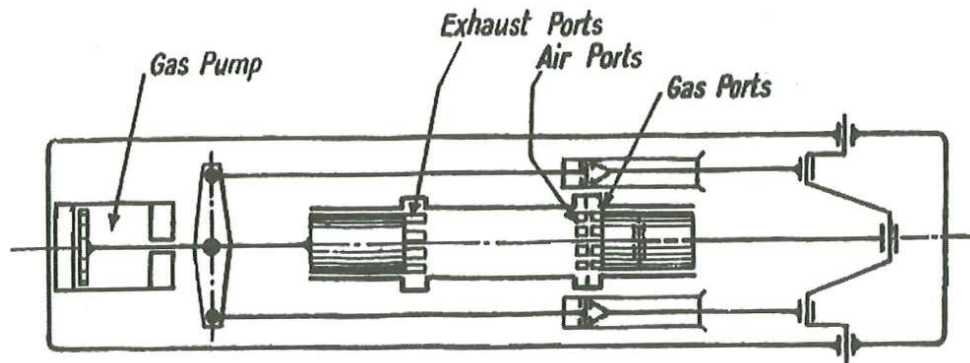


Figura 32 Motor OP a gás de tandem de Oechelhaeuser em 1896. Pirault e Flint (2009)

Até o final do século XIX, as vantagens do conceito do motor de pistões opostos tornaram-se óbvias: a simplicidade, a menor carga mecânica sobre a cambota, o equilíbrio e a ausência da problemática junta da cabeça do cilindro. Também se pode referir o efeito da rápida expansão do gás em duas direções opostas seguida do regresso dos pistões ao ponto morto interior (IDC), este efeito favorecia a mistura do ar com o combustível e a geração de turbulência. Os motores OP de 2 tempos melhoraram substancialmente a sua eficiência ao ponto de rivalizarem com os motores de 4 tempos em termos de rendimento global.

Beardmore & Oechelhaeuser também tiveram um contributo importante no desenvolvimento de motores de pistões opostos com numerosas melhorias, tais como a localização dos segmentos raspadores de óleo e como consequência reduziram a altura global do motor (35% menor do que o motor tradicional Oechelhaeuser), redução das perdas de bombagem, das cargas de inércia e de massa em movimento o que permitia velocidades mais elevadas. No entanto dada a rigidez da ponte superior e das ligações às bielas laterais era vulgar ocorrerem fraturas das bielas.

Evolução dos motores de pistões opostos entre 1900 e 1945

Na primeira década do século XX foi aplicado com sucesso um motor de pistões opostos num veículo rodoviário. O motor Gobron-Brillié era um motor de pistões opostos com dois cilindros e 4 pistões com uma única cambota de três braços com um conceito inspirado no motor de pistões opostos atribuído a Wittig, alguns anos antes, a operar segundo o ciclo de 4 tempos com ignição por faísca. Neste motor os dois pistões inferiores estavam ligados de forma clássica à cambota por duas bielas enquanto os outros dois se encontravam no topo dos cilindros unidos por uma ponte que por sua vez estava ligada à cambota por duas bielas laterais muito compridas que transmitiam o movimento do conjunto dos dois pistões superiores aos braços laterais da cambota tal como se pode observar na figura 33. Também se podem observar as válvulas de assento localizadas na câmara de combustão situada na zona central do cilindro. Os dois

cilindros estavam desfasados 360° nos seus ciclos de funcionamento. De referir que a válvula de admissão tinha funcionamento automático.

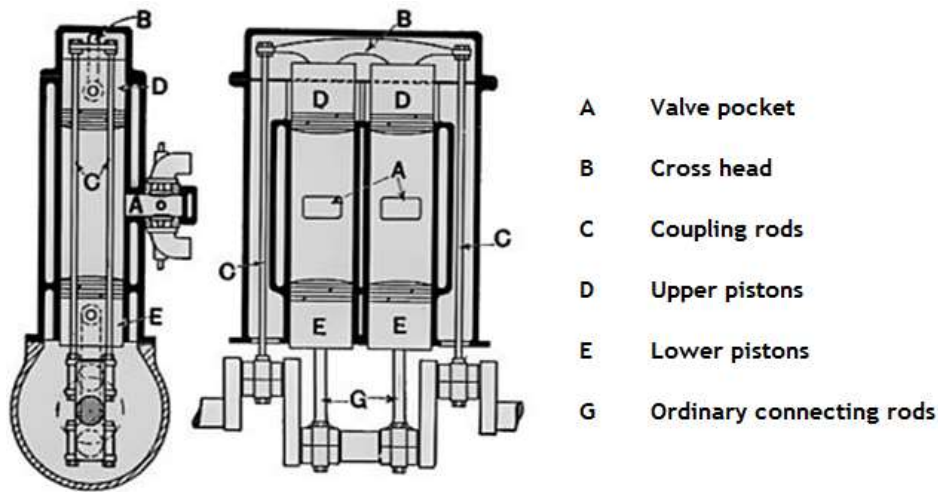


Figura 33 Vista em corte transversal e longitudinal do motor Gobron-Brillie. Autocar (1919)

A partir da segunda década do século XX, Doxford desenvolveu e construiu no Reino Unido grandes motores de pistões opostos de dois tempos de ignição por compressão para navios segundo o conceito da cambota de três braços, onde as cargas gasosas se concentravam apenas no interior do cilindro entre os dois pistões. Neste motor todos os esforços eram concentrados de forma equilibrada na cambota que era totalmente maquinada em aço enquanto o cárter de ferro fundido permanecia praticamente sem cargas gasosas.

Por essa época Fullagar desenvolveu um motor de pistões opostos a gás mais compacto e mais leve que os seus precursores. Caracterizava-se por usar uma cambota convencional como se mostra na figura 34, onde as longas bielas de ligação aos pistões superiores eram cruzadas. O braço da cambota estava ligado por uma biela ao pistão inferior de um cilindro e assegurava também a ligação ao pistão superior do cilindro adjacente através de uma longa biela. Apesar da boa fiabilidade desses motores, o seu desempenho em certas velocidades não era o desejado e independentemente de todas as retificações, este projeto foi descontinuado à semelhança de muitos outros nessa época. No entanto o conceito Fullagar foi posteriormente retomado e aplicado a 115 motores “Q” de 4 cilindros que desenvolviam 560 kW a 300 rpm e “R” de 8 cilindros que desenvolviam 2440 kW a 200 rpm, permanecendo em serviço durante 15 anos sem falhas graves, com um elevado rendimento global (BTE), sendo reconhecidos pela sua simplicidade, robustez, eficiência e longevidade.

Hugo Junkers depois de desenvolver o motor tandem esteve envolvido em diversas aplicações de motores. No campo da aeronáutica, deu especial atenção ao motor Fo2, e mais tarde para o Mo3. Apesar de seu sucesso foram ambos destruídos em 1918, como consequência das condições impostas à Alemanha pelo Tratado de Versalhes. Depois, Junkers fabricou o Fo4, uma derivação do Fo2, e depois de uma série de desenvolvimentos, criou o Jumo 4, que mais tarde

recebeu a designação de Jumo 204. Até o início da II Guerra Mundial, Junkers, focou-se principalmente em motores aeronáuticos que fez evoluir de tal forma que o Jumo 205 se tornou o primeiro motor de grande produção para aplicações civis.

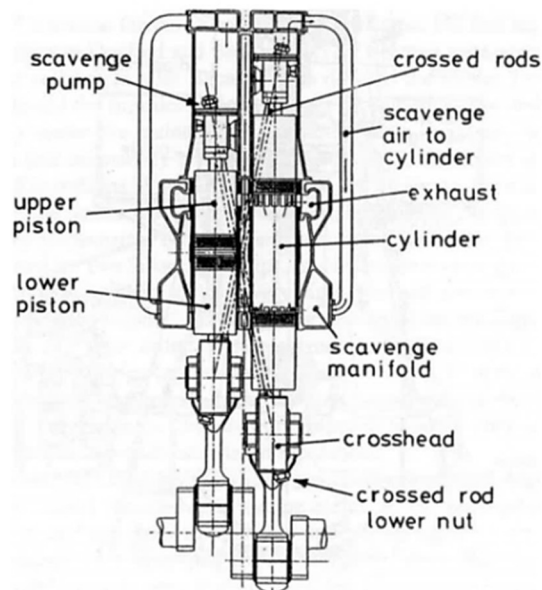


Figura 34 Representação esquemática do motor OP Fullagar. Wilson (1946)

Na década de 30 do século XX, os motores Junkers Jumo 205, conseguiram atingir uma potência específica (kW/kg) e rendimento térmico que não havia sido vista até então, o que fez dele o melhor exemplo de um motor de pistões opostos de dois tempos de ignição por compressão bem-sucedido. Este motor caracterizava-se por utilizar 6 cilindros, duas cambotas e 12 pistões com uma elevada potência específica. Segundo Taylor (1985): "O agora obsoleto motor aeronáutico a Diesel Junkers ainda detém atualmente o recorde de potência específica dos motores a Diesel".

O motor Junkers Jumo 205 tinha por base uma configuração vertical dos cilindros de liga especial, arrefecidos por água, com duas cambotas dispostas horizontalmente, uma superior ligada aos pistões de escape e a outra inferior ligada aos pistões de admissão. Uma característica muito interessante destes motores de dois tempos era o facto de a cambota de escape chegar a estar avançada 11° , relativamente à de admissão, para melhorar a eficiência da lavagem, Gasterstädt (1930). Na figura 35 mostra-se a disposição dos cilindros, das cambotas, do trem de engrenagens, das árvores de cames que acionavam os injetores na zona central do cilindro e o compressor centrífugo. O trem de engrenagens era constituído por cinco rodas dentadas de dentes retos que sincronizam e transferiam potência entre as duas cambotas. As duas árvores de cames dispostas simetricamente em ambos os lados do bloco do motor comandavam as bombas de injeção através de 12 balanceiros. As referidas árvores de cames eram impulsionadas a partir da roda dentada central do trem de engrenagens. Cada bomba enviava o combustível sob pressão a dois injetores, de modo que cada cilindro dispunha quatro

injetores colocados a 90° uns dos outros, tal como se mostrou na figura 21, na zona central dos cilindros. Estes injetores estavam montados de tal forma que aumentavam o efeito de rotação do escoamento da mistura gasosa no interior do cilindro durante a fase de compressão. Todo o sistema foi projetado e fabricado pela Junkers e era capaz de fazer uma injeção em menos de um milésimo de segundo, sob uma pressão de 600 bar, Gasterstädt (1930). Mais tarde ainda se desenvolveu o Junkers Jumo 207, uma versão para aplicações militares de voos de reconhecimento a elevada altitude com dois compressores centrífugos, um deles acionado pelos gases de escape.

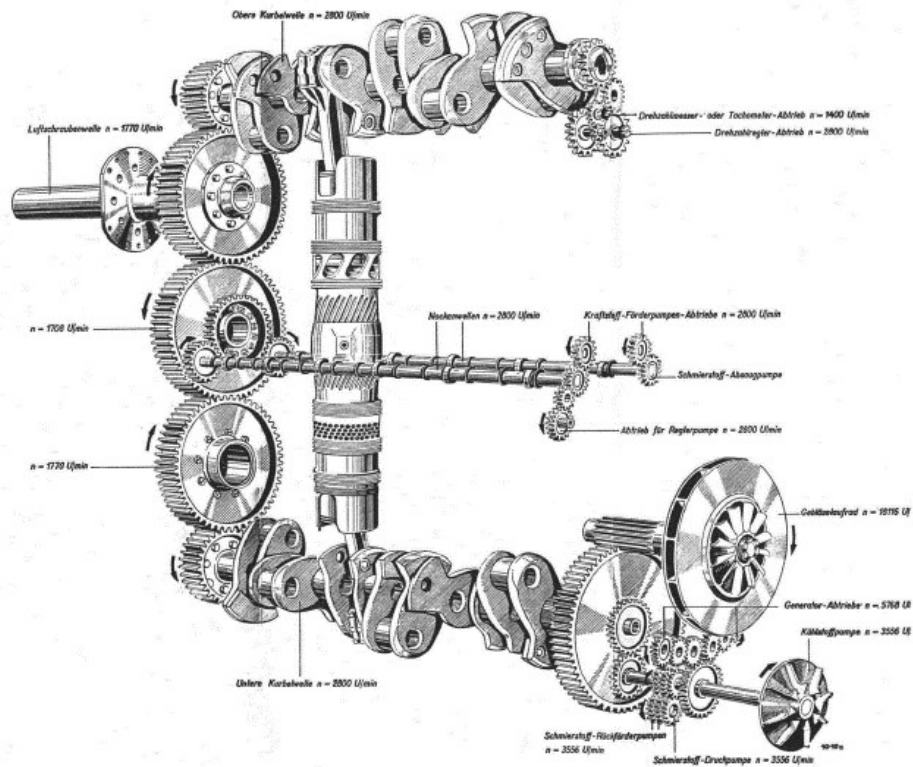


Figura 35 Representação esquemática dos principais componentes do motor Junkers Jumo 205. Junkers (1940)

Todos os acessórios, tais como a bomba da água de arrefecimento, a bomba de lubrificação, o sistema de injeção e o compressor centrífugo da admissão do ar de lavagem eram movidos e controlados a partir de um único veio na parte traseira da cambota de admissão de ar. As bombas de combustível de baixa pressão eram atuadas na extremidade traseira da cada árvore de cames. Os dois coletores de admissão de ar eram fundidos integralmente com o bloco de cilindros e as suas entradas situavam-se na face posterior do cárter. O ar era depois aspirado pelo compressor centrífugo que o insuflava através duma saída dupla, para fazer a lavagem dos cilindros. A camisa do cilindro era considerada o componente com melhor qualidade de todos os elementos do motor em termos de design, materiais, acabamento e da sua contribuição para o desempenho e durabilidade do motor, Gonçalves (2014). Estimava-se que nesta configuração, três quartos da potência de rotação da hélice provinham da cambota superior, Wilkinson (1940).

A Fairbanks Morse iniciou nos anos 30, nos Estados Unidos da América o desenvolvimento de um motor de pistões opostos, de dois tempos e ignição por compressão, com os cilindros em posição vertical e dupla cambota, capaz de desenvolver 373 kW/cilindro, aparentemente inspirado no sucesso dos motores Junkers Jumo na Alemanha. Este motor foi inicialmente concebido para aplicações ferroviárias, no entanto a sua primeira aplicação ocorreu na propulsão dos submarinos americanos na segunda grande guerra. Depois disso foram fabricados milhares destes motores, sem grandes alterações do projeto original de 1940, o Fairbanks Morse 38D de 10 cilindros, figura 36. Os primeiros motores dos submarinos estavam equipados com um compressor roots para assegurar a lavagem dos cilindros. As versões mais modernas dispunham de turbocompressores. Estes motores foram aplicados em locomotivas, navios e submarinos, geração de energia e bombas de chillers. Os geradores de reserva de alguns vasos de guerra nucleares Norte Americanos continuam a ter motores deste tipo.

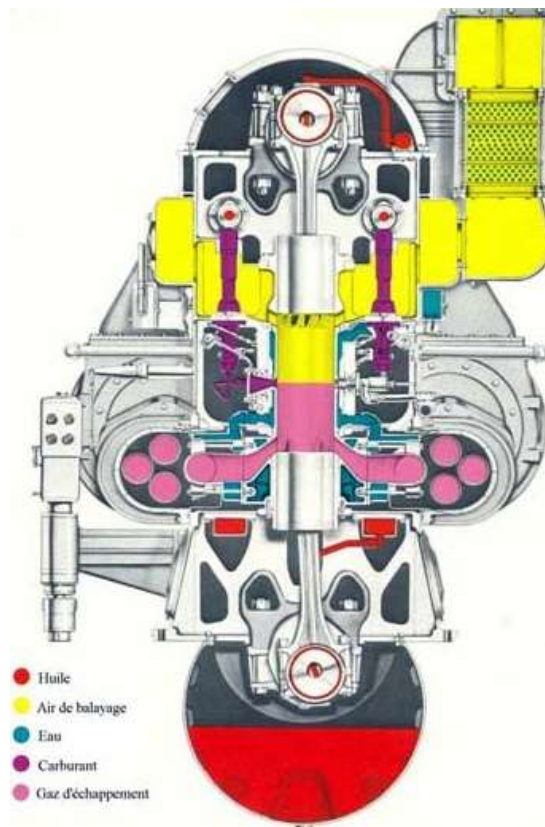


Figura 36 Representação em corte transversal do motor OP Fairbanks - Morse 38TD 81/8. Dovat (2011)

Evolução dos motores de pistões opostos no período pós 1945

O período que se seguiu à Segunda Guerra Mundial (1945) foi um dos mais prolíficos da história dos motores de pistões opostos cobrindo as aplicações estacionárias, militares, ferroviárias, navais e transportes rodoviários. Este período prolongou a época dourada destes motores que durou até aos princípios da década 70. Surpreendentemente, foi no Reino Unido que o desenvolvimento foi maior, muito possivelmente porque as empresas de engenharia foram certamente influenciadas pela análise detalhada do Junkers Jumo 205 e 207, motores de

aeronáutica da Alemanha, Fairbanks-Morse dos Estados Unidos, a Sulzer ZG da Suíça e o MAP de França, cujo potencial foi revelado pelas aplicações militares de alguns destes motores. Para além disso os designers do Reino Unido repararam na capacidade destes motores de pistões opostos de dois tempos de ignição por compressão, para funcionarem com uma vasta gama de combustíveis desde o gasóleo à gasolina. Na época (1950-1970), considerou-se que, especialmente para aplicações militares, estes motores precisavam de ser capazes de operar com uma ampla gama de tipos de combustível, com alterações mínimas.

Desta forma foram concebidos para aplicações militares os motores Rolls Royce K60 e K60T, o Leyland L60 e o Coventry Climax H30, inspirados na estrutura do Junkers Jumo 205 mas com a alimentação de ar a ser feita com um compressor roots, à semelhança do Rootes TS3. Na União Soviética também foram construídos motores para aplicações militares em tanques, nomeadamente o Kharkiv Morozov 6TD, com base no inevitável Junkers Jumo 205.

Outro motor deste período no Reino Unido foi o Napier Deltic aplicado com sucesso a locomotivas e em barcos patrulha de alta velocidade. Este motor consistia na junção em forma de triângulo equilátero de três bancos de motores de pistões opostos do tipo Junkers Jumo 205, onde as cambotas se situavam nos vértices do triângulo equilátero partilhando dois bancos de cilindros, como se pode observar na figura 37. Esta disposição dos cilindros deu origem a um motor muito compacto com uma elevada relação potência peso. As primeiras versões do motor tinham 3 cambotas, 18 cilindros e 36 pistões. O sucesso deste motor deveu-se em grande parte à experiência adquirida no fabrico sob licença do Napier Culverin desde os anos 30, pois estes motores eram dispositivos muito complexos, incluindo a sincronização dos trens de engrenagens das 3 cambotas e acessórios. Um dos problemas foi o da colocação das janelas de escape que tiveram de ser orientas para a parte exterior do triângulo.

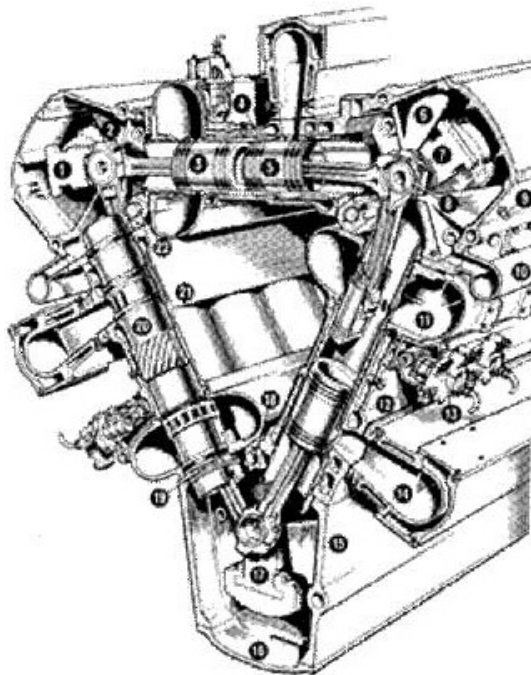


Figura 37 Representação esquemática do motor Napier Deltic. Dovat (2011)

A Tillings Stevens desenvolveu no Reino Unido a partir de 1948 um motor de pistões opostos Diesel de dois tempos, “folded crankshaft” muito compacto para equipar camiões e autocarros, inspirado na configuração do Sulzer ZG (1936) da Suíça e do MAP (1947) francês. Este motor recebeu a designação de Rootes TS3, depois de a Tillings Stevens ter sido integrada no grupo industrial Rootes de Coventry, Pirault e Flint (2009). Este motor adotou uma configuração horizontal de três cilindros, com uma cambota montada por baixo dos cilindros em posição central. Cada cilindro continha dois pistões dispostos face a face que se deslocavam segundo o eixo do cilindro com movimento alternativo em sentidos opostos. A ligação entre os pistões e a cambota era assegurada por balanceiros e bielas. Este motor possuía um compressor roots para assegurar a alimentação de ar e a correta lavagem dos cilindros. O motor Rootes TS3, figura 38, foi aplicado em 1954 com sucesso em veículos comerciais da marca Commer durante 20 anos até 1974, mostrando alta eficiência e economia de combustível. O motor era tão compacto que permitia o uso de cabina avançada nos camiões que utilizavam este motor.

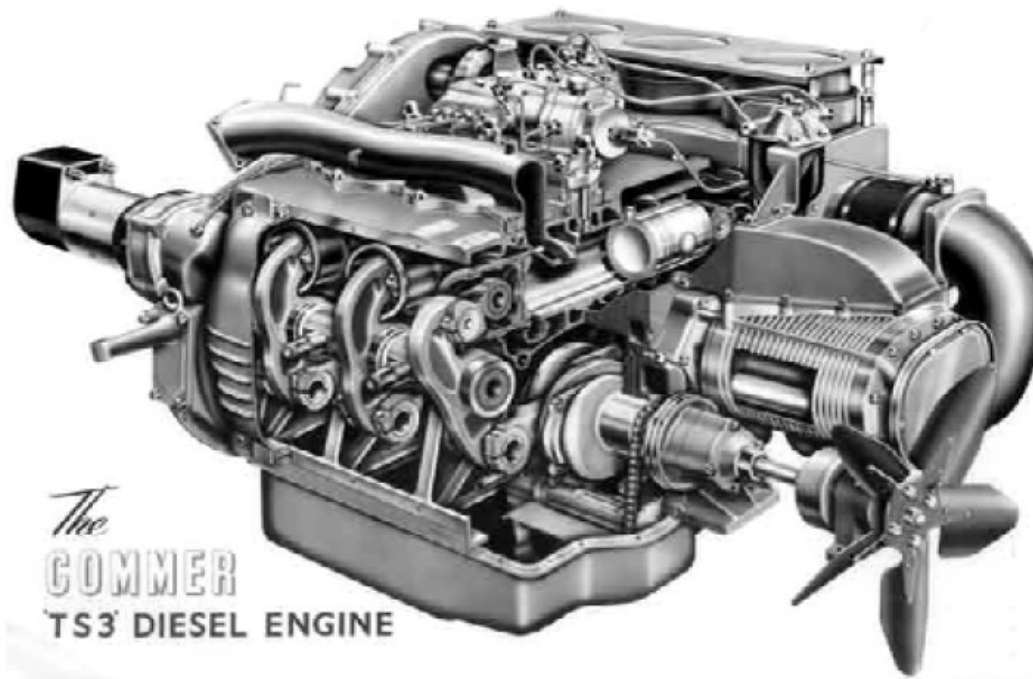


Figura 38 Representação esquemática do motor Rootes Commer TS3. Pirault e Flint (2010)

Mais recentemente em 1987, surgiu o Africar Engine, um protótipo de três cilindros com 2 litros de cilindrada para aplicações aeronáuticas, e em 1995 o Diesel Air Engine com dois cilindros horizontais com dois injetores por cilindro, com 2 L de cilindrada e 100 cv de potência, arrefecido a água, destinado a equipar aeronaves ligeiras. Ambos os motores eram de 2 tempos.

A KTH, uma escola de engenharia de Estocolmo na Suécia apresentou em 2008 um motor de pistões opostos de dois tempos destinado a equipar um veículo da Shell Eco Maratona. Este motor foi desenvolvido durante a realização de um mestrado com a duração de 18 meses. Este

motor com 49,5 cm³ de cilindrada e taxa de compressão variável podia funcionar a gasolina de 95 octanas, DME (éter dimetil) e GPL (gás de petróleo liquefeito), Larson (2008). O veículo equipado com este motor obteve grande sucesso nas provas de Shell Eco Marathon em que participou. Na figura 39 mostra-se uma representação esquemática deste motor.

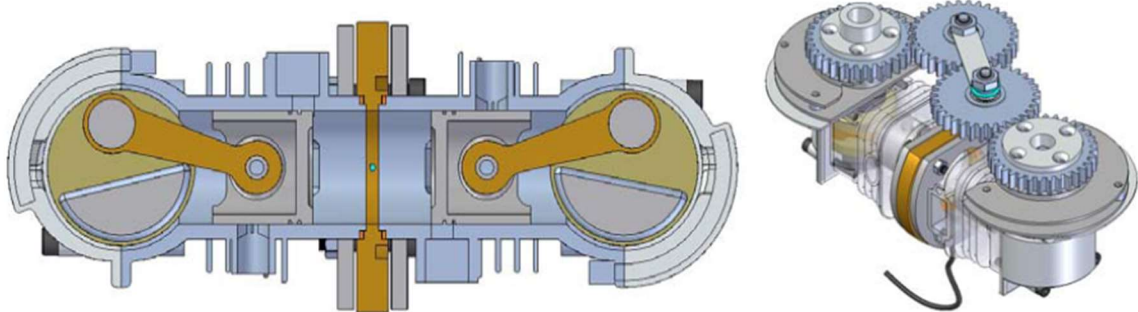


Figura 39 Representação esquemática do motor de 2 tempos do Spiros da KTH. Larson (2008)

As sucessivas restrições legislativas às emissões poluentes condicionaram a comercialização e utilização dos motores OP de dois tempos de ignição por compressão, porque os motores de dois tempos são considerados muito “poluentes” independentemente da sua capacidade de emissão real, o que causou um decréscimo relativamente à sua procura. No entanto os motores OP estabeleceram padrões notáveis para a relação potência peso, qualidade e refinamento de construção, tolerância ao combustível, economia de combustível, espaço ocupado e simplicidade de fabrico. Por estas razões Pirault e Flint (2009) defendem que o conceito dos motores OP ainda permanece muito atual como por exemplo na aviação, e certas exigências de transporte militar, em virtude da potência debitada, tamanho compacto e simplicidade. Isso mesmo pode ser verificado com o autêntico renascimento dos motores de pistões opostos nos Estados Unidos da América já neste século, com a evolução de novos motores tais como o OPOC e o Pinnacle de que se fala na próxima secção.

1.9 Estado da arte

Nesta secção apresenta-se um breve resumo do estado da arte dos motores de pistões opostos. Após uma breve nota introdutória onde se sintetizam os tempos áureos e os problemas e os desafios que estes motores enfrentam atualmente, apresentam-se as empresas que desenvolvem e comercializam este tipo de motores para as diferentes aplicações. De seguida destaca-se a importância da publicação do livro de Pirault e Flint, faz-se um resumo dos principais artigos científicos publicados sobre motores de pistões opostos de ignição por faísca de quatro tempos, bem como de algumas patentes e faz-se uma breve descrição dos motores atualmente existentes.

Nota introdutória

Os motores de pistões opostos começaram a ser utilizados comercialmente por volta de 1900 em inúmeras aplicações estacionárias, terrestres (rodoviária e ferroviária), marinhas, e de aviação. Os motores OP evoluíram devido à sua facilidade de fabrico, excelente equilíbrio (mesmo em motores monocilíndricos), desempenho competitivo e economia de combustível em relação aos motores a quatro tempos comparáveis, Pirault e Flint (2009). Historicamente, os motores de pistões opostos de dois tempos a Diesel conseguiram registros combinados de rendimento térmico e densidade de potência que ainda não foram iguados por qualquer outro tipo de motor, Brójo et al. (2010).

Os motores alternativos de combustão interna de pistões opostos alimentados a gásóleo e de dois tempos, Junkers Jumo 205 foram aplicados antes e durante a segunda grande guerra em aviões comerciais e militares alemães nomeadamente nos aviões Junkers Ju 52/3m, Alves (2011). Ainda se pode referir a aplicação dos motores Junkers Jumo 207 nos aviões militares Junkers Ju 86 P destinados a voos de elevada altitude.

Este tipo de motores Diesel de dois tempos permite a obtenção de potências elevadas com baixas velocidades de rotação o que levou na década de 40 e 50 à sua utilização em locomotivas, (Napier Deltic e Fairbanks-Morse), submarinos (Fairbanks-Morse) e navios (Doxford), cite-se como exemplo o motor Doxford do navio Niassa que transportou contingentes de tropas para a guerra do Ultramar durante a década de 60 e 70 do século passado.

No entanto o advento da legislação de emissões poluentes na década de 70 do século XX e a necessidade de sistemas de pós tratamento de gases de escape, mesmo para baixas concentrações de poluentes desencorajou o uso de motores de 2 tempos, Pirault et Flint (2010). Embora as unidades de pistões opostos (OP) ainda continuem a ser utilizadas (em 2015) nos Estados Unidos, Reino Unido, Rússia, Ucrânia, Índia, Irão e alguns estados do médio oriente, a sua utilização tem vindo a diminuir significativamente devido a problemas com as emissões poluentes de gases e de material particulado.

Apesar desse declínio, os motores de pistões opostos (OP) estabeleceram muitos dos padrões (recordes) atualmente existentes relativamente à relação potência peso, refinamento do equilíbrio dinâmico, tolerância ao combustível, compactidade, rendimento térmico e simplicidade de fabrico. Por estas razões, o conceito dos motores de pistões opostos OP permanece viável para determinadas aplicações, que exijam potência elevada, soluções compactas, simplicidade e fiabilidade, tais como a aviação e determinados requisitos de transporte militar, Pirault e Flint (2010).

Na segunda metade do século XX, com o advento das modernas normas de limitação de emissões poluentes, diminuiu o desenvolvimento generalizado dos motores de dois tempos para uso rodoviário e conseqüentemente todas as outras aplicações se ressentiram disso. No entanto o desenvolvimento dos métodos computacionais modernos de dinâmica de fluidos CFD, a aplicação de ferramentas de análise mais recentes, novos materiais e métodos de engenharia

moderna estão a permitir retomar o processo de desenvolvimento do motor de pistões opostos de dois tempos de ignição por faísca e por compressão de forma a ultrapassar os constrangimentos que as emissões representam, mantendo as melhores vantagens deste tipo de motores, Regner (2011). Este desenvolvimento dos motores de pistões opostos não se ficou só pelos de dois tempos de ignição por compressão, pois os de 4 tempos de ignição por faísca também parecem ter saído do marasmo onde estiveram mergulhados durante quase um século, desde o famoso motor de Gobron-Brillié com alguns novos motores patenteados e em desenvolvimento, como o comprovam os motores da Pinnacle em 2011 e o da Pattakon em 2012.

Empresas a comercializar e desenvolver os OPE

Verifica-se que atualmente há mais algumas empresas a trabalhar com motores de pistões opostos que nos finais do século XX, nos mais variados campos de aplicação.

A Diesel Air Limited em conjunto com a Powerplant Developments, empresas britânicas, com a colaboração da Weslake Air Services e a Jade Air, têm vindo a unir esforços para desenvolver um motor Diesel para equipar aeronaves ligeiras, o Gemini 100, inspirado no projeto original dos motores Junkers Jumo, mas a funcionar na horizontal com 3 cilindros e 1600 cm³ de volume deslocado a debitar 100 cv com recurso à sobrealimentação. Derek Graham, presidente e cofundador da Powerplant Developments, acredita que “As aeronaves ligeiras representam o futuro da indústria aeronáutica”, Santos (2009) e apostou no desenvolvimento de um motor capaz de debitar 100 HP de potência, com um peso de apenas 70 kg.

A Achates Power é uma empresa norte americana fundada em 2004 que testou o seu primeiro motor em 2005. Este motor tricilíndrico com os cilindros dispostos na horizontal inspirou-se no projeto original dos motores Junkers de dois tempos a Diesel à semelhança de outros. Em 2007 estabeleceu um contrato com a DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency) para produzir um motor compacto e leve para equipar UAV (veículos aéreos não tripulados).

A Fairbanks Morse dos Estados Unidos da América é uma das mais antigas empresas a comercializar os motores de pistões opostos de dois tempos a Diesel. Desenvolveu motores semelhantes ao projeto original dos motores Junkers. São conhecidas as aplicações navais em submarinos e navios, ferroviárias e estacionárias destes motores.

A Golle Motor GmbH é uma empresa Germânica que desenvolve e comercializa motores inspirados no projeto original dos motores Junkers de dois tempos a Diesel. Estes motores são procurados para aplicações domésticas em sistemas de cogeração (CHP) a gás natural.

A empresa norte americana EcoMotors foi fundada em 2008 para comercializar e desenvolver um dos mais promissores propulsores OPE, o motor de pistões opostos e cilindros opostos (OPOC), figura 40, de 2 tempos a Diesel com duas câmaras de combustão e apenas uma cambota, tipo Wittig. Pode ter diversas aplicações incluindo a aeronáutica pois é um motor muito compacto. Tem como principais investidores a Khosla Ventures e Bill Gates. Este motor foi inicialmente desenvolvido para aplicações militares pela empresa norte americana

Advanced Propulsion Technologies, fundada em 2002, parceira do Departamento de Defesa dos Estados Unidos da América.

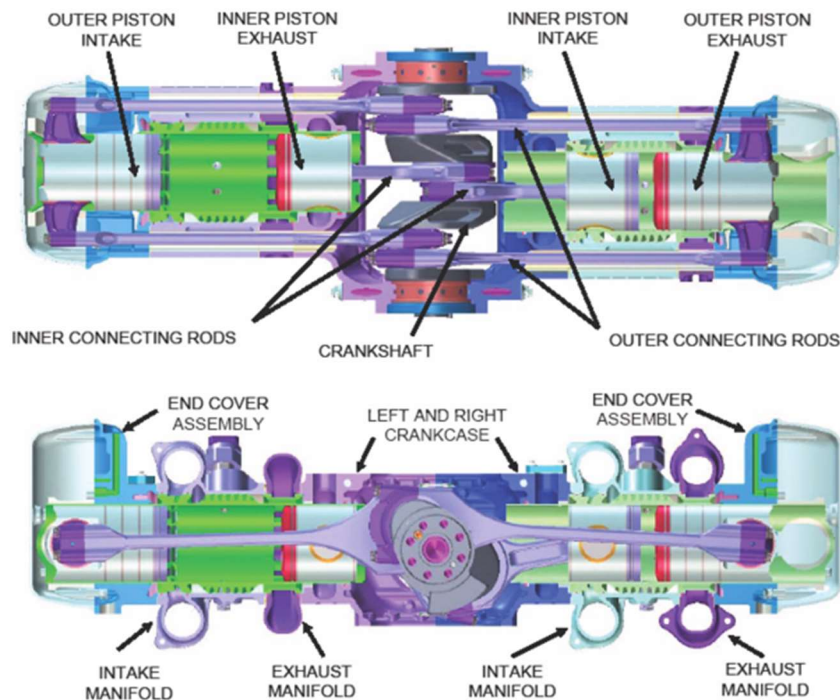


Figura 40 Principais componentes do motor OPOC. Ecomotors (2012)

A Pinnacle Engines é uma empresa norte americana que concebeu e está a desenvolver com a colaboração da FEV (que também colaborou no desenvolvimento do OPOC) um motor de pistões opostos com válvulas de manga de quatro tempos de ignição por faísca para aplicações em transportes rodoviários.

A Kharkiv Morozov Machine Building é uma empresa ucraniana que desenvolve e comercializa motores inspirados no projeto original dos motores Junkers de dois tempos a Diesel, para aplicações militares sobretudo em tanques. É uma das mais antigas empresas a produzir este tipo de motores. No final da segunda grande guerra requisitou inclusive os melhores técnicos da Junkers para trabalharem no desenvolvimento dos seus motores.

A empresa Pattakon foi criada por uma família de investigadores gregos com um trabalho invulgarmente frutífero no domínio dos motores de pistões opostos com numerosas variantes do motor tipo Wittig a dois tempos (SI e CI) e quatro tempos (SI) (de que se fala mais adiante), cujo trabalho mais emblemático é o OPRE (Opposed Piston Pulling Rod Engine), figura 41, um motor de pistões opostos, em que o pistão puxa a biela durante a expansão do gás (ao contrário da maioria dos motores alternativos). Este propulsor faz lembrar um motor de pistão livre com pistões de duplo efeito, mas no entanto, duas cambotas inseridas no interior dos pistões mantém-nos na posição correta. As faces externas dos pistões funcionam como bomba de ar nas câmaras exteriores alimentando de ar a câmara de combustão no centro do cilindro entre as faces internas do cilindro sem recorrer a dispendiosos sistemas de sobrealimentação.

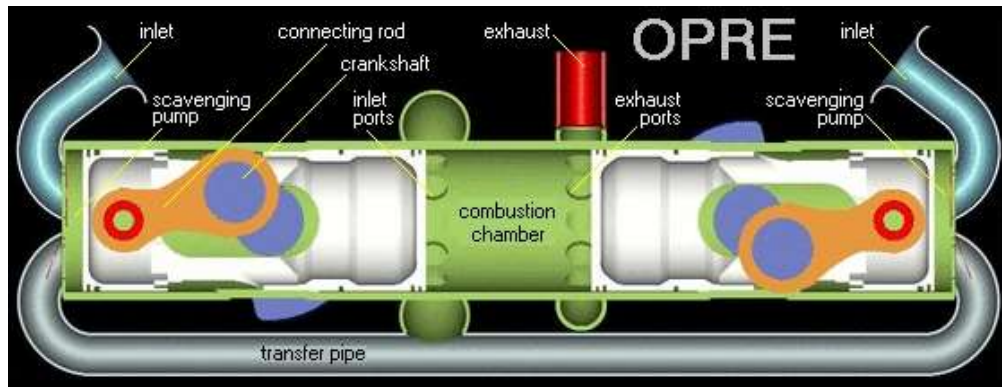


Figura 41 Motor Pattakon OPRE com pistões de duplo efeito de dois tempos a Diesel e injeção direta. Pattakon (2012)

A Monolith Engine é uma empresa Britânica que está a desenvolver um motor de arquitetura pioneira de pistões opostos com duas cambotas, figura 42, colocadas ao lado do cilindro que contém os dois pistões de duplo efeito e três câmaras de combustão. Este motor de dois tempos com injeção direta pode ser fabricado na versão SI ou CI, com baixo peso e muito compacto. Os quatro cantos do motor são aproveitados para colocar o sistema de bombagem do ar de admissão do motor que faz aumentar a sua pressão em 120%. No final do desenvolvimento do motor com as dimensões de 24"x12"x5" e peso de 75 lb para a versão SI e 95 lb para a versão CI com 1,2 litros de cilindrada, os responsáveis pela empresa esperam uma potência de cerca de 200 HP com recurso a sobrealimentação externa com um turbocompressor movido pelos gases de escape. O facto mais relevante é que poderá ser equipado com válvulas de forma a funcionar a 4 tempos.

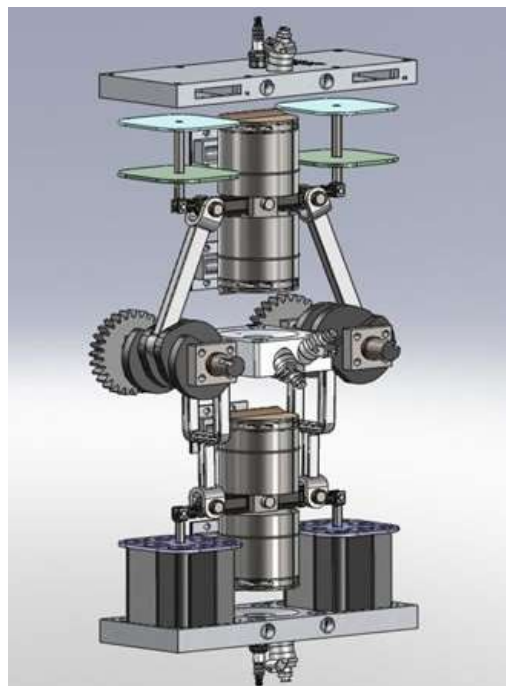


Figura 42 Representação esquemática das partes móveis do motor OP da Monolith Engine. Monolith Engines (2015)

O papel de relevo de Pirault e Flint (livro, site e artigo)

Atualmente existem diversos estudos em torno destes motores OP e o número tem vindo a aumentar desde a publicação em 2009 do livro de Jean-Pierre Pirault, e Martin Flint “Opposed Piston Engines: Evolution, Use, and Future Applications”, editado pela SAE.

Mais recentemente (2014) surgiu na internet o “site” (www.opposedpistonengines.com) invulgarmente bem documentado, onde se pode consultar informação detalhada que inclui também cópias digitais de patentes e artigos científicos sobre este tipo de motores. Esta página de internet foi aparentemente criada por Jean-Pierre Pirault, e Martin Flint com parte do material que não foi possível disponibilizar no livro de 2009.

Estes mesmos autores publicaram em 2010 um artigo de 17 páginas incluindo anexos, designado “Opposed-Piston Engine Renaissance, Power for the Future” onde fazem a apologia dos motores de pistões opostos, um autêntico hino sobretudo aos motores Diesel de dois tempos. Apresentam uma excelente, ainda que resumida, caracterização deste tipo de motores, depois de um breve apontamento histórico onde destacam o hiato de desenvolvimento criado pelas restrições devido à apertada regulação das emissões poluentes e apontam as razões pelas quais se devem reexaminar as potencialidades dos motores de pistões opostos. Referem a grande flexibilidade da arquitetura deste tipo de motores que permitiu diversificar o seu uso em áreas tão diferentes como a aeronáutica (Junkers Jumo 205 e 207); veículos militares (Rolls Royce K60); veículos rodoviários (Rootes TS3 “folded” crank-train); comboios e lanchas rápidas (Napier Deltic); submarinos e navios militares (Fairbanks Morse 38D); navios comerciais e em aplicações pesadas estacionárias Doxford (considerado a catedral dos motores devido à sua enorme altura). Há também espaço para apresentar as vantagens, desvantagens e os desafios que atualmente se colocam a este tipo de motores, com particular ênfase no paradoxo das emissões. Mostram as vantagens do uso das modernas ferramentas no desenvolvimento dos motores OP entre as quais se destacam as características da injeção e o papel dos programas informáticos de dinâmica de fluidos computacional (CFD) na melhoria da lavagem dos motores de dois tempos. Abordam os aspetos térmicos e mecânicos de cada uma das aplicações e das boas perspetivas que se vislumbram com o uso de novos materiais, novos óleos e sistemas de tratamento de emissões que permitem explorar as melhores características dos motores OP. Em jeito de conclusão do artigo apresentam um comparativo entre um motor Diesel convencional de 4 tempos com 6 cilindros em linha de 16 litros de cilindrada e um motor Diesel de pistões opostos, de 2 tempos com três cilindros e 12 litros de cilindrada. Este comparativo pode ser apreciado em pormenor em Regner e al (2011).

Análise termodinâmica comparativa da Achatés Power

A equipa da Achatés Power, Herold et al. (2011) a trabalhar com David Foster da Universidade de Wisconsin, realizou uma análise termodinâmica detalhada para demonstrar que a eficiência do motor de pistões opostos de dois tempos é mais elevada que a de um motor de quatro tempos

com arquitetura convencional. Foram consideradas três configurações: um motor convencional de quatro tempos com seis cilindros em linha (4S); um hipotético motor de pistões opostos de quatro tempos com três cilindros (OP4S) e um motor de pistões opostos de dois tempos com três cilindros (OP2S). Foram considerados os mesmos valores do diâmetro e do curso dos pistões para todas as configurações de motor para minimizar as eventuais diferenças de atrito. Comparou-se o desempenho de ciclo fechado com adição de calor isocórica para as configurações consideradas, usando uma ferramenta de análise personalizada que permitiu identificar e quantificar as fontes das diferenças do rendimento térmico.

Os resultados das simulações mostraram que a combinação da arquitetura de pistões opostos com o ciclo a dois tempos apresenta um rendimento indicado mais elevado devido à combinação de três efeitos: redução da transferência de calor porque a arquitetura de pistões opostos cria uma relação de área/volume da câmara de combustão mais favorável; aumento da relação de calores específicos (k) devido a condições de operação menos severas possibilitadas pelo ciclo a dois tempos e à diminuição possível do tempo de combustão na taxa máxima fixa de aumento da pressão, devido à menor densidade de libertação de energia do motor a dois tempos.

Nessa simulação de ciclo fechado, os dados permitem concluir que o motor de 4 tempos (4S) apresentou um rendimento térmico indicado (η_{fuel}) de 47,5%; o motor de pistões opostos de 4 tempos (OP4S), 50,1%; e o motor de pistões opostos de 2 tempos (OP2S), 53%. Quando comparados os valores médios dos ciclos representativos dos motores, o motor de pistões opostos de dois tempos apresenta picos de pressão e de temperatura significativamente menores e um consumo específico indicado 10,4% inferior ao do motor de quatro tempos de arquitetura convencional.

Concluíram também numa segunda simulação, onde foram considerados os constrangimentos relativos às emissões de NO_x , que o motor de pistões opostos de dois tempos apresentava um consumo específico ao freio aproximadamente 9,0% menor que o consumo específico ao freio do motor de quatro tempos convencional. Os motores considerados neste estudo comparativo eram de ignição por faísca (SI).

Simulações de CFD de motores de pistões opostos de 4 tempos (SI)

A dissertação de Alves (2011) teve como objetivo avaliar através de um estudo numérico de simulação CFD, a eficiência volumétrica de um motor de pistões opostos a quatro tempos de ignição por faísca (OPE SI4S). Um motor nesta configuração normalmente funciona a dois tempos, mas foi transformado num motor a quatro tempos. O motor estudado funcionava na configuração original a 4 tempos e ignição por faísca de forma convencional.

Para a realização do estudo teórico de simulação CFD o autor removeu as cabeças de dois motores idênticos (SI4S) de forma a permitir a união de um com o outro. A junção colocou os pistões face a face em sentidos opostos. Na simulação considerou a existência de válvulas e respetivas condutas em vez das tradicionais janelas dos motores a dois tempos. Nesta

configuração a válvula de admissão de cada um dos blocos de motor encontra-se numa posição frontal à válvula de escape do outro bloco.

Para a simulação de CFD foi utilizado um modelo matemático de turbulência ($k-\epsilon$), aplicado no programa Ansys Fluent (*software* de CFD), que possibilitou a avaliação teórica da eficiência volumétrica deste novo motor em três dimensões para diferentes velocidades de rotação.

Alves (2011) realizou simulações para várias velocidades de rotação, durante as quais verificou que a eficiência volumétrica era muito mais baixa que o esperado, sendo aliás inferiores à eficiência volumétrica do motor original a funcionar de forma convencional. Em face dos resultados obtidos referiu que para usar a arquitetura proposta (OPE SI4S) seria necessário mudar a estrutura dos coletores e da própria câmara de combustão, pois a eficiência volumétrica ficava aquém do desejado. No entanto constatou num teste realizado com o dobro da pressão atmosférica para as 4000 rpm que a eficiência volumétrica aumentou 49%, em comparação com o teste à pressão atmosférica para as 4000 rpm, donde concluiu que uma maneira viável de solucionar a fraca eficiência volumétrica era a sobrealimentação do motor. Este método é aliás muito utilizado nas aeronaves que utilizam motores com pistões.

A propósito da baixa eficiência volumétrica, Alves (2011) refere dois aspetos importantes a levar em linha de conta de forma a melhorá-lo neste tipo de motores. O primeiro refere o cuidado a ter com o tempo de cruzamento das válvulas que deve permitir uma lavagem eficiente da câmara de combustão enquanto o segundo indica que a fraca eficiência volumétrica também se deve à baixa razão de compressão do motor (cerca de 4) comparativamente à gama normal para um motor a gasolina deste tipo (entre 6 e 8). Para além disso considera esta experiência credível de ser executada na realidade, com vista à sua utilização no meio aeronáutico. Possibilita-se assim a construção de um motor a partir de outro já existente reduzindo desta maneira o seu custo de fabrico. Além disso, pretende-se ter um motor leve, mas com grande potência e produzindo o mínimo de emissões poluentes.

Gonçalves (2014) realizou também uma simulação em CFD, mas considerou o motor de pistões opostos Junkers Jumo 205 (OP2S) modificado para poder funcionar segundo o ciclo de 4 tempos (OP4S) com válvulas laterais paralelas ao eixo do cilindro e uma câmara de combustão entre elas com espaço suficiente para permitir a abertura completa das válvulas.

Com esta modificação e simulação pretendeu-se avaliar o comportamento e as propriedades do escoamento no interior do cilindro, de forma a estudar a viabilidade do seu uso a nível comercial a funcionar segundo o ciclo de 4 tempos. Tendo em conta o historial deste motor, seria de grande interesse realizar uma adaptação do mesmo. Verificou-se que, inúmeros parâmetros obtiveram o nível padrão espectável devido às características do motor de pistões opostos. No entanto um motor deste tipo a funcionar segundo o ciclo de 4 tempos onde não existe cabeça de cilindro, apresenta a dificuldade adicional de colocar as válvulas de admissão e de escape de modo a facilitar as trocas gasosas para que o seu funcionamento seja eficiente tal como acontecia no motor original. Desta forma foi necessário dimensionar o modelo, com

base no motor de referência Junkers Jumo 205E, com ambas as válvulas, bem como câmara de combustão e as condutas de escape e admissão.

Os resultados obtidos por Gonçalves (2014) permitiram constatar que dada a dimensão do cilindro, da câmara de combustão e das áreas de passagem dos fluxos gasosos, o comportamento do fluido tanto no cilindro, como nas válvulas e áreas de passagem do escoamento, era inadequado para o bom funcionamento do motor.

Gonçalves (2014) admite no entanto que é credível a possibilidade de ainda obter bons resultados neste âmbito, dadas as inúmeras variáveis existentes neste ramo. O uso de motores com cilindros de menor volume deslocado, modificação da câmara de combustão, tornando-a mais compacta e a eventual utilização de outro tipo de válvulas que ocupem menos espaço, e facilitem as trocas gasosas, são aspetos a considerar no início de trabalhos futuros.

Motores Patenteados

Entre os diversos motores de pistões opostos de 4 tempos, de ciclo Otto patenteados selecionaram-se os que se consideraram mais relevantes para este trabalho. A sua descrição foi encontrada nos registos de patentes consultados com o intuito de preparar um registo de patente do OPE desenvolvido neste trabalho e de completar a pesquisa bibliográfica referente ao estado da arte. Neste item faz-se uma breve síntese das principais características desses motores. Desta forma consideraram-se por ordem cronológica os motores: Ford, 1943; Erick, 1968; Honkanen, 1992, Pinnacle, 2011 e PatFour, 2012, os dois últimos com informação também disponível na internet. O OPE da Pinnacle dada a sua relevância tem tratamento em separado no próximo item.

Henry Ford patenteou em 1943, Ford (1943), em plena segunda guerra mundial, um motor de pistões opostos de 4 tempos (OPE 4S) de ciclo Otto a gasolina, de forma a dar uma resposta tecnológica por parte dos Estados Unidos (USA) aos bem-sucedidos motores Diesel de pistões opostos a dois tempos (OPE 2S), usados pelos alemães em aplicações aeronáuticas. Nesta altura já os motores Jumo (OPE 2S) Diesel tinham mais de 3 décadas de desenvolvimento.

A patente do motor Ford (OPE SI4S) a gasolina refere um motor alternativo de combustão interna com um par de pistões a operar face a face em sentidos opostos no interior de um cilindro aberto de ambos os lados. O motor pode ter um ou mais cilindros. Nos motores multicilíndricos os cilindros estão dispostos paralelamente entre si. A câmara de combustão localiza-se no meio dos cilindros e fica praticamente definida pelo volume existente entre as faces das cabeças dos pistões. Em cada um dos lados dos cilindros, encontra-se uma cambota cujo eixo é perpendicular ao eixo dos cilindros. De referir que os cilindros e as cambotas se encontram dispostos na horizontal, tal como se pode observar na figura 43. As bielas asseguram a ligação entre os pistões e as cambotas colocadas nas extremidades dos cilindros. As duas cambotas são sincronizadas por um trem de engrenagens constituído por um conjunto de três rodas dentadas, onde a roda dentada central é muito maior que as rodas dentadas acopladas

às cambotas. Esta engrenagem central pode funcionar como saída de potência e volante do motor onde engrena o motor de arranque e pode também acoplar outros acessórios.

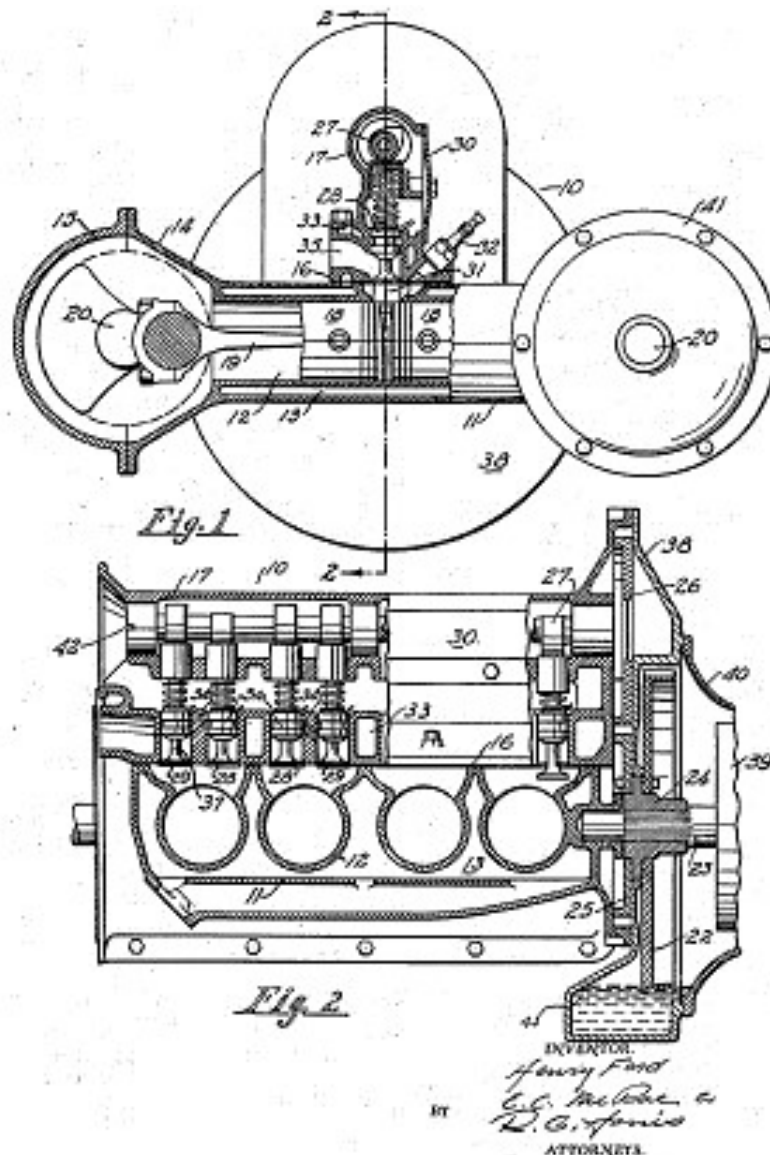


Figura 43 Vista em corte do esquema de motor de pistões opostos horizontais de ignição por faísca de 4 tempos. Ford (1943)

Na parte central do cilindro ou cilindros e sobre o bloco do motor é montada uma cabeça de motor. A patente reivindica diversas configurações de cabeça de motor para que o motor possa funcionar com diversas taxas de compressão. Numa das configurações mais interessantes, a cabeça tem as válvulas de admissão e de escape, respectivas condutas, vela de ignição e árvore de cames. As válvulas são dispostas na vertical num plano perpendicular ao dos cilindros e cambotas, a vela de ignição encontra-se montada entre as válvulas com um ângulo de cerca de 45°, com o plano horizontal. Nesta configuração a árvore de cames encontra-se montada na horizontal, perpendicularmente ao eixo dos cilindros, comanda diretamente a haste das

válvulas e é comandada a partir da engrenagem central do motor cujo diâmetro é o dobro do das rodas dentadas das cambotas.

Numa outra das configurações propostas, cuja solução está mais de acordo com a época da patente, a cabeça do motor apenas possui a vela de ignição numa posição parecida com a da primeira configuração, mas neste caso as válvulas de admissão e de escape encontram-se montadas no bloco, dispostas na horizontal com as hastes paralelas ao eixo do cilindro. Neste caso o movimento das válvulas é comandado diretamente pela árvore de cames montada na parte superior do bloco do motor numa posição paralela ao eixo das cambotas. A árvore de cames roda a metade da velocidade das cambotas e é acionada a partir de uma das cambotas por uma engrenagem.

Uma das ideias do criador deste motor era a sua utilização aeronáutica, pois era um motor compacto, com elevada resistência mecânica, baixo peso, com uma configuração parecida com um motor de dois tempos de pistões opostos, cuja altura permitia a sua montagem numa asa de avião e qualquer um dos veios da cambota podia acionar uma hélice. Em termos de arrefecimento este motor era arrefecido por água. Também se pretendia que a manutenção fosse fácil e que as afinações fossem simples e pouco demoradas.

Em 1968 William Erick viu aprovada a patente do seu motor alternativo de combustão interna de pistões opostos com seis cilindros de 4 tempos de ignição por faísca (OPE SI4S), composto por três cambotas e por três pares de cilindros dispostos na horizontal sob a forma de um hexágono, onde cada par de pistões partilha a mesma câmara de combustão. Neste motor, cada um dos vértices do referido hexágono é ocupado alternadamente por uma cabeça de motor e por uma cambota, tal como se mostra na figura 44, onde cada par de cilindros partilha uma cabeça de motor comum, por sua vez as três cambotas encontram-se dispostas entre dois cilindros adjacentes, Erick (1968). As três cambotas estão acopladas através de engrenagens a um veio central, cujo eixo é perpendicular ao plano formado pelos cilindros. Os pistões dos cilindros adjacentes a cada uma das cambotas estão ligados a essa cambota por bielas, por isso cada cambota dispõe de um par de bielas posicionadas em lados opostos.

As válvulas de admissão e de escape de cada uma das três cabeças de motor encontram-se posicionadas uma em frente da outra, com os eixos das hastes das válvulas paralelas ao eixo das cambotas, isto é, segundo a perpendicular ao plano formado pelos cilindros. As válvulas são comandadas por árvores de cames acionadas a partir do veio central. As velas de ignição encontram-se colocadas no centro da câmara de combustão, no plano horizontal coincidente com o plano formado pelos cilindros numa direção radial relativamente ao eixo do veio central.

Este motor hexagonal de seis cilindros é arrefecido a ar. Para o efeito tem uma distribuição perfeitamente uniforme do escoamento de ar de arrefecimento em torno de todos os cilindros e cabeças de motor, proporcionando assim o arrefecimento homogêneo do motor.

Entre as reivindicações desta patente destacam-se algumas características, tais como: a configuração compacta com os cilindros dispostos horizontalmente segundo uma forma

hexagonal altamente eficiente, com reduzida vibração devido ao equilíbrio das diversas forças inerciais, um número mínimo de componentes básicos, pois muitos deles servem dois cilindros ao mesmo tempo e alguns deles são iguais. Como o veio central de saída de potência é vertical pode ser usado no acionamento de bombas ou nos rotores de helicópteros, com a vantagem adicional de poder rodar a uma velocidade de rotação inferior à das cambotas. Este motor também pode montar mais que um conjunto de seis cilindros, o que aumenta a potência disponível.

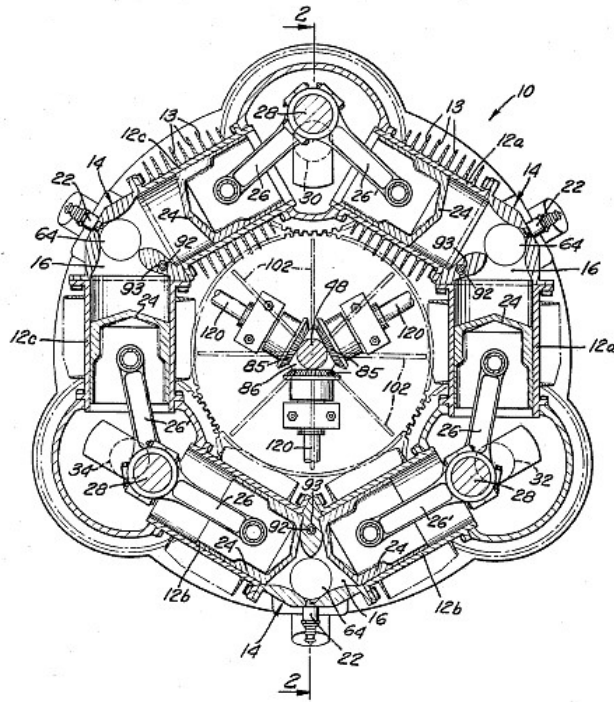


Figura 44 Vista em corte do esquema de motor hexagonal de pistões opostos de ignição por faísca de 4 tempos. Erick (1968)

Para a distribuição Erick propõe inicialmente um trem convencional com balanceiros e varetas que apenas comandam a abertura das válvulas dispostas paralelamente aos eixos das cambotas, enquanto o fecho das válvulas é assegurado pelas molas, de uma forma perfeitamente convencional. Numa segunda fase propõe um sofisticado sistema desmodrômico com as válvulas montadas radialmente ao eixo central, na zona central da câmara de combustão, mas na face interior do motor, em vez das faces laterais ou na face exterior. Neste sistema desmodrômico as válvulas de admissão são integralmente acionadas e comandadas por uma árvore de cames central, responsável pela abertura e fecho das válvulas situadas na face da câmara de combustão voltada para o lado de dentro do motor. Uma das configurações propostas admite que o motor funcione segundo o ciclo de dois tempos, mantendo as válvulas de admissão na zona central da câmara de combustão.

O motor de pistões opostos (OPE SI45) proposto por Erick em 1968 faz lembrar o motor Napier Deltic (OPE 2S), também equipado com três cambotas, mas neste caso o eixo dos cilindros deixa de fazer um ângulo de 180° para passar a fazer um ângulo de 120° na zona central do cilindro

para permitir a colocação da cabeça do motor. Aparentemente o motor patenteado por Erick foi inspirado por um motor mais antigo, de 4 tempos de ignição por faísca (OPE 4S) patenteado em 1910 pelo francês René Breton, com uma configuração semelhante a uma estrela de três pontas (Breton 1910), onde estão colocadas as cabeças de motor, comuns a dois cilindros, cujos eixos fazem neste caso fazer um ângulo agudo entre si.

O motor de combustão interna patenteado por Honkanen (1992) sob a designação de Horizontally Opposed Internal Combustion Engine, figura 45, utiliza pistões opostos a operarem horizontalmente com as faces de uns em oposição direta aos outros em cilindros abertos alinhados axialmente, suspensos por baixo de uma placa de base e geralmente dispostos simetricamente em lados opostos de um plano coincidente com a vertical do eixo de rotação de uma cambota principal que se estende longitudinalmente também suspensa para poder rodar por baixo da placa de base.

Um par de cambotas auxiliares estão colocadas em lados opostos do plano vertical com eixos de rotação que se situam num plano comum abaixo e paralelo ao plano da placa de base e coincidente com o eixo longitudinal dos cilindros. A árvore de cames disponibilizada é acionada por uma das cambotas auxiliares em seqüência temporizada com o deslocamento linear dos pistões para comandar a abertura e fecho das válvulas de assento de admissão e de escape.

As velas de ignição estão disponíveis para inflamar a mistura de ar e combustível comprimida em cada um dos cilindros em intervalos apropriadamente temporizados de forma a conseguir o deslocamento dos pistões sob efeito do aumento da pressão devido à combustão. As bielas ligam de modo articulado, cada um dos pistões a uma cambota auxiliar associada. Por sua vez, estas cambotas auxiliares estão ligadas à cambota principal por bielas, pelo que a rotação das cambotas auxiliares devido ao deslocamento linear pistões, origina a rotação da cambota principal.

Esta disposição dos cilindros e da cambota principal faz lembrar o motor Rootes TS3. Neste caso as cambotas auxiliares substituem o sistema de alavancas e balanceiros do Folded Cranktrain.

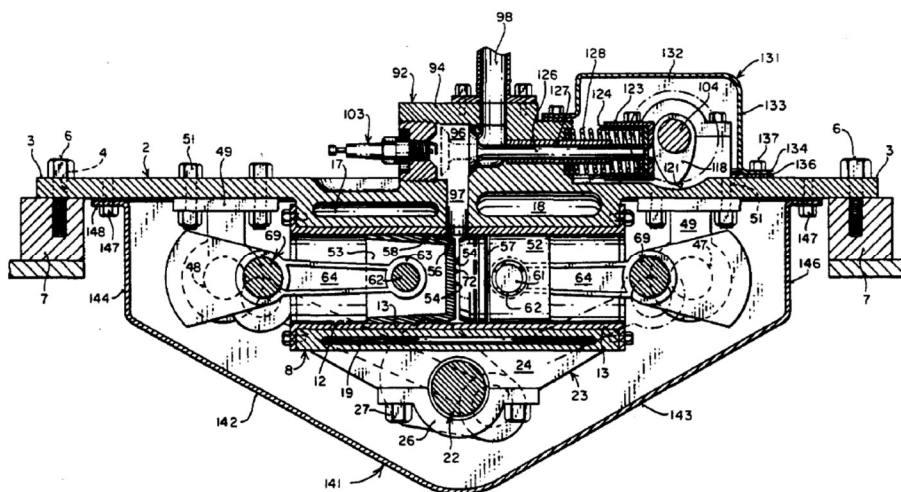


Figura 45 Vista em corte do esquema de motor de pistões opostos horizontais de ignição por faísca de 4 tempos. Honkanen (1992)

O motor de pistões opostos (OPE SI4S) PatFour de 4 tempos de ignição por faísca é considerado pelos seus autores Pattakos et al. (2012), como uma versão de SI de 4 tempos do PatOP. O motor PatFour apresenta uma configuração aparentemente inspirada no conceito clássico da cambota de três braços do motor de Wittig, onde o braço central se encontra ligado à biela do pistão “interior” e os dois braços exteriores impulsionam o pistão “exterior” através de uma ligação em ponte assegurada por um disco transversal que contém o pistão como se mostra na figura 46. Os dois braços exteriores estão desfasados 180° relativamente ao da biela central.

Os autores deste motor asseguram que esta configuração do OPE permite uma cambota única absolutamente equilibrada com cargas nulas sobre os moentes da cambota. A ignição por faísca faz-se a partir da vela colocada na zona central do cilindro, à semelhança do que sucede nos motores de pistões opostos de dois tempos para servir ambos os pistões. As válvulas de assento convencionais foram colocadas nessa zona central do cilindro rebaixada de forma a receber 4 válvulas de assento numa superfície plana paralela ao eixo do cilindro. As duas válvulas de admissão encontram-se do lado de cima do cilindro juntamente com a vela numa disposição que faz lembrar a disposição convencional de válvulas na cabeça do motor de 4 tempos. Na superfície oposta da câmara de combustão, encontram-se colocadas as válvulas de escape face a face com as de admissão. Este tipo de geometria resolve um dos grandes problemas colocados por este tipo de motores na configuração de 4 tempos, que é o da colocação das válvulas de forma a permitir as trocas gasosas de forma eficiente. No entanto é discutível se esta solução não aumenta a relação entre a área e o volume da câmara de combustão embora permita a criação de *squish*.

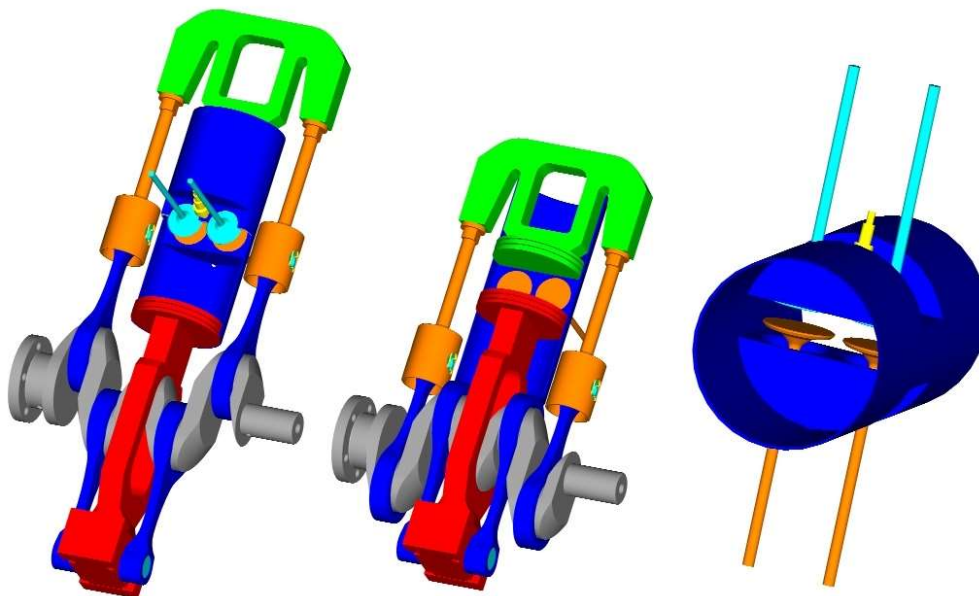


Figura 46 Motor PatFour de 4 tempos. Pattakos et al. (2012)

Motor a gasolina da Pinnacle com válvulas de manga (*sleeve valve*)

A Pinnacle Engines é uma empresa norte americana que concebeu e está a desenvolver, com a colaboração da FEV, uma empresa especialista na preparação de motores, um motor de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca, com várias versões, duas monocilíndricas (110 e 250 cm³), uma para mercados emergentes e países em vias de desenvolvimento e a outra para ensaios, e ainda uma tricilíndrica mais sofisticada, para comercializar em países desenvolvidos. Esta empresa tem um “site” na internet <http://pinnacle-engines.com/technology/> onde descreve a tecnologia do seu motor de pistões opostos. Em 2011 Cleeves registou a patente do OPE SI4S com válvulas de mangas. O motor que foi premiado com o *Tech Award Winner* no 12.º SAE World Congress. O “Green Car Congress” dá em 2012 um enorme destaque a este motor com três notícias e duas entrevistas em vídeo sobre a conceção e desenvolvimento do motor, que teve alguma repercussão na comunicação social a nível mundial. Em 2013 a SAE edita um novo artigo, Willcox et al. (2013), sobre as emissões cumulativas e os impactos das reduções de consumo com particular destaque para as estratégias de controlo de redução de NOx do motor (OPE SI4S) de 110 cm³. De realçar que o motor destes ensaios já estava equipado com um sistema eletrónico de gestão da ignição e injeção de combustível.

No registo de patente Cleeves (2011) apresenta um motor de combustão interna, figura 47, onde considera que as faces dos pistões opostos dispensam a cabeça do motor, reduzindo assim as perdas através da cabeça do cilindro e também reduzem para metade o curso, que seria necessário para um único pistão facultar a mesma taxa de compressão. Refere ainda que o motor pode assim, funcionar a uma velocidade de rotação mais elevada e debitar mais potência. Salaria que são requeridas válvulas de manga internas por razões de espaço e outras considerações.

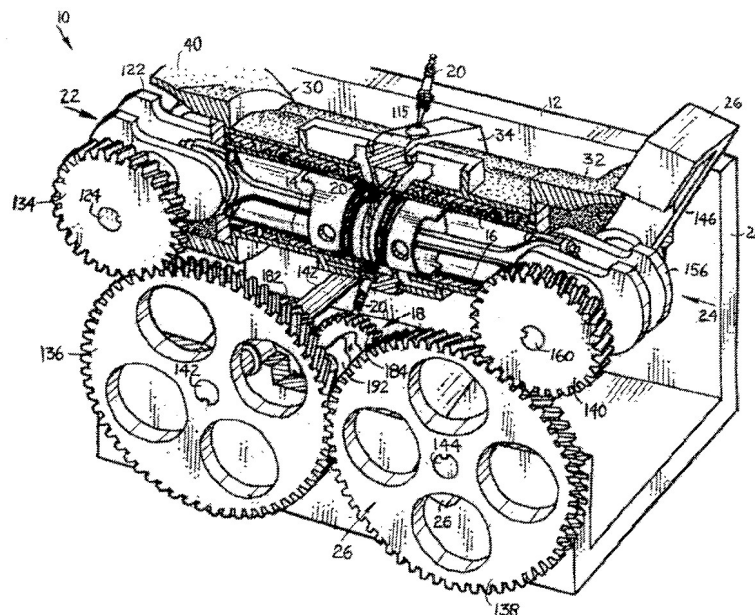


Figura 47 Representação esquemática do motor de pistões opostos da Pinnacle Engines. Cleeves (2011)

Por sua vez a, figura 48 mostra de forma esquemática o mecanismo que permite a variação do volume da câmara de combustão de forma a ajustar o tamanho mínimo do volume interno da câmara de combustão para aumentar a eficiência na operação a cargas parciais. Por último o autor refere que para controlar a potência do motor é usada uma válvula de admissão variável.

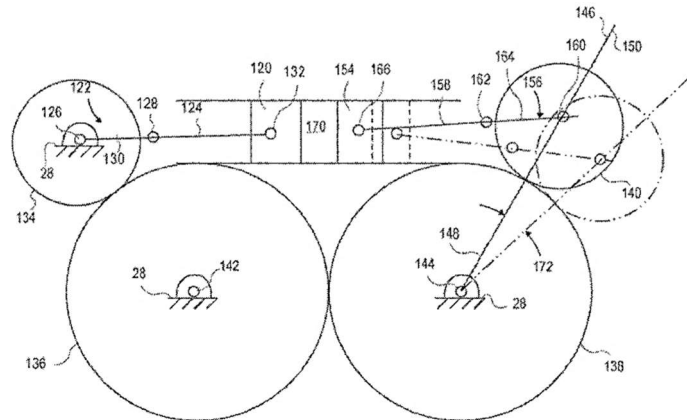


Figura 48 Representação esquemática do mecanismo de variação da relação de compressão. Cleeves (2011).

Cleaves (2011) reclama que o propulsor pode ter distribuição variável e taxa de compressão variável, que pode ir até aos 15:1. Este motor pode trabalhar com combustão a volume ou a pressão constantes, capaz de consumir qualquer tipo de combustível. Considera que funciona segundo o chamado de “ciclo Cleeves”. Este ciclo corresponde a um modo de operação em que o avanço do ponto de ignição é altamente retardado com o intuito de evitar a detonação quando funciona com uma taxa de compressão de 15:1 e usa gasolina de 87 octanas (RON + MON) Willcox et al (2012).

A arquitetura do motor monocilíndrico de 250 cm³ da Pinnacle Engines é de pistões opostos de dupla cambota, de 4 tempos com ignição por faísca. A distribuição usa duas válvulas de manga com movimento linear alternativo atuadas por duas árvores de cames, uma para a admissão e outra para o escape com um comando por came convencional de quatro tempos, figura 49.

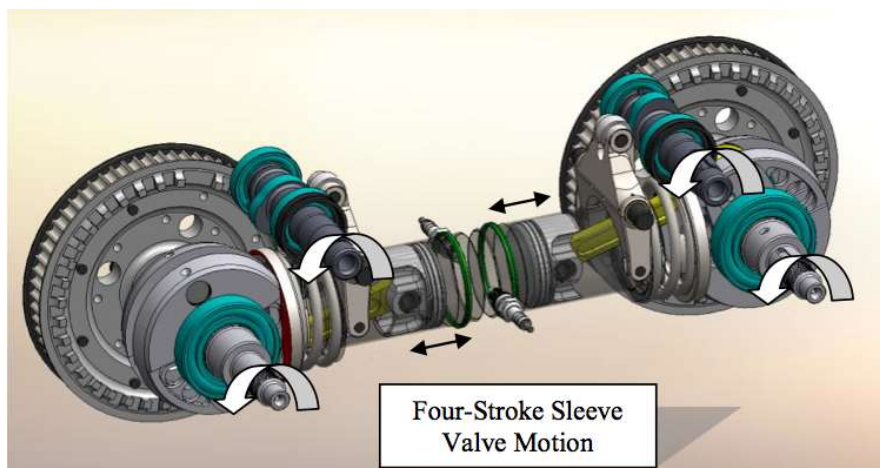


Figura 49 Representação esquemática da arquitetura do OPE SI4S e válvulas de manga. Cleeves (2011).

As válvulas de manga são acionadas linearmente e a vedação é feita numa sede de válvula angular. Estas válvulas de manga foram largamente usadas em motores de avião durante e mesmo depois da segunda grande guerra, mas ficaram conhecidas pelos problemas de fiabilidade e elevados consumos de óleo a que se juntavam os desafios levantados pelo circuito de lubrificação. Neste caso, a estanquidade do sistema de lubrificação é conseguido com dois retentores em V colocados entre a válvula de manga e o cilindro do motor, figura 50. De referir que estas válvulas de manga dissipam calor diretamente para óleo lubrificante através de um percurso curto, Cleeves (2011). Durante a abertura da válvula, alguns milímetros do topo da válvula passam a vedação do óleo. Este foi o motor usado para o estudo comparativo do desempenho do ciclo indicado com o motor (SI 4S) convencional.

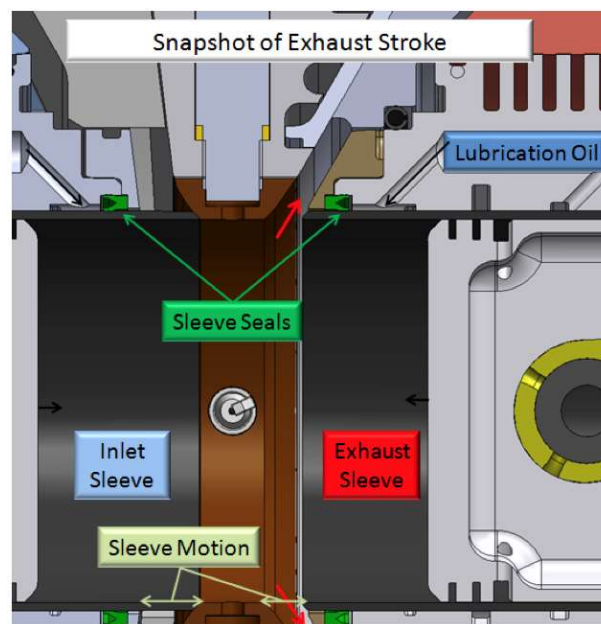


Figura 50 Esquema de pormenor do interior do cilindro do OPE e válvulas de manga. Willcox et al. (2012)

Como curiosidade registre-se o facto de ambas as tecnologias, a dos motores pistões opostos e a das válvulas de manga terem tido o seu apogeu em motores de aviões militares da Segunda Guerra Mundial, mas não chegaram a ser usadas em conjunto. Apesar das excelentes prestações de desempenho de ambas as tecnologias, com particular destaque para a boa resistência à detonação das válvulas de manga apresentavam em comum o problema das emissões, o que condicionou a sua utilização e consequentemente o desenvolvimento, Pinnacle (2013).

A “Pinnacle Engines” Willcox e all (2012) apresentou a configuração do motor monocilíndrico (OP4S), cujas características são apresentadas na tabela 1, de geometria fixa de 4 tempos (4S) e ignição por faísca (SI) com 250 cm³ com um par de pistões opostos, duas cambotas e duas válvulas de manga (*sleeve valves*) com movimento linear alternativo atuadas de forma convencional por duas árvores de cames paralelas às duas cambotas. Uma árvore de cames atua a válvula de admissão e a outra a válvula de escape. Esta configuração monocilíndrica é menos

sofisticada que a versão de três cilindros que dispõe de geometria variável, que permite por exemplo, a variação da taxa de compressão (VCR), a variação da distribuição (VVT), recirculação dos gases de escape EGR, turbo compressor e injeção direta, para suportar aplicações mais avançadas. Os ensaios descritos no artigo são feitos com o motor monocilíndrico na configuração básica de geometria fixa.

Tabela 1 Características do motor OP4S da Pinnacle Engines. Willcox et al. (2012)

Cilindrada (cm ³)	250
Cilindros / pistões	1/2
Diâmetro / curso (mm)	51.0/61.2
Comprimento da biela (mm)	113.2
Taxa de compressão	15:1
Combustível / Índice de Octano	Gasolina / 87 [(RON + MON)/2]
Ignição	2 Velas de ignição por faísca

De forma a comparar a eficiência indicada do motor de pistões opostos (OP4S), de 250 cm³, os autores usaram duas versões de um motor convencional (4S) de 200 cm³. Uma versão com duas válvulas, carburador e arrefecido a ar, e a outra com ignição e injeção eletrônica (EFI/MTB). Para o efeito desenvolveram um banco de ensaios com um sistema de aquisição de dados atendendo ao ângulo da cambota para permitir testes de atrito e desenvolvimento do ciclo indicado. Definiram critérios de detonação incipientes e os resultados dos testes foram usados para comparar o desempenho do ciclo indicado do motor de pistões opostos com os resultados obtidos pelos motores monocilíndricos convencionais.

Durante os ensaios obtiveram resultados das temperaturas de funcionamento das válvulas de manga, os efeitos dos picos de pressão no cilindro e temperaturas dos gases de escape. O ciclo indicado obtido em condições de funcionamento do ciclo de condução mostra as vantagens da configuração do motor de pistões opostos e válvulas de manga quando comparado com um motor de válvulas de assento.

A plena carga o motor de pistões opostos da Pinnacle utilizava o chamado ciclo de “Cleeves”, um modo de operação em que o avanço do ponto de ignição é altamente atrasado com o intuito de evitar a detonação quando funciona com uma taxa de compressão de 15:1 e usa gasolina de 87 octanas (RON + MON). Também foi utilizado CNG / metano gasoso

Os dados apresentados mostram que os limites operacionais a cargas parciais permitem a redução das emissões do ciclo de condução pois o motor foi desenvolvido de tal forma que, com a configuração mais básica, a cargas parciais apresenta melhorias do rendimento indicado de 15 a 30%.

Os autores Willcox e all (2012) revelam que a configuração mais básica do motor com 250 cm³ mostrou melhorias no consumo específico indicado (*ISFC*) entre 30 a 60% a cargas parciais

ligeiras e 12-30% nas cargas parciais médias em comparação com um motor convencional (SI) de 4 tempos de tamanho semelhante como se mostra no gráfico da figura 51. Não se verificou nenhuma melhoria ISFC a plena carga.

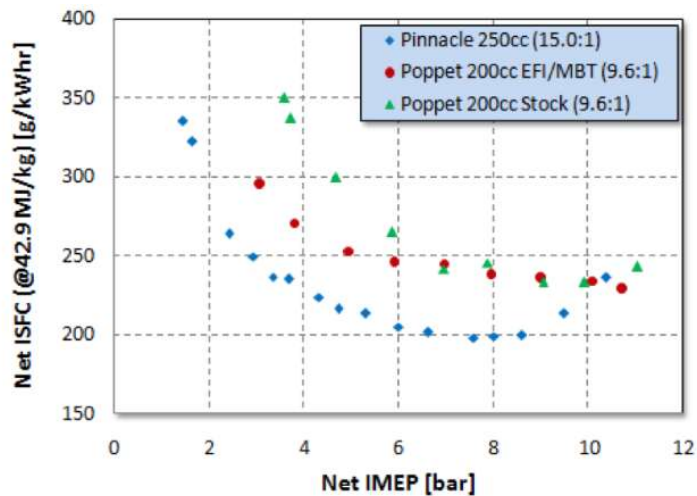


Figura 51 Comparação entre o ISFC do motor de 250 cm³ da Pinnacle e outros motores convencionais de 200 cm³ de válvulas de assento. Willcox e al. (2012).

Os mesmos autores, Willcox e al. (2012), consideram que a geometria de pistões opostos ao apresentar uma relação menor entre a área de superfície e o volume da câmara de combustão relativamente aos motores convencionais com válvulas de assento na cabeça, proporciona vantagens substanciais incluindo a redução da perda de calor durante o curso de expansão. A resistência à detonação neste motor também pode ser atribuída à capacidade das válvulas de mangas operarem a temperaturas significativamente mais baixas que as válvulas de assento convencionais.

1.10 Objetivos da presente tese.

Objetivo geral

Pretende-se estudar a viabilidade de um motor alternativo de combustão interna de pistões opostos a 4 tempos e ignição por faísca que possa funcionar com mais do que um combustível (gasolina, gás natural, querosene, GPL) para aplicações estacionárias e possa equipar veículos de baixo consumo, UAV (drones) e aeronaves ultraleves.

Objetivos específicos

Construção de um motor alternativo de combustão interna de pistões opostos com duas cambotas tendo por base a união de dois motores alternativos de combustão interna com válvulas de assento no bloco do motor.

Ensaiar o motor para a determinação dos seus parâmetros característicos.

Fazer uma modelação e simulação numérica do escoamento de fluidos no interior do motor para simular o enchimento do cilindro.

Comparação entre os resultados numéricos e experimentais da eficiência volumétrica.

1.11 Organização e estrutura do trabalho

Com o propósito de facilitar a leitura desta tese, organizou-se o corpo de texto em sete capítulos. Os conteúdos apresentam-se como se descreve de seguida.

Neste **primeiro capítulo** introdutório faz-se um resumo dos princípios de funcionamento dos motores alternativos de combustão interna convencionais e uma revisão bibliográfica sobre os motores de pistões opostos. Esta revisão contém um resumo histórico dos primórdios dos motores alternativos de combustão interna convencionais e uma síntese da evolução dos motores de pistões opostos e sua caracterização. Mostra-se também uma sinopse do estado da arte que inclui a recolha de artigos científicos, patentes, dissertações, teses e outras publicações sobre motores de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca e assuntos relacionados que incluem os motores de pistões opostos que estiveram na génese da criação do novo motor alternativo de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca. Apresentam-se os objetivos do presente trabalho e por último refere-se a forma como está estruturada esta tese.

No **segundo capítulo** mostram-se as ideias inspiradoras e os OPE que constituíram a base da criação do novo motor alternativo de combustão interna de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca. Descreve-se a forma como se construiu um motor de pistões opostos a partir da transformação de dois motores alternativos de combustão interna de 4 tempos de ignição por faísca com válvulas de assento laterais e referem-se a principais dificuldades encontradas. Seguidamente apresenta-se a instalação experimental, constituída por um banco de ensaios com freio dinamométrico de correntes de Eddy, analisador de gases de escape e equipamento auxiliar de medida da massa de combustível. Procede-se a uma revisão dos parâmetros característicos dos motores alternativos de combustão interna que irão servir de suporte para a apresentação dos resultados experimentais no capítulo 3.

No **terceiro capítulo**, relativo aos ensaios experimentais, apresenta-se o planeamento e a realização das experiências, dos testes preliminares e necessárias alterações, realização de ensaios, aquisição e tratamento de dados com apresentação dos resultados e das curvas características.

No **quarto capítulo** aborda-se a aplicação da Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) ao estudo do escoamento no interior do cilindro e das condutas de admissão e de escape dos motores alternativos de combustão interna de pistões opostos. Faz-se uma breve revisão bibliográfica sobre os métodos de simulação numérica usados para este tipo de motores, que inclui a recolha de artigos científicos, dissertações, teses e outras publicações sobre simulações numéricas em motores de pistões opostos e assuntos relacionados, apresenta-se o *software* a

usar, as principais equações usadas pela simulação numérica e dá-se particular ênfase à turbulência. Por fim fundamenta-se a decisão de simular o enchimento do motor.

No **quinto capítulo** descreve-se a modelação e a simulação numérica do motor, efetuam-se os ensaios numéricos que permitem descrever o comportamento do fluido no interior do cilindro, câmara de combustão e nas condutas de passagem das válvulas e estudar a evolução dos parâmetros mais importantes de funcionamento do motor em função da velocidade de rotação. A simulação numérica também visa o cálculo da eficiência volumétrica.

A discussão dos resultados numéricos e experimentais faz-se no **sexto capítulo**. Numa primeira fase comparam-se os resultados numéricos da eficiência volumétrica com os dos ensaios experimentais e constroem-se correlações para dois dos parâmetros de funcionamento mais importantes deste tipo de motores. Na segunda fase compara-se a admissão e o escape dos ensaios numéricos com dados bibliográficos e por último discutem-se os resultados das emissões.

Por fim no **sétimo capítulo** apresentam-se as principais conclusões deste trabalho, bem como aspetos que não foram considerados, assim como trabalhos não efetuados ou que não correram conforme o esperado. Deixam-se também algumas sugestões para a realização de trabalhos futuros nesta área de estudo.

Folha em branco

Capítulo 2 Caracterização do motor e da instalação experimental

Neste capítulo expõem-se as ideias inspiradoras, os requisitos e os motores de pistões opostos que estiveram na génese da criação do novo motor alternativo de combustão interna de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca. Descreve-se a forma como se desenvolveu e construiu um motor de pistões opostos a partir da transformação de dois motores alternativos de combustão interna convencionais de 4 tempos, ignição por faísca com válvulas laterais de assento (referidas a partir de agora por válvulas), referem-se a principais dificuldades encontradas e caracteriza-se o motor concebido no âmbito deste trabalho. Seguidamente apresenta-se a instalação experimental, constituída por um banco de ensaios com freio dinamométrico de correntes de Eddy, analisador de gases de escape e equipamento auxiliar de medida da massa de combustível. Descreve-se o procedimento de recolha de dados e as medidas de segurança da instalação experimental. Procede-se a uma revisão dos parâmetros característicos dos motores alternativos de combustão interna que irão servir de suporte para a apresentação e discussão dos resultados experimentais no próximo capítulo.

2.1 Génese do novo motor de pistões opostos

Na génese do novo motor alternativo de combustão interna de pistões opostos de quatro tempos de ignição por faísca estiveram algumas ideias inspiradoras que procuraram responder aos obstáculos que pareciam inultrapassáveis, que aqui se expõem. Apresentam-se também os diversos requisitos iniciais que delimitaram o projeto e os dois motores de pistões opostos que inspiraram a criação do novo motor alternativo de pistões opostos desenvolvido neste trabalho.

As Ideias inspiradoras

No início dos trabalhos do presente estudo de desenvolvimento de um motor de pistões opostos vislumbraram-se dois grandes obstáculos:

- o primeiro está relacionado com as restrições impostas às emissões dos motores de combustão interna e à propensão dos motores de pistões opostos para ultrapassarem significativamente os limites legais em vigor, que conduziram, durante algum tempo, a um menor interesse no seu desenvolvimento Pirault e Flint, (2009) e
- o segundo encontra-se relacionado com a atual crise económica e os tempos de austeridade impostos pela conjuntura internacional.

Mas por outro lado havia motivos para prosseguir pois estes motores de pistões opostos foram utilizados com sucesso em quase todos os campos de aplicação, civil e militar onde estabeleceram recordes de consumo e de potência específica, que ainda hoje passados tantos anos, continuam difíceis de igualar apesar do inegável progresso neste domínio Brójo et al. (2010).

Os dois grandes obstáculos passaram a ser encarados como desafios, por isso pretendeu-se conceber um motor que por um lado possa ser compatível com as técnicas de tratamento de efluentes gasosos e por outro, procurar que o desenvolvimento do motor deste trabalho realizado em tempos de austeridade, se faça com poucos recursos materiais e possa trabalhar com mais do que um combustível caso seja necessário.

Os requisitos

No princípio deste trabalho foram definidos alguns requisitos a que se procurou responder com o desenvolvimento do novo motor de pistões opostos. Entre os requisitos iniciais destacam-se os seguintes:

- construir um motor experimental monocilíndrico de pistões opostos de baixo custo;
- a tecnologia não precisa de ser de ponta pois o objetivo passa por mostrar a viabilidade do motor;
- possibilidade de funcionar com mais que um combustível;
- compatibilidade com sistemas de tratamento de efluentes gasosos amplamente divulgados;
- de preferência devia ser um motor leve e compacto para poder ser utilizado em algumas aplicações aeronáuticas em substituição dos motores boxer que predominam o mercado até aos 8 kW de potência;
- o ciclo de funcionamento podia ser de dois tempos ou de quatro tempos;
- o tipo de ignição podia ser de ignição por faísca ou por compressão;
- devia ser eficiente, com baixo consumo de combustível e baixas emissões;
- devia ser fiável, com boa durabilidade e fácil manutenção;
- devia ter um baixo custo de manutenção;
- devia ter capacidade para produzir grande potência em relação ao seu peso.

O novo OPE desenvolvido no presente trabalho procurou responder à maior parte dos requisitos aqui apresentados. No entanto, a opção por um motor com ciclo de funcionamento de 4 tempos em detrimento de um de 2 tempos torna-o mais pesado e menos compacto do que seria desejável para uma aplicação aeronáutica, mas durante a II Guerra Mundial a grande maioria dos motores de pistões era de quatro tempos, Fernandes (2008), e em termos de potência específica foram alcançados valores que ainda hoje é difícil suplantar.

Os precursores do novo OPE

Os motores de pistões opostos que estiveram na gênese do novo motor alternativo de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca, e que mais impacto tiveram no seu desenvolvimento foram o motor de Gobron Brillié de quatro tempos de ignição por faísca, usado com sucesso em automóveis no início do século XX e o motor Junkers Jumo 205 de dois tempos de ignição por compressão, que foi possivelmente o mais bem-sucedido motor de pistões opostos usado em aeronáutica até ao final da segunda grande Guerra, em aplicações civis e militares. Este motor inspirou durante a década de 30, 40 e mesmo 50 do século XX o desenvolvimento deste tipo de motores de ambos os lados do Atlântico desde a antiga União Soviética aos Estados Unidos da América, para quase todo o tipo de aplicações.

O motor Gobron-Brillié (OPE SI4S) serviu de fonte de inspiração para o ciclo de funcionamento e para a forma como estão dispostos os diversos componentes mecânicos em torno do cilindro e da câmara de combustão, tais como as válvulas e a vela de ignição, enquanto o motor Junkers Jumo 205 (OPE CI2S) influenciou a arquitetura do motor e o modo como se fez a sincronização e transmissão de potência entre as duas cambotas.

Súmula da gênese do motor

Após a fase inicial de pesquisa ponderou-se então a hipótese de construir um motor de pistões opostos com duas cambotas, no entanto considerou-se mais pertinente optar por um motor SI a 4 tempos em detrimento de um motor CI a funcionar segundo o ciclo de 2 tempos, por três razões:

1. De certa forma, esta é uma área pioneira, pois verificou-se que há menos estudos para os motores de pistões opostos de quatro tempos que para os de dois tempos. Mesmo nos motores de dois tempos, a maioria dos estudos incide sobretudo nos motores de ignição por compressão.
2. Possibilidade de trabalhar com mais que um combustível.
3. E por último a compatibilidade dos motores de ciclo Otto, com os catalisadores de 3 vias em trabalhos futuros.

Pelas razões expostas optou-se por um motor de ignição por faísca que pudesse funcionar de origem com mais que um combustível, com o menor custo possível, a funcionar segundo o ciclo de quatro tempos, compatível com o uso de catalisador caso se justifique a sua utilização. Para além disso considerou-se a possibilidade de desenvolver a construção de um motor de pistões opostos a partir de outro já existente, reduzindo-se assim o custo de fabrico, Santos (2011). A escolha recaiu sobre um motor com uma geometria algo antiquada com válvulas laterais que podia funcionar a gasolina ou a petróleo, da marca Robin America, Inc. modelo EY15, de uma motobomba de rega, ver figura 52, muito popular entre os agricultores da região da Beira Interior.

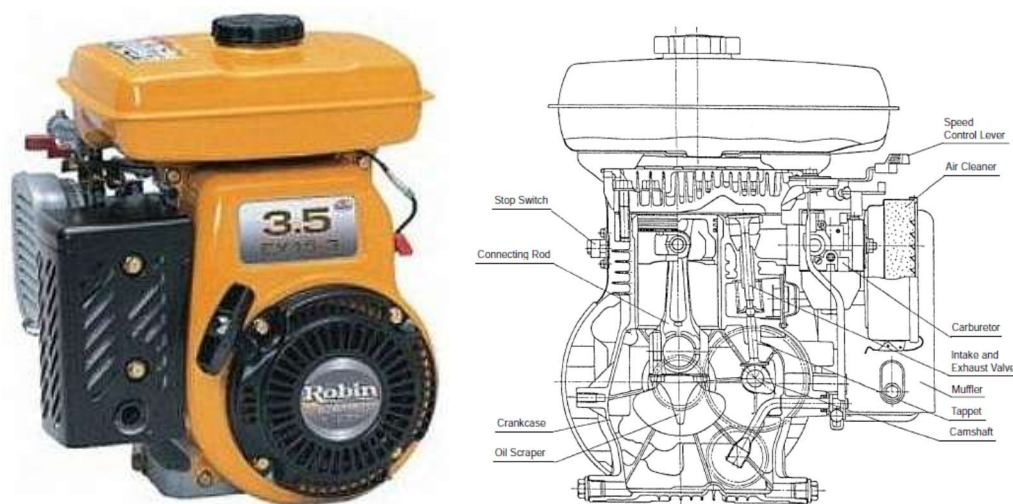


Figura 52 Imagem exterior e representação esquemática do motor. Robin (2001)

2.2 Desenvolvimento do novo motor de pistões opostos

Caracterização do motor de origem

Após a análise das possibilidades de construção de um motor de pistões opostos a partir de outro já existente optou-se, como já se referiu, por selecionar o motor da marca Robin America, Inc. Modelo EY15, de uma motobomba de rega, cujas características se apresentam na tabela 2, que na sua configuração original funciona como um motor convencional de ciclo Otto de 4 tempos a gasolina na posição vertical, com 143 cm³ de cilindrada e 3,5 HP de potência máxima às 4000 rpm, alimentado por carburador, com válvulas laterais no bloco, lubrificação por chapinhagem e ignição por magneto transistorizado. Como já existia um motor usado no Laboratório de Máquinas Térmicas da Escola Superior de Tecnologia (ESTG) do Instituto Politécnico da Guarda (IPG), foi necessário adquirir outro para se ficar com a base de trabalho do desenvolvimento do novo motor de pistões opostos de dupla cambota.

Tabela 2 Características do motor Robin EY15. Robin (2001)

Descrição	Característica
Marca e modelo	Robin EY15
Tipo	Monocilíndrico; Cambota horizontal
Ciclo	Ciclo Otto, quatro tempos
Diâmetro x curso (mm)	63x46
Cilindrada (cm ³)	143
Taxa de compressão	6.3
Válvulas	Laterais no bloco do motor
Dimensões da cabeça das válvulas (mm)	Admissão 27; Escape 23

Tabela 2 Características do motor Robin EY15 (continuação). Robin (2001)

Descrição	Característica
Potência máxima kW (HP)/rpm	2,6 (3,5)/4000
Potência em contínuo kW (HP)/rpm	2,0 (2,7)/3600
Binário máximo N.m (kgf.m)/rpm	6,7 (0,68)/2800
Sentido de rotação na tomada de força	Contrário ao dos ponteiros do relógio
Combustível	Gasolina / Petróleo
Alimentação	Carburador Mikuni
Consumo específico (g/kWh)	380 (entre as 3000 e as 3600 rpm)
Capacidade do reservatório de combustível (L)	2,8
Capacidade do óleo lubrificante (L)	0,6
Sistema de lubrificação	Chapinhagem
Sistema de ignição	Magneto transistorizado
Sistema de arranque	Arranque retrátil (recoil starter)
Peso (kg)	14,2
Dimensões LxWxH (mm)	324x311x368

Para a construção do motor de pistões opostos removeram-se as cabeças aos dois motores Robin EY15 de forma a permitir a união dos dois blocos na zona da junta da cabeça. Esta junção permite que ambos os pistões fiquem face a face e se desloquem em sentidos opostos. Nesta configuração, o eixo de um cilindro encontra-se alinhado com o eixo do outro cilindro, para que o conjunto dos dois cilindros funcione como um único cilindro, a válvula de escape de um bloco fica em frente à válvula de admissão do outro, na zona intermédia dos dois blocos do motor. Isso permite reduzir o espaço da câmara de combustão pois quando a válvula de admissão começa a abrir a válvula de escape está a fechar no curto tempo de cruzamento das válvulas. Na figura 53 pode observar-se uma vista geral do motor após a montagem parcial para os primeiros testes.



Figura 53 Vista geral do motor após a montagem parcial para os testes iniciais.

Para o motor poder funcionar na nova configuração houve que solucionar alguns problemas:

- a colocação da vela que se afigurava como o de maior dificuldade técnica;
- a criação do espaço entre os dois blocos pois devia se o menor possível e permitir o movimento das válvulas;
- a forma de união dos dois blocos de motor de modo a ficarem com o eixo dos cilindros perfeitamente alinhado e a câmara de combustão selada durante a compressão e a expansão;
- o modo de sincronizar as duas cambotas para que os pistões se deslocassem em sentidos opostos enquanto o sistema de distribuição permitia a abertura simultânea de ambas as válvulas de admissão e de escape. A solução de sincronização também devia garantir a transmissão de potência a disponibilizar na tomada de força conjunta para as duas cambotas;
- a montagem dos carburadores de novo em posição vertical com a conduta de admissão na horizontal;
- o controlo simultâneo de ambos os carburadores sem auxílio do controlador de velocidade de origem.

Colocação da vela de ignição.

A vela que estava originalmente na cabeça do motor foi instalada no bloco do motor mais antigo no espaço entre a sede da válvula de admissão e o cilindro como se mostra na figura 54.

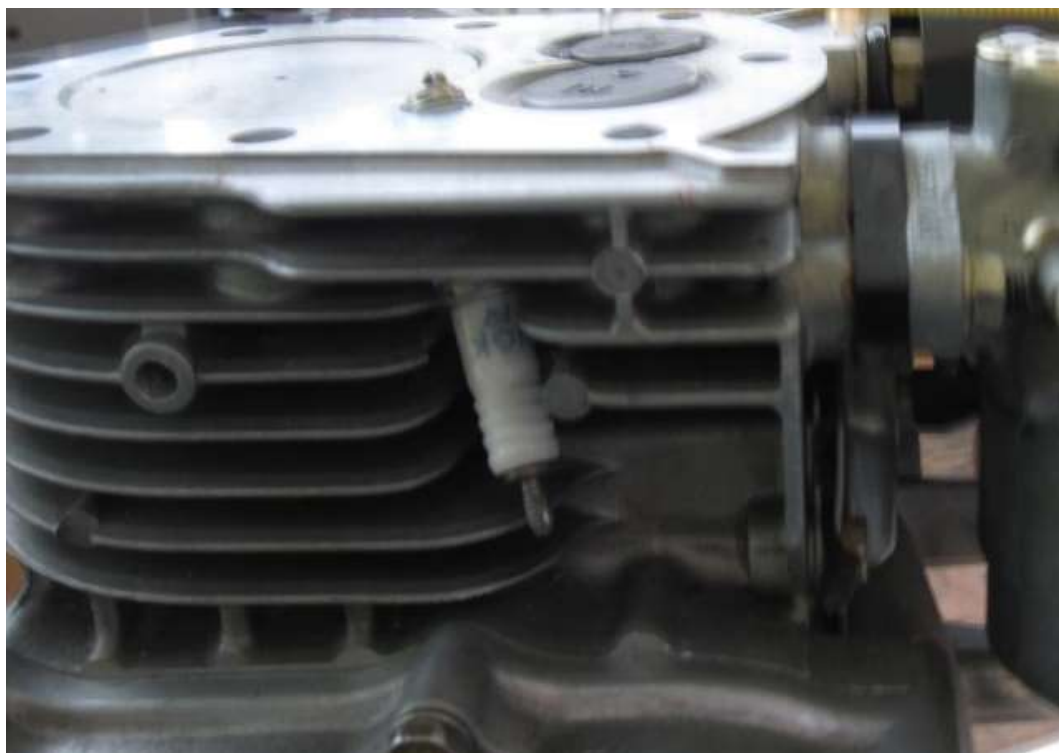


Figura 54 Vista lateral da montagem da vela de ignição.

Do ponto de vista técnico este foi um dos desafios mais exigentes de todo o desenvolvimento do motor e uma pequena amostra daquilo que estava para vir. Dado que o espaço para colocar a vela era muito reduzido, selecionou-se uma vela com um canhão de menor diâmetro de forma a poder ficar naquele espaço tão reduzido, como se pode observar na figura 55. De salientar que a vela ficou ao lado da válvula de admissão para não sofrer tanto os efeitos das temperaturas elevadas características da câmara de combustão, pois como esta vela de ignição está colocada a partir do bloco está mais sujeita a sobreaquecimento e por isso precisa de um bom arrefecimento adicional para funcionar sem problemas. De referir, no entanto, que a vela ficou praticamente de frente para a válvula de escape o que permite que a zona onde salta a faísca esteja a uma temperatura ideal para saltar a faísca. A sua colocação mais óbvia seria na câmara de combustão no espaço entre as válvulas, mas para isso era necessário furar o coletor de admissão e de escape e depois não havia garantias de poder garantir a estanquidade das condutas por onde circula a mistura ar e combustível e os gases de escape.



Figura 55 Vista superior da posição da vela na câmara de combustão.

Espaçador entre blocos

De forma a garantir o espaço necessário à abertura das válvulas, mas sem comprometer a taxa de compressão, e permitir as trocas gasosas na zona central do cilindro, utilizou-se um espaçador de alumínio devidamente retificado com as faces paralelas com 5,3 mm de espessura colocado entre os dois blocos dos motores como se mostra na figura 56. Conservaram-se as juntas da cabeça de origem com 1,5 mm. Estas juntas mantiveram a posição original colocando-se o espaçador de alumínio entre elas. A câmara de combustão ficou com uma altura 8.3 mm.

Esta solução deu origem na zona central do cilindro, a uma configuração muito parecida com a do motor Gobron Brillié da primeira década do século XX, tal como se pretendia.

Alinhamento do eixo dos cilindros

De forma a garantir o alinhamento dos cilindros segundo um eixo comum e dos dois blocos dos motores, usaram-se 2 guias que se colocaram no topo do um dos blocos figura 56.



Figura 56 Pormenor do espaçador de alumínio, da junta da cabeça do motor e das guias de união.

Com as guias devidamente posicionadas colocou-se o segundo bloco do motor sobre o primeiro com o cilindro convenientemente alinhado. A figura 57 ilustra esta fase da montagem com os dois blocos corretamente alinhados um sobre o outro, com o espaçador de alumínio no meio.



Figura 57 Pormenor da colocação do espaçador de alumínio entre os dois motores colocados na vertical.

Na fase seguinte colocaram-se duas bases de suporte feitas com cantoneira em L de aço de construção soldado a MIG/MAG, aparafusados a cada um dos blocos. As bases de suporte foram ligadas por 6 tirantes de aço inox (AISI 304L) com 10 mm de diâmetro e roscados com rosca M10 em ambas as extremidades. Da união do referido conjunto resultou o motor de pistões opostos na configuração horizontal tal como se mostra na figura 58, onde se pode ver a vela de ignição colocada no bloco do motor.



Figura 58 Pormenor de ligação dos motores em posição horizontal.

O passo seguinte à união dos dois blocos de motor foi o de sincronizar ambas as cambotas e respetivos sistemas de distribuição. A figura 59 mostra a vista lateral do motor pelo lado utilizado para sincronizar as cambotas e transmitir potência com o trem de engrenagens.

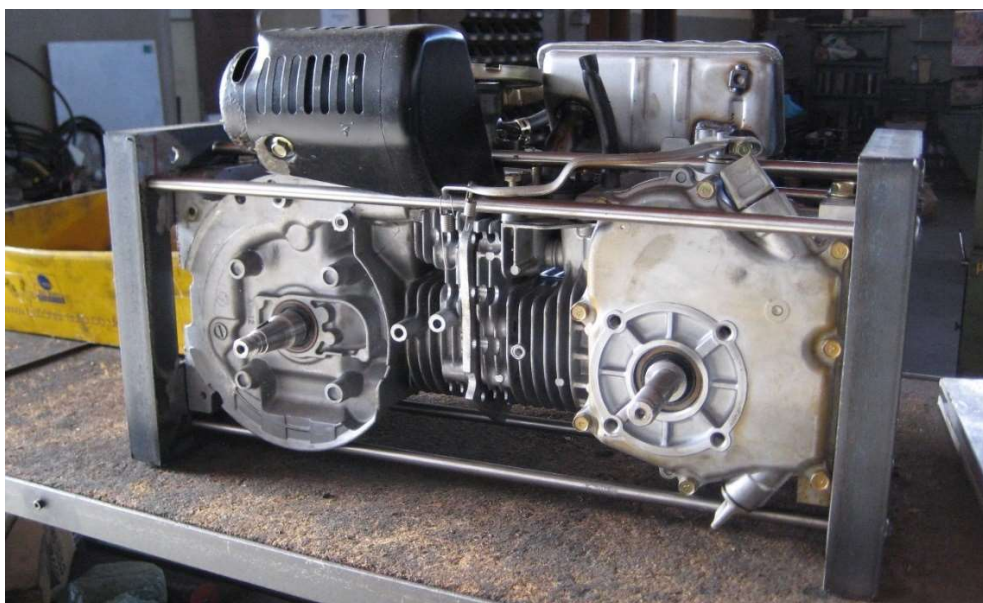


Figura 59 Vista lateral do motor pelo lado utilizado para sincronizar as cambotas.

Trem de engrenagens de sincronização e transmissão de potência

Para a sincronização de ambas as cambotas usou-se um trem de engrenagens constituído por 4 rodas dentadas de dentes retos com o módulo de 1,5 mm. As rodas dentadas usadas em ambos os veios motores têm 56 dentes enquanto as duas engrenagens intermédias têm 65 dentes. Este trem de engrenagens de quatro rodas dentadas permite nesta configuração que o pistão de uma cambota se movimente no sentido contrário ao pistão da outra garantindo-se que a distribuição abra ao mesmo tempo ambas as válvulas de admissão e na altura certa a abertura simultânea de ambas a válvulas de escape. Esta configuração também assegura que as duas cambotas girem no sentido de rotação original, isto é, no sentido contrário ao dos ponteiros do relógio na tomada de força. Para este trem de engrenagens selecionaram-se rodas dentadas de dentes direitos, à semelhança do motor Junkers Jumo 205, para poderem também assegurar a transmissão de potência ao veio da tomada de força, sem causarem esforços axiais nas cambotas, que não estão dimensionadas para isso. De referir que os rolamentos de esferas de carreira única que suportam os esforços radiais do veio motor também não foram dimensionados para suportar os esforços axiais que as rodas de dentado helicoidal iriam criar. Também é verdade que o engrenamento seria mais suave, mas isso iria encarecer o projeto. Na figura 60 apresenta-se uma foto da fase inicial de montagem do trem de engrenagens de sincronização das cambotas e transmissão de potência onde ainda são visíveis os sentidos de rotação dos veios motores e das rodas dentadas. Também se pode apreciar a chapa de aço de construção que permitiu a montagem dos veios intermédios. Esta chapa está fixa ao bloco do motor por oito parafusos M8, o que também ajuda a manter unidas as duas metades do bloco do novo OPE.



Figura 60 Trem de engrenagens de sincronização das cambotas e transmissão de potência.

A escolha do módulo das rodas dentadas do trem de engrenagens teve por base a verificação da resistência do dentado à flexão de acordo com o modelo simplificado da teoria Lewis, para engrenagens, Marat-Mendes (2012), como se pode ver com mais pormenor no anexo A.

Como as engrenagens de dentes retos podem tornar-se muito ruidosas e têm que ser lubrificadas, cobriu-se o trem de engrenagens com uma chapa de PETG transparente para atenuar o ruído e evitar as projeções do lubrificante usado nas engrenagens, como se pode observar na figura 61. De referir que parte desta cobertura teve depois de ser recortada para permitir a colocação da tomada de força no veio motor no canto superior do lado direito.



Figura 61 Cobertura transparente do trem de engrenagens para permitir a sua visualização.

A sincronização do trem de engrenagem pode ser apreciada na figura 62, que mostra o pormenor da abertura simultânea das válvulas de escape. As válvulas laterais permitem que a sincronização da abertura e fecho das válvulas possa ser verificada sem ter de desmontar todo o motor. Caso seja necessário voltar a sincronizar a abertura e fecho das válvulas basta desmontar uma das rodas dentadas do trem de engrenagens e rodar uma das cambotas até ao ponto de sincronização e voltar a montar a roda dentada corretamente.

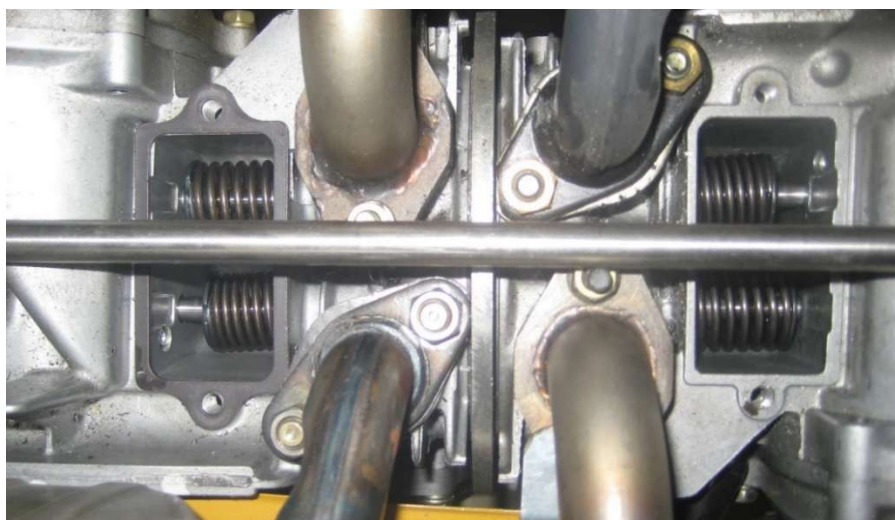


Figura 62 Pormenor da abertura simultânea das válvulas de escape após a sincronização.

Colocação dos carburadores na vertical

Para colocar os carburadores de novo em posição vertical, construiu-se uma conduta em aço inox com um diâmetro interno de 20 mm, diâmetro aproximado do coletor de admissão, constituída por um joelho de 90° e um tubo horizontal com comprimento suficiente para colocar o carburador em posição vertical sem causar nenhum transtorno nem ser afetado pela corrente de ar quente proveniente do arrefecimento do motor, ou do coletor de escape. A colocação dos carburadores de ambos os lados do motor pode observar-se na figura 63, onde se pode constatar que o espaço existente entre o carburador e o coletor de escape é maior que no motor original.



Figura 63 Posicionamento dos carburadores de origem de ambos os lados do novo OPE.

Dificuldades encontradas

Ao longo do desenvolvimento de um motor como este encontram-se sempre algumas dificuldades que nem sempre são fáceis de resolver. A primeira grande dificuldade de carácter técnico teve a ver com a maquinagem do furo onde ia ficar a vela de ignição. O furo foi efetuado num engenho de furar com uma broca a partir da zona da cabeça do motor com o bloco inclinado. Construiu-se inclusive uma ferramenta de corte para abrir a caixa onde devia assentar a vela. Finalizada esta operação foi necessário abrir rosca com um macho M10x1 mm de rosca fina. Por último, apertou-se a vela e testou-se a estanquidade com um pouco de gasolina.

A junção dos dois motores foi um dos problemas mais complexos que se enfrentou, pois a ideia inicial era a unir os dois blocos de motor com um espaçador com 17 mm em alumínio capaz de comportar a vela na zona central do cilindro, entre os dois blocos de motores e as respectivas juntas com uma altura total de 20 mm. Esta ideia foi abandonada por se verificar que a relação volumétrica de compressão seria muito baixa e a eficiência volumétrica muito afetada. A experiência seguinte foi tentar unir os dois motores usando dois espaçadores com 5,5 mm espessura cada e três juntas com 1,5 mm, com esta configuração a taxa de compressão ainda se mantinha muito baixa, com a desvantagem de não permitir a colocação da vela de ignição. A opção foi recorrer a apenas um espaçador com 5,3 mm de espessura que juntamente com as juntas de origem apresentam uma altura total de 8,3 mm, o suficiente para garantir a abertura das válvulas. Esta a solução foi aplicada no motor o que permitiu subir a relação volumétrica de compressão para um valor mais razoável de 6,6.

2.3 Caracterização do novo motor de pistões opostos

O motor alternativo de combustão interna de pistões opostos desenvolvido ao longo deste trabalho funciona a 4 tempos com ignição por faísca, com 286 cm³ de cilindrada e desenvolve 7,2 HP de potência máxima às 4000 rpm.

O novo OPE tem uma configuração de dupla cambota à semelhança do motor Junkers Jumo 205, tal como se pretendia inicialmente, mas a funcionar numa posição horizontal com a sincronização da distribuição e da transmissão de potência a ser assegurada por um trem de engrenagens composto por quatro rodas dentadas de dentes direitos com o módulo de 1,5 mm, as duas engrenagens centrais de 65 dentes e as dos veios motores com 56 dentes. O motor é alimentado a gasolina e possui os dois carburadores Mikuni de origem do motor da marca Robin America, Inc. Modelo EY15, colocados de ambos os lados do motor. O sistema de lubrificação por chapinhagem e a ignição por magneto transistorizado mantiveram-se de origem. A zona central do cilindro tem uma câmara de combustão com o volume de 51 cm³, constituída pelo espaço entre os pontos mortos superiores de ambos os pistões e a câmara lateral onde se encontram as válvulas de admissão, válvulas de escape e a vela de ignição, à semelhança daquilo que acontecia com o motor Gobron Brillié.

Para completar a descrição das soluções encontradas mostra-se na figura 64, uma foto do motor na configuração final, antes da realização dos testes preliminares de funcionamento, com os carburadores colocados, volantes de inércia, painéis de escape e o depósito de gasolina. A flange da tomada de força do motor foi montada sobre o veio da tomada de força (rotor da bomba de água) de uma das cambotas acoplada à roda dentada desse veio motor. O trem de engrenagens encarrega-se da transmissão de potência desde a outra cambota. Desta forma garante-se que ambos os veios motores suportam esforços com valores próximos daqueles para os quais foram dimensionados. A tabela 3 apresenta as características do motor desenvolvido ao longo deste trabalho.



Figura 64 Posicionamento definitivo da tomada de força do motor de pistões opostos deste projeto.

Tabela 3 Características do novo motor de pistões opostos.

Descrição	Característica
Marca e modelo	UBI/UDI - OPE-BGX286
Tipo	Monocilíndrico; pistões opostos; dupla cambota; horizontal
Ciclo	Ciclo Otto, quatro tempos
Ignição	Por faísca (Uma vela de ignição)
Diâmetro x curso (mm)	63x46x2 (92)
Cilindrada (cm ³)	143x2=286
Relação volumétrica de compressão	6,6
Válvulas	4 Laterais no bloco do motor
Dimensões da cabeça das válvulas (mm)	Admissão 27; Escape 23
Potência máxima kW (HP)/rpm	5,4 (7,2)/4000
Potência em contínuo kW (HP)/rpm	4,7 (6,3) / 3200 5,3 (7,1) / 3600
Binário máximo N.m (kgf.m)/rpm	15 (1,53)/2200 - 2400
Sentido de rotação na tomada de força	Sentido contrário ao dos ponteiros do relógio
Combustível	Gasolina
Alimentação	Dois carburadores Mikuni
Consumo específico (g/kWh)	315 (entre as 3200 e as 3600 rpm)

Tabela 3 Características do novo motor de pistões opostos (continuação).

Descrição	Característica
Capacidade do reservatório de combustível (L)	2,8
Capacidade do óleo lubrificante (L)	2x0,4
Sistema de lubrificação	Chapinhagem
Sistema de ignição	Magneto transistorizado
Sistema de arranque	Arranque retrátil (recoil starter)
Sistema de arrefecimento	Ar forçado
Peso (kg)	38
Distância entre eixos (mm)	270
Dimensões LxWxH (mm)	530x260x250
Nota: sem escapes carburadores ou depósito	

2.4 Instalação experimental

Nesta secção faz-se uma breve descrição da instalação experimental e do equipamento de medida, constituído por um banco de ensaios de motores equipado com um freio dinamométrico de correntes de Eddy e um controlador analógico STEM-ISI (1992), um analisador de gases de escape e um sistema de medida de consumo de combustível constituído por: um depósito calibrado de vidro, um recipiente de combustível, uma balança eletrónica e um cronómetro.

O banco de ensaios de motores da marca *STEM-ISI Impianti*, modelo TD340 que se pode observar na figura 65, está equipado com:

- freio dinamométrico de correntes de Eddy da marca *Borghini & Saveri* modelo FE 150 S com capacidade para medir potências até 150 cv, com um binário máximo de 450 Nm, velocidade de rotação máxima de 12500 rpm, momento de inércia de 0,05 kg.m². Este freio dinamométrico encontra-se montado sobre um suporte de oscilação assente sobre duas chumaceiras de rolamentos. A célula de carga encontra-se localizada entre o estator e a base do freio;
- uma unidade de controlo analógica da marca *Borghini & Saveri* modelo A03, para controlar a carga no freio, a binário constante, velocidade constante e produto do binário pelo quadrado da velocidade constante. Apresenta capacidade para ser controlado remotamente por computador;
- uma junta de acoplamento universal com duas flanges iguais para ligação à tomada de força. Esta junta permite um desalinhamento máximo de 10°;
- consola de instrumentação com dois mostradores digitais para a velocidade de rotação (resolução de 10 rpm) e binário (resolução de 1 Nm); instrumentos para ligar o circuito da água de arrefecimento, com alarme para quando se ultrapassa a temperatura limite da água de arrefecimento ou do óleo do motor, interruptor para ligar o motor e acelerador do motor;

- circuito de arrefecimento por água a funcionar em circuito aberto.



Figura 65 Vista geral do banco de ensaios dinâmico de motores de combustão interna

Analizador de gases de escape

O analisador de gases de escape é um analisador de infravermelhos para motores a gasolina da marca Tecnotest, modelo MULTIGAS 488, figura 66. Há alguns anos os centros de inspeção periódica obrigatória de veículos automóveis estavam equipados com aparelhos semelhantes a este, entretanto substituídos por equipamentos mais modernos.



Figura 66 Analizador de gases de escape para motores a gasolina Tecnotest modelo MULTIGAS 488

Este analisador permite medir os valores de CO, CO₂, HC, O₂, com base nos quais é automaticamente calculado o coeficiente de excesso de ar, também designado coeficiente lambda, referência indispensável para a correta afinação do motor. Também é possível controlar o valor da velocidade do motor (rpm) e a temperatura do óleo (°C). O fabricante disponibiliza um *kit* para a medição de óxidos de azoto (NO_x), que no entanto nunca chegou a ser adquirido por esse motivo não foram feitas medições dos óxidos de azoto. No anexo B podem consultar-se as características técnicas do analisador de gases de escape.

Sistema de medida do consumo de combustível.

O sistema de medição do consumo de combustível é constituído por um depósito calibrado de vidro com uma capacidade de 100 ml, uma válvula de três vias, condutas de combustível, uma balança digital eletrónica de precisão com uma resolução de 0,01 g, um cronómetro digital resolução de 0,01 s e um recipiente auxiliar para conter a gasolina a pesar. Manteve-se a linha convencional de alimentação de combustível dos dois carburadores a partir do reservatório principal de combustível. Esta linha de alimentação de combustível ao motor foi seccionada para incluir uma válvula de 3 vias. Esta válvula de três vias permite a ligação à linha de medida equipada com o depósito calibrado tal como se mostra no esquema da figura 67.

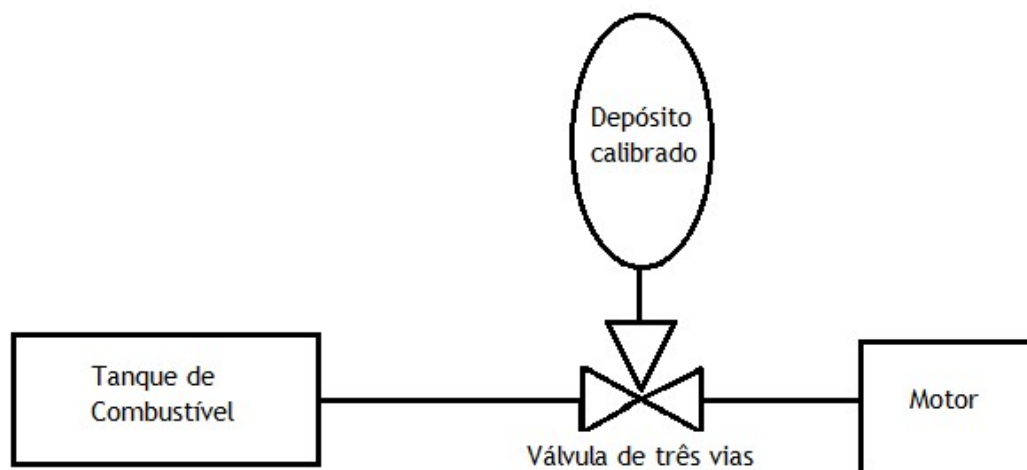


Figura 67 Linha de alimentação de combustível equipada com depósito calibrado.

Em funcionamento normal, o reservatório principal de combustível está ligado pela válvula de três vias à linha de alimentação dos dois carburadores do motor. É com a válvula nesta posição que se põe o motor em funcionamento e se coloca nas condições de realização do ensaio, como se mostra na figura 68. Durante a realização do ensaio é necessário medir o consumo de combustível. Para isso comuta-se a válvula de três vias para ligar o depósito calibrado aos carburadores do motor e desligar o abastecimento a partir do reservatório principal de combustível. No final do tempo do ensaio a válvula de três vias é de novo comutada para voltar à posição de funcionamento normal. A medição do combustível consumido é feita com recurso a um recipiente auxiliar que é pesado antes e depois de atestar o depósito calibrado, a

diferença da massa de combustível é igual ao consumo do motor durante o período de tempo do ensaios. Nas provas da Shell Eco Maratona é usado um método semelhante a este.

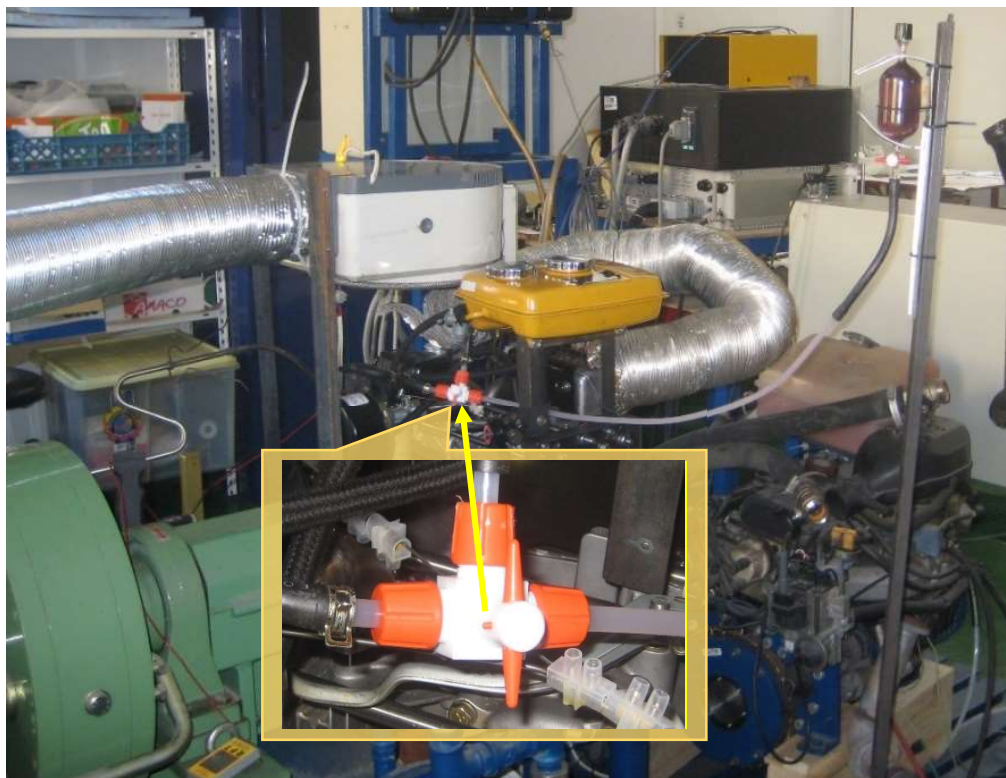


Figura 68 Vista geral do circuito de medição do consumo de combustível e detalhe da válvula de 3 vias.

Para a montagem do referido circuito de medida utilizou-se tubo rígido de plástico transparente de 6 mm e um tubo de borracha do circuito de alimentação original dos carburadores para efetuar a ligação ao depósito calibrado de vidro. O diâmetro dos furos de passagem da válvula de 3 vias de 1,5 mm foi alargado para 3 mm. O diâmetro do furo da válvula de passagem da válvula de passagem do depósito calibrado de vidro também foi alargado de 2 para 3 mm. O alargamento dos orifícios de passagem nas válvulas foi feito para garantir a passagem de combustível suficiente para manter o motor a funcionar de forma eficiente. A foto da figura 69 (A) mostra em pormenor o depósito calibrado com a respetiva válvula e linha de referência a vermelha, o arame revestido a PVC e o recipiente auxiliar de plástico equipado com um tubo curvo com a ponta afunilada que permite a sua inserção no interior do gargalo do depósito calibrado na zona da linha de referência. O menisco de líquido deve ficar sobre a linha vermelha de referência, visível no gargalo do depósito calibrado.

Para pesar o recipiente auxiliar usa-se uma balança eletrónica digital de precisão da marca *Mettler Toledo* modelo PB 3002-S, com uma resolução de 0,01 g. Para medir o tempo decorrido durante a realização do ensaio usa-se um cronómetro digital da marca Casio um com uma resolução de 0,01 s. Na figura 69 (B) também se pode observar-se a balança eletrónica digital, o recipiente usado para atestar o depósito calibrado de combustível e o cronómetro.



Figura 69 Detalhes do depósito calibrado e do recipiente auxiliar (A), da balança e do cronómetro (B)

2.5 Avaliação de riscos de Higiene e Segurança na instalação

Durante os ensaios experimentais com um motor alternativo de combustão interna, os operadores do equipamento experimental, pelo menos dois, estão expostos a alguns riscos de higiene e segurança no trabalho que convém evitar ou minimizar de acordo como os princípios gerais da prevenção enunciados no artigo 6.º da Diretiva 89/391/CEE, Cabral (2011).

Foram identificados os riscos de:

- contaminação do ambiente de trabalho com os gases de escape do motor;
- contaminação do ambiente de trabalho com os vapores da gasolina durante as operações de trasfega, enchimento e pesagem do combustível;
- contaminação de partes do corpo com combustível;
- exposição ao ruído do motor;
- incêndio devido ao manuseamento de combustível numa zona onde se encontra um motor a funcionar;
- projeção de gotas de combustível para os olhos;
- peças em movimento de rotação.

Identificados os perigos, os operadores expostos, estimados e valorados os riscos é necessário tomar as seguintes medidas de prevenção:

- colocação de uma tubagem ligada a um exaustor de forma a remover os gases de escape durante a realização dos ensaios, como sugerido por Silva et al. (1998);
- as operações de trasfega e pesagem do combustível devem fazer-se por baixo da campânula de exaustão da forja que se encontra ao lado do banco de ensaios;
- o operador que faz a trasfega de combustível deve usar luvas de latex e óculos ou viseira de proteção;
- os operadores da instalação experimental devem usar bata ou outro vestuário que cubra o corpo e os membros superiores;
- os operadores da instalação experimental devem usar abafadores de ruído ou tampões;
- durante a realização dos ensaios deve ser colocado um extintor de pó químico junto à zona de controlo do banco de ensaios num sítio de fácil acesso para o operador que controla o banco de ensaios e o acelerador do motor. De referir que a instalação dispõe de um detetor automático de incêndios ligado à central de incêndios da escola;
- colocar um guarda corpos sobre as peças em movimento.

2.6 Metodologia dos ensaios experimentais.

Na instalação experimental referida na secção 2.4 podem realizar-se ensaios de medição de potência, de consumo de combustível e de emissões, a velocidade de rotação constante e a binário constante. O motor permite a realização desses ensaios a carga parcial ou a plena carga, através do controlo da abertura da válvula de borboleta do acelerador.

A metodologia experimental descrita nesta secção foi elaborada com base no procedimento experimental recomendado pelo fabricante do banco de ensaios dinamométricos, STEM-ISI (1992). A partir do referido procedimento elaborou-se uma lista de verificação para seguir o processo passo a passo, segundo a ordem estabelecida e evitar esquecimentos e enganos desnecessários.

Os ensaios a realizar devem respeitar as medidas de segurança enunciadas na secção anterior.

Metodologia de realização dos ensaios

- 1.º Ligar o banco de ensaios à corrente elétrica e à rede de água;
- 2.º Ligar o banco de ensaios;
- 3.º Ligar a fonte de alimentação e/ou o controlador;
- 4.º Ligar o analisador de gases de escape;
- 5.º Verificar se a sonda de gases de escape se encontra bem colocada na panela de escape do motor;

- 6.º Ligar o tubo de exaustão na abertura da janela diretamente para o exterior;
- 7.º Ligar o exaustor e a ventoinha do sistema auxiliar de arrefecimento;
- 8.º Verificar se a válvula de 3 vias está na posição que liga o reservatório de combustível aos carburadores, linha de abastecimento normal;
- 9.º Atestar o depósito calibrado de medida;
- 10.º Verificar que não existem bolhas no interior da tubagem de medida;
- 11.º Voltar a atestar se necessário;
- 12.º Ligar a balança de precisão;
- 13.º Colocar o recipiente auxiliar de combustível na balança. Encher de combustível se necessário e pôr a balança a zero;
- 14.º Verificar se o reservatório principal tem combustível suficiente para a realização dos ensaios. Encher se necessário;
- 15.º Abrir a torneira do reservatório de combustível;
- 16.º Ligar a ignição do motor;
- 17.º Colocar o motor em funcionamento com o arranque por cordel. Ajustar convenientemente o acelerador e/ou a válvula de fecho do ar para assegurar um bom arranque (a válvula do acelerador tem de estar ligeiramente aberta);
- 18.º Deixar que o motor trabalhe algum tempo até atingir a temperatura normal de funcionamento;
- 19.º Acelerar o motor para a posição pretendida da válvula de borboleta do acelerador (a plena carga, isto é, com a válvula de borboleta toda aberta);
- 20.º Impor carga ao freio dinamométrico para impedir que sejam atingidas velocidades muito elevadas e permitir que se atinja a velocidade de rotação pretendida de forma suave (usar a fonte de alimentação). Este passo e o anterior têm de ser feitos simultaneamente e de forma progressiva para não causar danos no motor nem na instalação;
- 21.º Deixar que o regime de funcionamento imposto estabilize antes de comutar a válvula de 3 vias (velocidade de rotação e binário). Enquanto não estabilizar não se pode avançar para o ponto seguinte
- 22.º Comutar a válvula de três vias para a posição de ligação ao depósito calibrado (linha de medida);
- 23.º Ativar a medição do cronómetro em simultâneo com a mudança de posição da válvula de 3 vias;
- 24.º Registrar:

- velocidade de rotação (n em rpm). Ler no painel frontal da instalação;
 - binário resistente (B em Nm). Ler no painel frontal da instalação;
 - emissões de CO_2 , CO , O_2 , coeficiente de excesso de ar e temperatura do motor. Efetuar as leituras no painel frontal do analisador de gases de escape;
- 25.º Comutar a válvula de três vias para a posição da linha normal de abastecimento do depois de atingido o tempo estipulado para o ensaio (30 segundos);
 - 26.º Desativar a medição do cronómetro em simultâneo com a comutação da posição da válvula de 3 vias;
 - 27.º Registrar o tempo do ensaio;
 - 28.º Reduzir a velocidade de rotação do motor e a carga no freio, para não esforçar o motor;
 - 29.º Fechar a válvula do depósito de medida e atestar com o recipiente auxiliar;
 - 30.º Depois de atestar voltar a abrir a válvula do depósito calibrado;
 - 31.º Pesar na balança o recipiente auxiliar de combustível e registrar o valor;
 - 32.º Caso se verifique que a temperatura do motor ultrapassa os $150\text{ }^\circ\text{C}$ colocar o motor em regime de ralenti, sem carga no freio, até voltar à temperatura normal de funcionamento;
 - 33.º Repetir o procedimento desde o ponto 18 até se ter um número suficiente de ensaios para a mesma velocidade de rotação;
 - 34.º Para novos valores da velocidade de rotação repetir a metodologia desde o ponto 18;
 - 35.º No final da sessão de ensaios deixar o motor funcionar sem carga em regime de ralenti, por algum tempo (dois a três minutos é suficiente);
 - 36.º Desligar a ignição do motor;
 - 37.º Fechar a torneira do reservatório principal de combustível;
 - 38.º Fechar a torneira da água de arrefecimento do banco de ensaios;
 - 39.º Desligar o banco de ensaios e a fonte de alimentação;
 - 40.º Desligar o equipamento auxiliar de medida: a balança e o analisador dos gases de escape;
 - 41.º Desligar o exaustor e a ventoinha de arrefecimento do motor;
 - 42.º Recolher o tubo de exaustão para o interior;
 - 43.º Deixar tudo preparado para a sessão de ensaios seguinte.

Esta metodologia serve de base à realização dos ensaios dinamométricos cujos resultados se apresentam na secção 3.5. Na próxima secção faz-se uma revisão dos parâmetros característicos de funcionamento dos motores alternativos de combustão interna.

2.7 Revisão dos parâmetros característicos dos MACI

O trabalho, o binário e a potência são três dos parâmetros característicos mais importantes em qualquer motor de combustão interna. Nesta secção procede-se a uma revisão dos parâmetros característicos dos motores alternativos de combustão interna que irão servir de suporte para a apresentação dos resultados experimentais. Refira-se que na secção 1.1 foi feita uma revisão dos parâmetros geométricos dos MACI.

O trabalho é o resultado da integração da pressão pela variação de volume expresso na equação 2.1. No entanto este integral não é de fácil determinação e como depende do valor da cilindrada do motor opta-se geralmente por estimar a pressão média indicada, IMEP, a partir da equação 2.2 com base ciclo indicado representado na figura 70. A IMEP é uma medida do trabalho indicado realizado pelo gás sobre a face do pistão por unidade de volume varrido e é considerada como um excelente parâmetro de comparação uma vez que é independente do tamanho do motor.

$$w = \oint p dV \quad (2.1)$$

$$IMEP = \frac{W_i}{V_d} = \frac{\dot{W}_i n_R 60}{V_d n} \quad (2.2)$$

onde: W_i é o trabalho indicado, V_d é a cilindrada, \dot{W}_i é a potência indicada, n_R é o número de rotações por ciclo, que vale 2 para o ciclo de quatro tempos, e n a velocidade de rotação do motor em rotações por minuto, rpm.

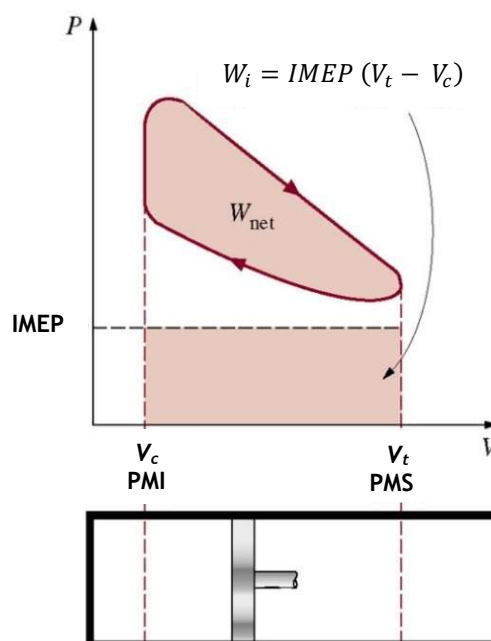


Figura 70 Diagrama do ciclo indicado, com a pressão média indicada. Adaptado de Cengel (2003)

O binário do motor representa a capacidade do motor para produzir trabalho, Giacosa (1986) e está relacionado com o tamanho do motor. A pressão criada devido ao processo de combustão no interior do cilindro produz uma força sobre a coroa do pistão. Esta força durante o tempo de expansão (tempo motor) é aplicada à biela e transmitida por esta à manivela da cambota fazendo-a rodar (sistema biela manivela). Ao esforço de rotação assim criado dá-se o nome de binário motor.

O binário é geralmente medido num freio dinamométrico, figura 71. Neste freio quando o veio motor roda arrasta o rotor, o atrito entre este estator tende a fazer rodar o braço, de comprimento, b , o qual é mantido em equilíbrio pela força F , que pende do extremo livre do braço. A célula de carga mede a força aplicada sobre o braço.

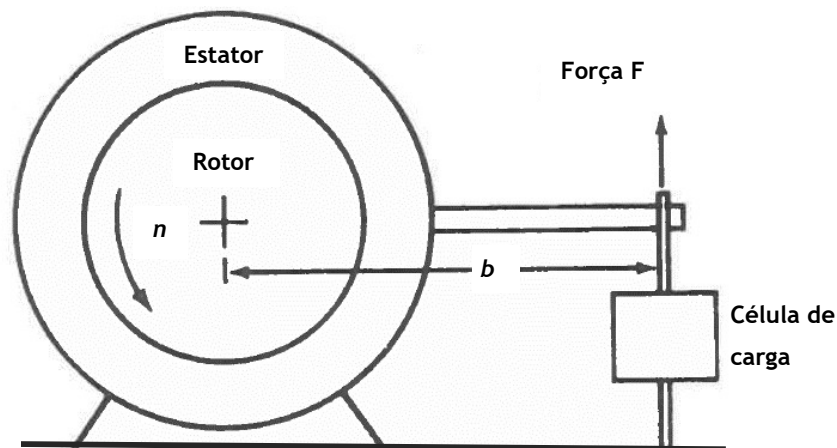


Figura 71 Representação esquemática de um freio dinamométrico. Adaptado de Heywood (1988)

O binário é dado pelo produto da força pelo comprimento do braço, equação 2.3.

$$B = Fb \quad (2.3)$$

A potência pode definir-se como a quantidade de trabalho realizado num determinado intervalo de tempo, o que quer dizer que a velocidade do motor está ligada à potência, isto é, representa uma medida da rapidez com que se disponibiliza o binário.

A potência efetiva ao freio é dada pela equação 2.4.

$$\dot{W}_b = B\omega = B 2\pi \frac{n}{60} \quad (2.4)$$

onde: ω é a velocidade angular.

A pressão média efetiva ao freio é dada pela equação 2.5. Este parâmetro, à semelhança da pressão média indicada, equação 2.2, é considerado um termo de comparação, uma vez que é independente do tamanho e da velocidade de rotação do motor. De referir que este termo, BMEP, é mais relevante que a IMEP porque é medido com um freio dinamométrico.

$$BMEP = \frac{\dot{W}_b n_R 60}{V_d n} \quad (2.5)$$

O consumo de combustível ou caudal mássico de combustível é determinado pela equação 2.6

$$\dot{m}_f = \frac{m_f}{\Delta t} \quad (2.6)$$

onde: m_f é a massa de combustível e Δt o intervalo de tempo.

O consumo específico de combustível, C_{sf} , (SFC) é dado pela equação 2.7. Devido aos problemas relativos às emissões poluentes e por razões económicas, o consumo específico de combustível tornou-se um parâmetro cada vez mais importante na análise do motor e do seu design. Este parâmetro relaciona o consumo de combustível com a potência efetiva ao freio e permite obter um bom termo de comparação entre motores.

$$C_{sf} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} \quad (2.7)$$

O rendimento global é definido pela relação entre a potência efetiva ao freio e a potência térmica fornecida ao motor expressa na equação 2.8. Por sua vez a potência térmica é dada pelo produto do caudal mássico de combustível definido na equação 2.6, pelo poder calorífico inferior, PCI, desse combustível.

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_f PCI} \quad (2.8)$$

Por sua vez o rendimento global também pode ser expresso em função do consumo específico definido na equação 2.7 e do PCI como se pode ver na equação 2.9.

$$\eta_g = \frac{1}{C_{sf} PCI} \quad (2.9)$$

O rendimento mecânico é dado pela equação 2.10, que relaciona a pressão média efetiva ao freio, $BMEP$, definida na equação 2.5, com a pressão média indicada, $IMEP$, definida na equação 2.2. Este rendimento mede as perdas por atrito dos órgãos móveis do motor e é nulo ao ralenti, pois a potência efetiva ao freio é nula. Nos motores SI 45 varia geralmente entre cerca de 75% para o regime de velocidade máxima e cerca de 90% para as 2000 rpm, Martins (2005).

$$\eta_m = \frac{BMEP}{IMEP} = \frac{\dot{W}_b n_R 60}{IMEP V_d n} \quad (2.10)$$

A eficiência volumétrica relaciona a quantidade de ar realmente introduzida no cilindro por ciclo com a capacidade teórica de enchimento do cilindro nesse mesmo ciclo de trabalho, equação 2.11. Este é um dos parâmetros mais importantes na caracterização e modelação de motores de combustão interna de quatro tempos, Heywood (1988).

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_{at}} = \frac{m_a}{\rho_{ai} V_d} \quad (2.11)$$

onde: η_V é eficiência volumétrica, m_a a massa de que realmente entra no cilindro em cada ciclo de trabalho, m_{at} é a massa que teoricamente encheria o cilindro, ρ_{ai} a massa volúmica do ar (ou mistura) nas condições da admissão.

Teoricamente, a massa da carga fresca em cada ciclo devia ser igual ao produto da massa volúmica do ar (ou mistura) avaliado em condições da admissão no exterior do motor pela cilindrada, isto é, o volume deslocado pelo pistão. No entanto, devido ao reduzido tempo disponível para a admissão e perdas de carga devido às restrições de fluxo existentes, acaba por entrar no cilindro uma quantidade menor do que a quantidade teórica de carga fresca que devia entrar no cilindro nas condições atmosférica, Pesic, (2013).

O valor da eficiência volumétrica depende de diversas variáveis do motor, tais como a velocidade de rotação do motor, caudal mássico de ar, pressões nos coletores de admissão e de escape e geometria do sistema, Nicolau et al. (1996). Neste caso apresenta-se a equação 2.12 como a relação entre \dot{m}_a o caudal mássico de ar realmente admitido no cilindro e \dot{m}_{at} o caudal mássico que teoricamente seria admitido para essa velocidade de rotação.

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a n_R 60}{\rho_{ai} V_d n} \quad (2.12)$$

A relação ar combustível AF , relaciona a massa de ar, com a massa de combustível. Possivelmente é este o parâmetro que mais desafios coloca no projeto inicial dum motor de combustão interna. Portanto, a relação ar-combustível AF , na equação 2.13 e a relação combustível ar FA , na equação 2.14 são usadas com a finalidade de compreender o processo de combustão das misturar ar combustível mais facilmente. Estas expressões também se podem apresentar como relações entre caudais mássicos.

$$AF = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (2.13)$$

$$FA = \frac{m_f}{m_a} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (2.14)$$

Após a definição da relação ar combustível definida na equação 2.13 é possível modificar a equação 2.12 de forma a exprimir o caudal mássico de ar como função do caudal mássico de combustível e da relação ar combustível, o que permite obter uma nova expressão para a eficiência volumétrica, a equação 2.15.

$$\eta_V = \frac{n_R 60 \dot{m}_f AF}{\rho_{ai} V_d n} \quad (2.15)$$

As equações 2.4, 2.8, 2.12 e 2.13 podem ser combinadas de acordo com a argumentação apresentado por Heywood (1988), de forma a obter o binário como função do rendimento global, eficiência volumétrica, volume deslocado, poder calorífico inferior do combustível massa volúmica do ar nas condições de admissão, relação combustível ar e do tipo de ciclo de trabalho, tal como se mostra na equação 2.16

$$B = \frac{\eta_g \eta_V V_d PCI \rho_{ai} FA}{2 \pi n_R} \quad (2.16)$$

Esta expressão é importante para o estudo do desempenho de um motor porque mostra os parâmetros mais relevantes para a obtenção do binário.

Dado que a relação combustível ar é inversa da relação ar combustível obtém-se a equação 2.17.

$$B = \frac{\eta_g \eta_V V_d PCI \rho_{ai}}{2 \pi n_R AF} \quad (2.17)$$

A riqueza da mistura (ϕ) permite verificar com mais cuidado se a mistura é rica estequiométrica ou pobre. A mistura é estequiométrica quando todos os reagentes se combinam entre si de forma a transformarem-se em produtos da combustão completa. A mistura diz-se rica quando há combustível em excesso e pobre quando todo o combustível é queimado mas ainda existe oxigénio nos produtos da combustão, Martins (2005). A riqueza da mistura define-se como a razão entre a relação combustível ar real, FA_{real} e a relação combustível ar estequiométrica, FA_{st} ou pela razão entre a relação ar combustível estequiométrica, AF_{st} , e a relação ar combustível real AF_{real} como se mostra na equação 2.18. Se a mistura for estequiométrica ($\phi=1$), se ($\phi<1$) a mistura diz-se pobre e se ($\phi>1$) a mistura diz-se rica, Ferguson e Kirkpatrick (2001).

$$\phi = \frac{FA_{real}}{FA_{st}} = \frac{AF_{st}}{AF_{real}} \quad (2.18)$$

A riqueza da mistura é muito usada na literatura, mas na prática é mais usual usar o coeficiente de excesso de ar λ , porque é medido diretamente nos analisadores de gases de escape. O coeficiente de excesso de ar pode ser definido como o inverso da riqueza da mistura, como se pode ver na equação 2.19.

$$\lambda = \frac{1}{\phi} = \frac{FA_{st}}{FA_{real}} = \frac{AF_{real}}{AF_{st}} \quad (2.19)$$

Se a mistura for estequiométrica ($\lambda=1$), se ($\lambda>1$) a mistura diz-se pobre e se ($\lambda<1$) a mistura diz-se rica.

Com esta revisão dos parâmetros característicos dos motores alternativos de combustão interna, conclui-se o segundo capítulo que pretendeu descrever as condições que servem de suporte à realização dos ensaios experimentais com vista à obtenção dos parâmetros característicos do motor e posterior discussão dos resultados. A determinação dos parâmetros característicos de funcionamento do motor aborda-se no próximo capítulo dedicado aos ensaios experimentais.

Folha em branco

Capítulo 3 - Ensaio experimentais

A performance ou desempenho de um motor é avaliada através do conhecimento dos parâmetros característicos do motor, que são obtidos a partir da realização dos ensaios dinamométricos experimentais descritos no capítulo anterior.

Neste terceiro capítulo desta tese descrevem-se as primeiras experiências, a realização dos testes preliminares de funcionamento do motor, os ensaios experimentais no freio dinamométrico e a aquisição e tratamento de dados com a respectiva apresentação de resultados. Dada a sua importância referem-se também as alterações mecânicas efetuadas e a imprescindível adaptação do motor ao banco de ensaios assim como a avaria no sistema de distribuição e a sua reparação. Descreve-se também a forma como se ultrapassou a inoperacionalidade do dinamómetro disponível.

3.1 Planeamento

Os ensaios experimentais foram planificados para serem executados durante três meses após a conclusão dos trabalhos relativos à construção do motor e da preparação do freio dinamométrico para a realização dos ensaios experimentais.

No primeiro mês considerou-se a realização das primeiras experiências de funcionamento do motor e da execução das alterações necessárias ao bom funcionamento do motor. Apurou-se para o segundo mês, a conclusão da execução das alterações necessárias e adaptação do motor às condições do banco de ensaios e por último o início da realização dos ensaios. Para o terceiro mês foi prevista a conclusão dos ensaios. Entretanto a realização dos ensaios sofreu um atraso de cerca de dois meses devido a uma avaria grave no sistema de distribuição, ocorrida durante a realização dos testes preliminares de funcionamento do motor. Para agravar a situação depois de reparada a avaria no motor e depois da sua adaptação e colocação no banco de ensaios verificou-se que o freio dinamométrico não variava o binário resistente, o que causou um atraso ainda maior à realização dos ensaios dinamométricos.

3.2 Primeiras experiências e alterações

Quando se preparava o motor para a realização das primeiras experiências identificaram-se três problemas:

- o primeiro tinha a ver com a colocação da tomada de força numa posição que iria comprometer o funcionamento do motor;
- o segundo estava relacionado com o comando dos aceleradores, que no motor original era colocado na cabeça do motor e equipado com um sistema mecânico de regulação de velocidade típico das instalações fixas tal como é o caso dos motores de rega;
- o terceiro com o sistema de arranque por “recoil starter”, de origem do segundo motor Robin, que não permitia a colocação do novo OPE em funcionamento.

Troca de posição da tomada de força.

Após a colocação da flange da tomada de força na cambota oposta à cambota usada para fazer arrancar o motor com o *recoil starter*, como se pode ver na figura 72, constatou-se que, quando o motor fosse colocado no banco de ensaios a cambota onde estava colocada estaria sujeita a um binário muito superior àquele para o qual tinha sido dimensionada, já que se esperava que o binário desenvolvido pelo motor fosse próximo do dobro do binário dos motores de origem.

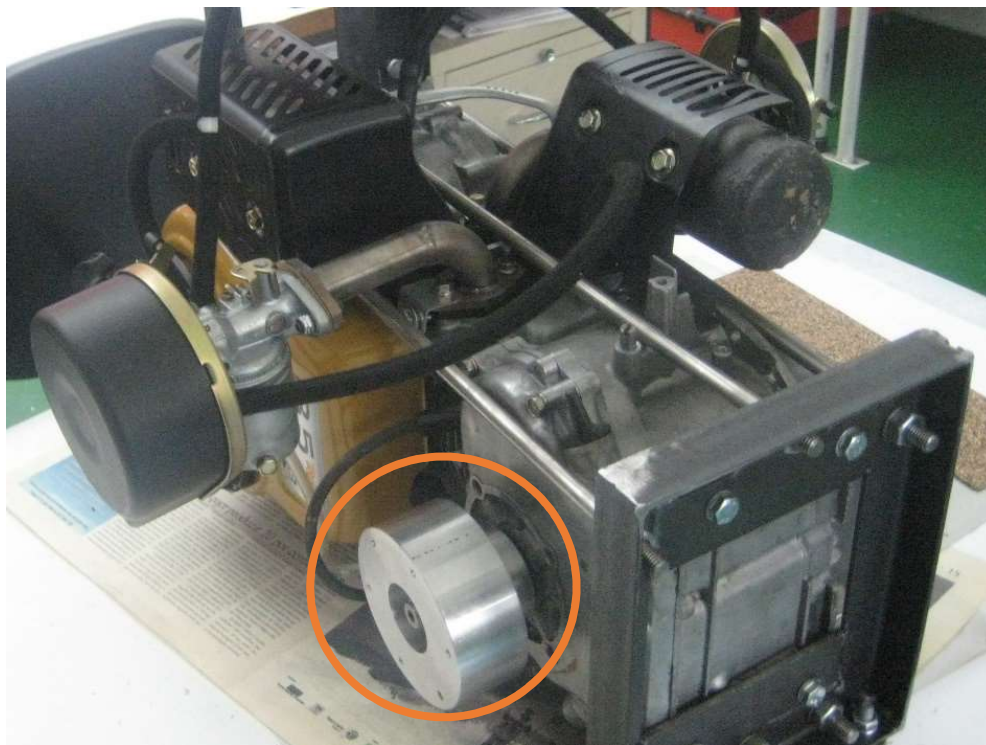


Figura 72 Montagem inicial da tomada de força.

Em face deste problema mudou-se a posição da tomada de força. Desta forma a flange da tomada de força passou do veio onde estava, para se colocar sobre a roda dentada da engrenagem de sincronização e transmissão de potência, acoplada ao veio da tomada de força original da outra cambota como se pode observar na figura 73.

A roda dentada seleccionada foi a que estava acoplada à tomada de força da cambota do *recoil starter* de origem do motor Robin. A ligação entre a roda dentada e a flange da tomada de

força foi assegurada por 4 parafusos M8. De referir que para além disso uma chave assegurava a transmissão de movimento e de potência do veio ao conjunto roda dentada e flange. Esta colocação da tomada de força apresenta a vantagem de permitir que os esforços sobre cada uma das cambotas sejam apenas os resultantes das forças que atuam sobre o pistão e respetiva árvore de cames.

Esta configuração permite que as engrenagens transmitam a potência de um dos veios motores para a tomada de força, enquanto o outro veio motor a transmite diretamente. De referir que o veio onde foi colocada a flange da tomada de força era o do lado da cambota onde originalmente se situava o rotor da bomba de água.

Na foto da figura 73 pode observar-se um pormenor da montagem da flange da tomada de força sobre a roda dentada no veio da cambota inferior desta foto. A transmissão de potência à tomada de força do banco de ensaios está a cargo de 6 parafusos M8, cuja furação roscada também se pode observar na mesma figura.

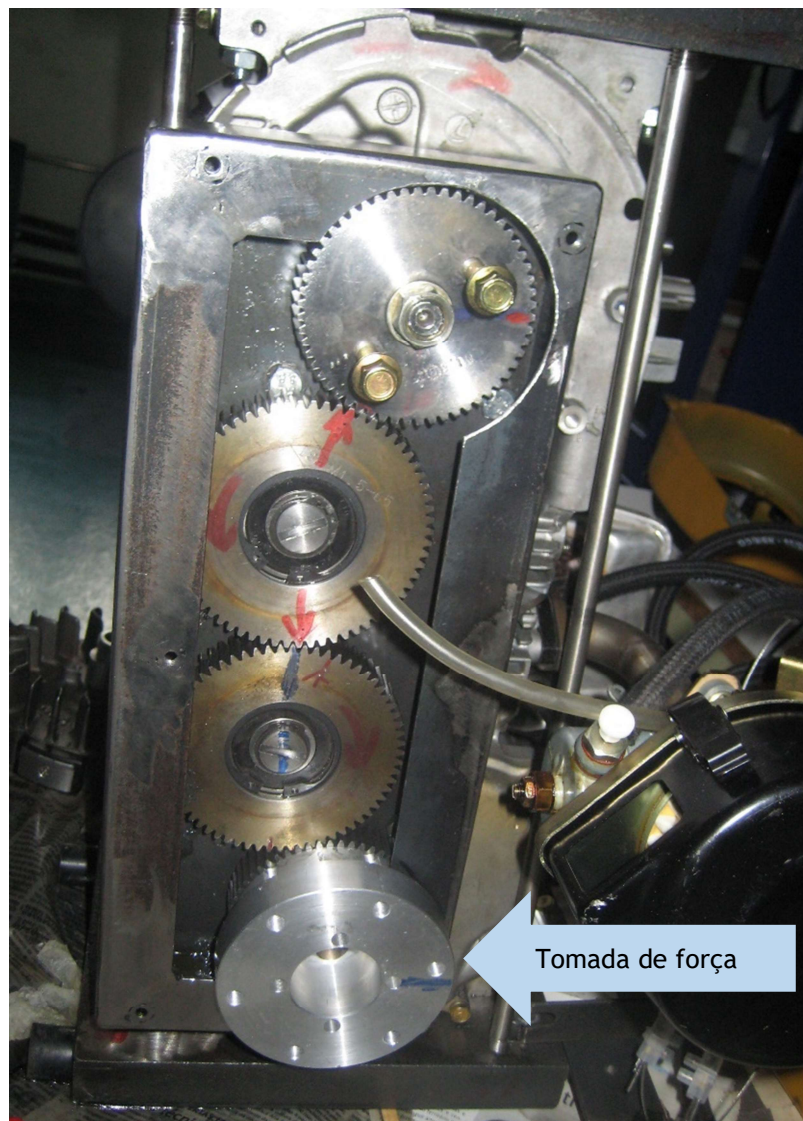


Figura 73 Pormenor de montagem da flange da tomada de força sobre a roda dentada.

Colocação do comando do acelerador

Construiu-se um comando único para ambos os carburadores, constituído por um manípulo de mudanças de bicicleta de BTT, respetivo cabo de aço, uma roldana em alumínio, dois raios em aço inox de uma roda de bicicleta BMX de 20 polegadas e duas molas. Estes raios de aço inox acionam o veio da válvula de borboleta de cada um dos aceleradores. As ligações entre o cabo de aço e os raios de roda de BMX foram asseguradas por ligadores elétricos, pois os cerra-cabos disponíveis não permitiam a passagem simultânea do cabo de aço e do raio da roda de bicicleta.

Na figura 74 pode observar-se a solução encontrada para o comando simultâneo de ambos os aceleradores. Na mesma figura também se podem ver dois ligadores soltos que serão usados para colocar um cabo de aço que permitirá controlar a abertura das válvulas dos carburadores a partir da consola de comando do banco de ensaios com outro manípulo de mudanças de bicicleta.

Ainda na referida figura é possível visualizar a tomada de força, referida no ponto anterior na sua posição definitiva, na parte de fora da caixa das engrenagens.

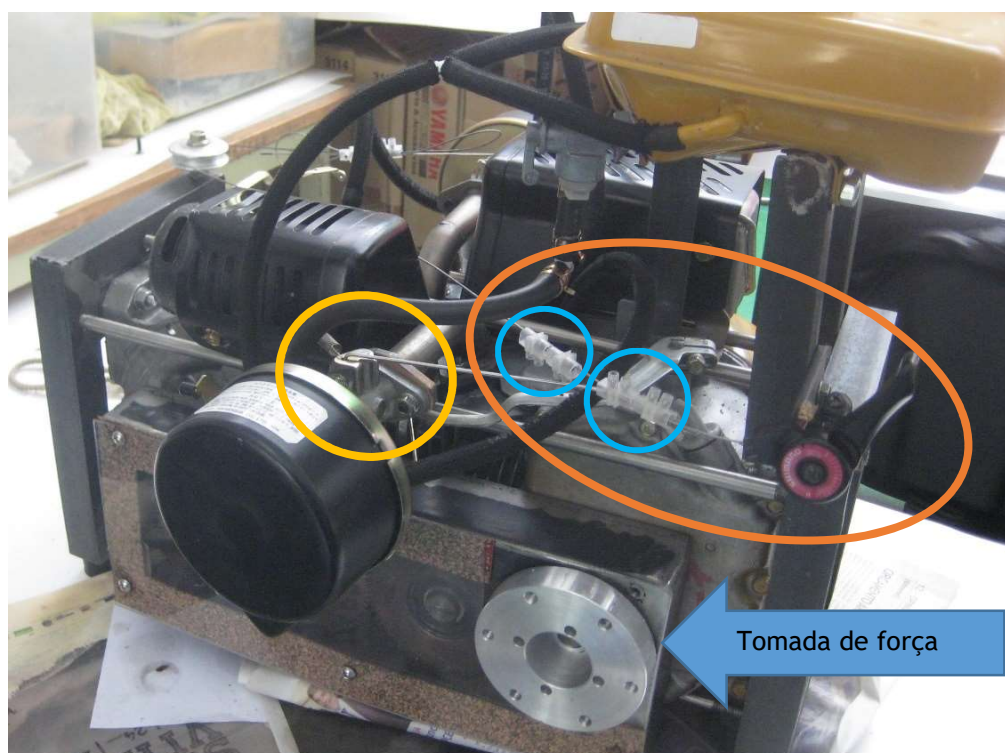


Figura 74 Detalhes do comando simultâneo de ambos os carburadores.

Sistema de arranque (*starter*)

Durante a realização das primeiras experiências, depois de colocado o comando de ambos os aceleradores, verificou-se que não se conseguia colocar o motor a trabalhar pois havia uma posição onde o *recoil starter* original desengrenava de forma intempestiva. Presume-se que

essa posição era a da compressão máxima. Para solucionar este problema colocou-se o volante do motor na cambota oposta com a polia que permitia o arranque manual por cordel. No entanto as medidas do veio nesta extremidade da cambota eram inferiores às do outro lado que era cônico. Fez-se um casquilho em alumínio para adaptar o furo cônico do volante do motor ao veio cilíndrico e um espaçador para que o volante não raspasse no bloco. Montou-se o espaçador e colocou-se o volante do motor no veio. Entretanto verificou-se que o sentido de rotação deste lado do motor era contrário ao sentido original, pois o volante estava originalmente no outro lado do veio motor. Abriu-se um novo rasgo nesta polia do volante do motor para permitir a inserção do cordel de arranque tal como se pode observar na figura 75, onde é possível ver na parte superior o novo rasgo e na parte inferior o rasgo para o sentido de rotação original do outro lado do motor.



Figura 75 Volante do motor com o novo rasgo na polia para o arranque por cordel.

O motor ficou pronto para se colocar a trabalhar depois de feita a montagem do volante do motor e respetiva polia com dispositivo tradicional de arranque por cordel.

Primeiras experiências

Durante a realização dos primeiros testes verificou-se que era necessário dar um toque ao acelerador com o intuito de abrir um pouco as válvulas de borboleta dos carburadores de forma a permitir a entrada de um pouco mais de mistura de gasolina e ar para colocar o motor em funcionamento sem problemas.

As primeiras experiências consistiram em colocar o motor em funcionamento e observar a forma como respondia ao comando do acelerador. Notou-se que respondia muito bem ao comando do acelerador, variava de velocidade com facilidade e que o funcionamento era muito regular e

com bastante menos vibração que os motores Robin que lhe deram origem. No entanto constatou-se que o ruído era manifestamente elevado e que provinha das engrenagens, que como são de dentes direitos e estavam lubrificadas nessa altura apenas com massa consistente, davam origem a muito mais ruído que o correspondente ao normal funcionamento. Também se reparou no fumo mais esbranquiçado que o normal a sair do escape.

Na figura 76 pode apreciar-se uma foto do motor onde se registou para a posteridade o momento em que se colocou a funcionar pela primeira vez o novo OPE na parte exterior das oficinas da ESTG do IPG.



Figura 76 Motor em funcionamento pela primeira vez

Nessas primeiras experiências constatou-se que o problema mais evidente era o do ruído excessivo das engrenagens. Verificou-se que as engrenagens estavam montadas com um aperto muito grande, no entanto decidiu-se continuar com as experiências mesmo assim, esperando que o aperto diminuísse com o funcionamento do motor.

Outro problema que se manifestou logo no início dos testes foi a presença de fumo branco no escape do lado das engrenagens o que indicava que havia queima de óleo no interior do cilindro e que as válvulas desse lado do motor estavam a abrir antes das válvulas do outro lado, o que correspondia à verdade já que havia um ligeiro desfasamento entre as duas cambotas. Na montagem inicial um pistão estava a chegar ao PMS e o outro já o tinha passado.

Verificou-se também que a parte do motor onde se encontrava esse escape aquecia mais que a parte do motor onde o sistema de arrefecimento era o de origem. Nessa altura não se reparou nesse pormenor, mas supõe-se que parte do calor desse lado do motor provinha também do

trem de engrenagens, sem que isso se tenha detetado, no entanto foi possível comprovar o sobreaquecimento pela análise detalhada das rodas dentadas da engrenagem de sincronização e transmissão de potência.

Avaria na distribuição

Esta série de experiências teve de ser suspensa no final da primeira semana de testes preliminares porque se soltou a porca que fixava a roda dentada da flange da tomada de força. O aperto da montagem das engrenagens a que se juntou a dilatação devida ao aquecimento, forçou essa roda dentada a sair da posição normal de funcionamento. Com esta roda dentada fora do sítio deixou de haver sincronia entre as duas cambotas e o motor ficou descomandado de tal modo que parou bruscamente enquanto se ouviu um som parecido com o de um rater.

3.3 Reparação da avaria na distribuição

Imediatamente após a paragem do motor tentou-se verificar a extensão da avaria. Constatou-se que o motor estava dessincronizado pois as cambotas não rodavam para além de um certo ponto, porque as válvulas se tocavam mesmo com todas as rodas dentadas engrenadas pois a roda dentada da tomada de força engrenou entretanto numa posição incorreta.

Abriam-se as tampas laterais que permitem visualizar a abertura e o fecho das válvulas, tal como se mostrou na figura 62 da secção 2.2, desengrenaram-se as rodas dentadas, engrenaram-se de novo nos pontos corretos. Desta forma sincronizou-se de novo o motor e constatou-se que as cambotas rodavam sem qualquer tipo de problema.

Através do caixa lateral das válvulas, donde se retiraram as tampas, observou-se que a válvula de escape da panela onde se via fumo branco de forma pulsada não abria e permanecia na posição fechada, no entanto acionando a haste era possível abri-la e fechá-la sem qualquer prisão, o que indicava que o problema não estava aparentemente na válvula e que provavelmente era bem mais grave, possivelmente no comando da abertura e fecho da válvula como se viria a confirmar depois da abertura do motor.

A árvore de cames tinha partido com o choque devido à interferência entre as válvulas. A figura 77 mostra a árvore de cames partida. Nela pode observar-se alguma abrasão na secção onde se deu a fratura. Esta abrasão foi posterior à fratura e deu-se quando se rodou o motor à mão para tentar perceber por que razão não abria a válvula de escape. Como esta árvore de cames é de ferro fundido cinzento as partículas resultantes dessa abrasão, enquanto se rodava o motor à mão, depositaram-se no fundo do cárter onde pareciam areia juntamente com o óleo do motor.

Identificação de problemas, diagnóstico, reparação e melhorias no motor

Para a reparação da avaria na distribuição encomendou-se de imediato uma árvore de cames nova, pois era a anomalia mais evidente. Uma vez que o motor se encontrava aberto e enquanto a nova peça não vinha, aproveitou-se esse tempo para fazer um diagnóstico mais aprofundado sobre as anomalias que entretanto tinham sido detetadas, nomeadamente:

- o consumo de óleo indiciado pelo fumo branco que aparecia de forma pulsada mas apenas num dos escapes, pois no outro escape o fumo era perfeitamente normal;
- o aperto excessivo das engrenagens que esteve na origem da dessincronização do motor;
- o maior grau de aquecimento da parte do motor junto da panela de escape onde aparecia fumo branco e onde não estava montado o sistema de arrefecimento tal como vinha de origem.



Figura 77 Árvore de cames partida.

Nível do óleo

Depois da abertura do motor observou-se a presença de óleo no interior do cilindro e a extrema limpeza apresentada, quer na câmara de combustão quer na zona do cilindro varrida pelos pistões. Na figura 78 pode observar-se a câmara de combustão e parte do cilindro de uma das metades do motor onde se pode constatar que as referidas zonas estavam completamente limpas e havia óleo. Também se constatou que mesmo depois de limpar o óleo do cilindro e da câmara de combustão este persistia e aparecer de novo na zona inferior do cilindro.

Mediu-se a altura do óleo no cárter do motor e concluiu-se que este ultrapassava a parte inferior do cilindro com o motor na horizontal, a posição normal de funcionamento. Para resolver este problema retirou-se óleo ao motor para que este ficasse ao nível da parte inferior do cilindro. A quantidade de óleo presente no cárter para cumprir esse requisito foi de 40 cl, em vez dos 60 cl originais. Essa quantidade era suficiente para assegurar a lubrificação do motor, uma vez que a própria cambota e a cabeça da biela mergulhavam no banho de óleo, desta forma garantiu-se a lubrificação de todas as partes móveis do motor por chapinhagem.

Esta solução permite que durante a realização dos ensaios ou durante a utilização do motor se possa decidir a colocação de um pouco mais de óleo, caso seja necessário melhorar a lubrificação de todo o motor, findo o ensaio ou utilização do motor esse óleo deve ser retirado para evitar que entre no cilindro enquanto o motor se encontra frio.



Figura 78 Evidências da presença de óleo no interior do cilindro.

Como não existe um nível que indique a quantidade precisa de óleo que garanta que o nível de óleo não ultrapassa a linha inferior do cilindro quando o motor se encontra na horizontal equipou-se uma seringa de 20 ml com um tubo com um comprimento suficiente (150 mm) para ir do dreno superior (há dois: um por cima e outro por baixo de cada cárter) à linha inferior do cilindro como se mostra na figura 79.



Figura 79 Seringa de nível e bujão do dreno superior de óleo.

Ajustamento e lubrificação das engrenagens

Depois de se abrir o motor notou-se que, mesmo só com uma cambota e um par de rodas dentadas, era difícil fazer rodar a cambota à mão com o volante do motor montado. Em face disso as engrenagens foram retiradas e analisadas uma por uma. Constatou-se que todas

apresentavam sinais de sobreaquecimento por mudança de coloração da superfície como se pode observar na foto da figura 80. Esses sinais eram mais evidentes na parte da engrenagem que não cedeu, do lado onde a árvore de cames partiu. Daqui pode deduzir-se que parte do aquecimento que se julgava ser da parte não arrefecida do motor era afinal devido ao excessivo aperto da montagem das engrenagens. De seguida montou-se o trem de engrenagens com três rodas dentadas sobre uma das cambotas com uma folga tal que se supunha que os diâmetros primitivos dessas rodas dentadas fossem tangentes. Ajustaram-se assim as rodas dentadas e fez-se o aperto das porcas com o binário necessário para poderem trabalhar caso fosse necessário. Fez-se a experiência de rodar a cambota à mão e verificou-se que esta até rodava com uma suavidade e leveza surpreendentes.

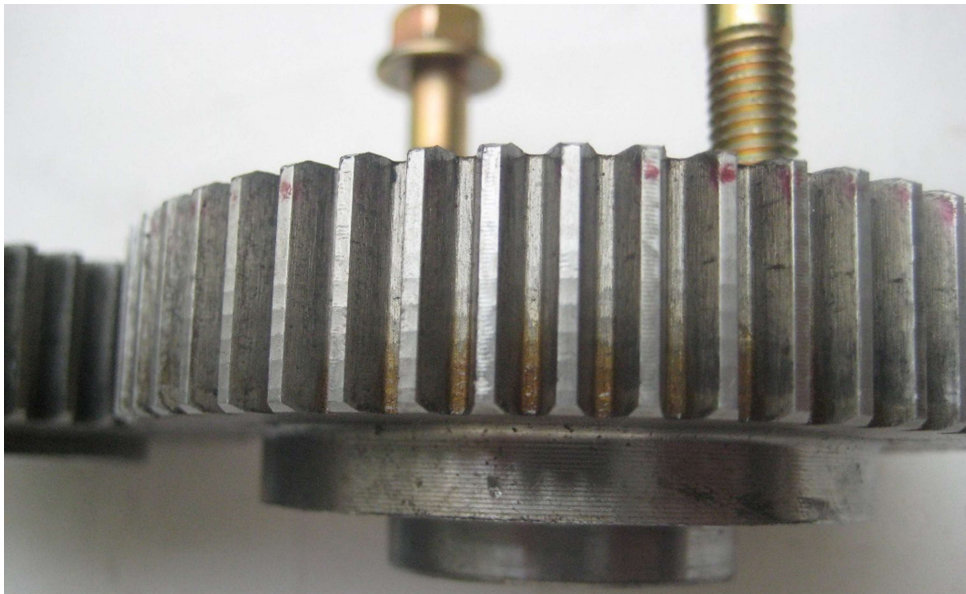


Figura 80 Pormenor das evidências do sobreaquecimento numa das rodas dentadas.

Para garantir a folga correta entre as engrenagens, construiu-se de um suporte exterior em chapa de aço preto com 2 mm de espessura, para garantir o posicionamento correto dos veios das duas rodas dentadas centrais, que por motivos de afinação do ajustamento se podem deslocar ao longo de um rasgo vertical na parede da caixa de engrenagens onde são fixas por aperto de uma porca ao veio de apoio da roda dentada.

Este suporte de chapa, tal como se pode ver na figura 81, tem dois furos com o diâmetro do veio e pode ser deslocado na vertical para permitir uma melhor afinação de toda a engrenagem. Esses dois furos têm uma distância entre centros, igual ao diâmetro primitivo dessas rodas dentadas. Desta forma assegura-se que a tolerância do ajustamento entre elas é a recomendada. Este suporte de chapa destina-se garantir a distância correta entre estas duas rodas dentadas, como já foi referido e a evitar que uma destas duas rodas dentadas saia da sua posição durante o funcionamento do motor, com todas as consequências que uma situação destas pode acarretar, tal como chegou mesmo a suceder, o que provocou uma avaria muitíssimo grave no sistema de distribuição.



Figura 81 Chapa de posicionamento dos veios das engrenagens centrais.

Outra das alterações realizadas foi a do sistema de lubrificação da caixa de engrenagens. Em vez da utilização de lubrificação com massa consistente passou a usar-se óleo para caixas e diferenciais 80W90 para tornar a transmissão mais suave, menos ruidosa e menos propensa a sobreaquecimentos uma vez que a parte inferior das engrenagens centrais está imersa no óleo do tabuleiro da caixa das engrenagens. Ainda se pensou em usar óleo do motor, mas optou-se pelo óleo lubrificante de caixas e diferenciais por ter uma viscosidade superior.

Dispositivo para evitar que os veios intermédios rodem.

Montou-se o trem de engrenagens com o ajustamento correto entre engrenagens, recorrendo ao suporte auxiliar das duas rodas dentadas intermédias e notou-se de imediato que rodavam com muito mais facilidade. Verificou-se que esta solução permite manter a distância entre os centros dos veios, mas no entanto, não garante que os veios não venham a rodar e a porca possa desapertar-se com conseqüências ruinosas para o motor. Para evitar que os veios das rodas dentadas intermédias possam rodar colocou-se um batente solidário com o veio, Esse batente foi soldado ao veio tal como se pode observar na figura 82 e tem a dimensão do rasgo ao longo do qual o veio se desloca para se ajustar na posição mais apropriada.



Figura 82 Detalhe dos batentes dos veios das rodas dentadas intermédias.

A configuração geométrica deste rasgo na caixa das engrenagens também teve de ser alterada. A parte superior de forma arredondada foi modificada para passar a ter dois ângulos retos de forma a conter o batente retangular como se pode ver na figura 83.



Figura 83 Mudança da geometria do rasgo de ajuste do veio intermédio na caixa de engrenagens.

Esta modificação foi feita recorrendo a limas murças de dimensão reduzida. Na figura 84 pode apreciar-se uma fase da modificação do rasgo de forma a permitir o deslocamento do batente de formato retangular. Esta solução permite que os veios continuem a deslocar-se ao longo do rasgo vertical na parede da caixa de engrenagens para se ajustarem as engrenagens da forma mais conveniente, mas impede que os veios possam rodar e soltar-se.



Figura 84 Detalhe da realização do ajustamento entre veio com batente e o rasgo.

Arrefecimento da metade do motor mais quente.

Para o arrefecimento de metade do motor mais quente onde não há circulação forçada de ar como no motor de origem, colocou-se o volante original do motor como já foi referido quando se colocou o sistema convencional de arranque por cordel.

Este volante de motor está equipado com alhetas para fazer circular o ar em torno do motor e desta forma remover o calor libertado pelo motor por convecção forçada. No entanto como está colocado do lado contrário do motor àquele onde se encontrava originalmente a configuração das alhetas quando o volante gira no sentido contrário ao dos ponteiros do relógio não permite que esse efeito de movimentação do ar se faça sentir. Por esse motivo inverteu-se a posição do volante do motor para poder fazer circular o ar de arrefecimento em torno da metade não arrefecida do motor. Dessa forma a configuração das alhetas já faz circular o ar quando o motor roda. O espaçador e o casquilho usados anteriormente entre o veio e o volante do motor continuaram a ser usados. No entanto quando se tentou montar a polia do sistema convencional de arranque por cordel notou-se que a furação não tinha rosca no novo lado exterior do volante do motor. Por isso os furos originais transformaram-se em furos passantes, abriu-se um ligeiro chanfro do lado de fora do furo e foram roscados de uma ponta à outra para permitirem a inserção de três parafusos M6 responsáveis pela ligação da polia de arranque ao volante do motor. A montagem do volante do motor pode ser vista na figura 85.



Figura 85 Montagem do volante do motor em posição inversa à de origem.

De referir que houve o cuidado de deixar o volante do motor numa posição muito próxima da posição do equilíbrio com o veio motor. Para que a circulação de ar dê origem ao arrefecimento do motor montou-se, após as necessárias adaptações, a carcaça (proteção) do ventilador sobre o volante do motor.

Substituição da árvore de cames e das válvulas da distribuição do motor

A nova árvore de cames montou-se no lugar da antiga, respeitando a sua posição relativamente à cambota para garantir a sincronização dos tempos de abertura e de fecho das válvulas.

Aproveitou-se o facto de ter o motor aberto para cortar a haste do controlador de velocidade que por vezes dava problemas. Também se mudou o vedante da cambota porque se notou que estava muito danificado (fruto de anteriores montagens e desmontagens deste motor nas aulas práticas de máquinas térmicas). O motor perdia óleo por aí.

Verificou-se a folga das válvulas que apresentavam valores superiores ao normal, mas ainda assim dentro dos valores limite recomendados pelo fabricante, isto é, valores superiores a 0,12 mm e inferiores a 0,15 mm. Esta verificação foi feita com um apalpa folgas. Juntaram-se cuidadosamente as duas metades do motor e procedeu-se à sua montagem e aperto. De seguida procedeu-se à montagem das engrenagens de sincronização e transmissão de potência havendo o cuidado de garantir um ajustamento correto entre os dentes das engrenagens. Após essa fase verificou-se que era muito fácil rodar o motor à mão e que todas as válvulas abriam e fechavam no tempo certo. Isto significava que o motor não estava a fazer a compressão. Nessa altura mediu-se a folga das válvulas da outra parte do motor e verificou-se que a válvula de escape dessa metade tinha uma folga muito superior a 1 mm o que indiciava um possível empeno na cabeça da válvula. Desmontou-se de novo todo o motor e constatou-se que essa válvula tinha efetivamente a cabeça muito empenada tal como se pode observar na figura 86.



Figura 86 Pormenor do empeno da cabeça da válvula de escape.

No passo seguinte procedeu-se à montagem nova válvula de escape, com os necessários ajustes para ficar com a folga recomendada pelo fabricante, 0,12 mm entre a haste da válvula e o impulsor (*touche*). Para isso retirou-se o excesso de material da haste da válvula de tal forma que a lâmina de 0,10 mm do apalpa folgas passasse folgada entre a haste e o impulsor, mas a lâmina de 0,15 mm ficasse presa entre os mesmos componentes. Considerou-se não ser necessário rodar a válvula com pasta diamantada por o motor ser novo e com pouco tempo de funcionamento, quase sempre a carga parcial.

Com o problema da válvula de escape resolvido uniram-se de novo as duas metades do motor, apertaram-se os tirantes de ligação, colocaram-se as engrenagens no sítio devido, respeitando as marcações previamente definidas e verificou-se a sincronização da abertura e fecho simultâneo das válvulas de admissão e de escape. Parecia estar tudo corretamente montado. Experimentou-se a rodar o motor e foi evidente que continuava a ser demasiado fácil rodar o motor à mão. Parecia continuar a não haver compressão e efetivamente não havia.

Nesta altura colocaram-se duas hipóteses para a persistência desta anomalia. Na primeira considerou-se a hipótese de os seis tirantes de ligação de aço inox não conseguirem estar a fazer a vedação estre as duas metades do motor. A segunda hipótese ponderava que todas as restantes válvulas estavam também empenadas.

Para verificar a primeira hipótese fez-se um teste de estanquidade do motor, com recurso uma solução de água e detergente da louça que no caso de haver uma fuga no bloco devia formar bolhas na zona das juntas de cabeça em torno do espaçador quando se movimentavam os pistões do ponto PMI para o PMS durante a compressão. Não se observou a formação de bolhas de ar enquanto de rodava o motor manualmente, o que permitiu descartar esta primeira hipótese.

Abriu-se de novo o motor para verificar a segunda hipótese e foi notório que as válvulas estavam empenadas. Nem se chegou a fazer o teste da gasolina sobre as válvulas, utilizou-se a folha de 0,10 mm do apalpa folgas para se constatar que todas as outras válvulas estavam empenadas incluindo as de admissão como se pode observar na figura 87, onde se mostra a inserção da lâmina do apalpa folgas pelo lado do empeno e a ausência de folga entre a mesma cabeça da válvula e a respetiva sede do lado contrário.



Figura 87. Verificação do empeno da cabeça da válvula de admissão com apalpa folgas.

Perante as evidências de empeno das válvulas encomendaram-se válvulas novas. Face ao exposto devia ter sido considerada logo de início a hipótese de todas as válvulas terem ficado empenadas pois a pancada foi muito violenta. Parte da violência do impacto foi causada porque o motor possui dois volantes de inércia. A análise de diagnóstico devia ter previsto que geralmente quando as pancadas são muito fortes, como foi o caso desta avaria, todas as peças móveis podem partir ou empenar. A árvore de cames partiu e no lado onde partiu verificou-se numa segunda fase que os empenos das cabeças das válvulas eram menores, mas mesmo assim não possibilitavam a compressão. No par de válvulas do outro lado o empeno era maior mas mesmo assim era muito mais evidente na válvula de escape que na da admissão. Todas as válvulas foram substituídas com as afinações já descritas para a primeira válvula.

Com o problema das válvulas empenadas resolvido com a sua substituição e correta afinação, juntaram-se de novo as duas metades do motor, com ambos os pistões no PMS e todas as válvulas fechadas, com o espaçador de alumínio e as duas juntas da cabeça e apertaram-se os tirantes de ligação de aço inox que mantêm o motor unido, colocaram-se as engrenagens no sítio devido respeitando as marcações, verificou-se a sincronização da abertura e fecho simultâneo das válvulas de admissão e de escape nas tampas laterais. Parecia estar tudo bem. Experimentou-se a rodar o motor e desta vez foi evidente que havia compressão. Durante parte do ciclo continuava a ser fácil rodar o motor à mão, mas agora havia uma parte do ciclo onde já era preciso fazer muita força para o continuar a rodar tal como devia acontecer.

Para garantir que desta vez tudo estava devidamente montado, voltou a fazer-se um teste de estanquidade do motor, com recurso à solução de água e detergente da louça. Não se observou a formação de bolhas de ar enquanto se rodava o motor manualmente, com os pistões a deslocarem-se do ponto PMI para o PMS durante a compressão.

Concluída a reparação da avaria na distribuição e verificados desta vez todos os apertos e ajustamentos, deu-se o motor como reparado e pronto para iniciar os ensaios preliminares e colocar do motor no banco de ensaios com as necessárias adaptações.

3.4 Realização dos ensaios preliminares

A forma como se realizaram os ensaios preliminares e a colocação do motor no banco de ensaios descreve-se nesta secção. Dada a sua importância referem-se também as alterações mecânicas efetuadas e a imprescindível adaptação do motor ao banco de ensaios. Descreve-se também a forma como se ultrapassou a inoperacionalidade do banco de ensaios.

Após a reparação do motor e montagem de todos os componentes fez-se a rodagem, desta vez com o cuidado de verificar o aperto de todas as porcas e parafusos antes de cada sessão de

funcionamento. Durante uma semana testou-se o funcionamento do motor a carga parcial depois de este atingir a temperatura normal de funcionamento.

Mudança de posição do interruptor de ignição.

Depois de efetuada a reparação da avaria da distribuição notou-se que, durante a realização dos primeiros testes de funcionamento, o interruptor de ignição ficava por baixo da panela de escape, num local que inviabilizava a sua utilização devido ao aquecimento dessa zona. Mudou-se a posição do interruptor para a parte da frente da tampa de proteção do volante do motor, para um local onde o referido interruptor mantém a ligação à massa do motor tal como se mostra na figura 88. Efetuaram-se as ligações elétricas à bobina e testou-se o seu funcionamento.

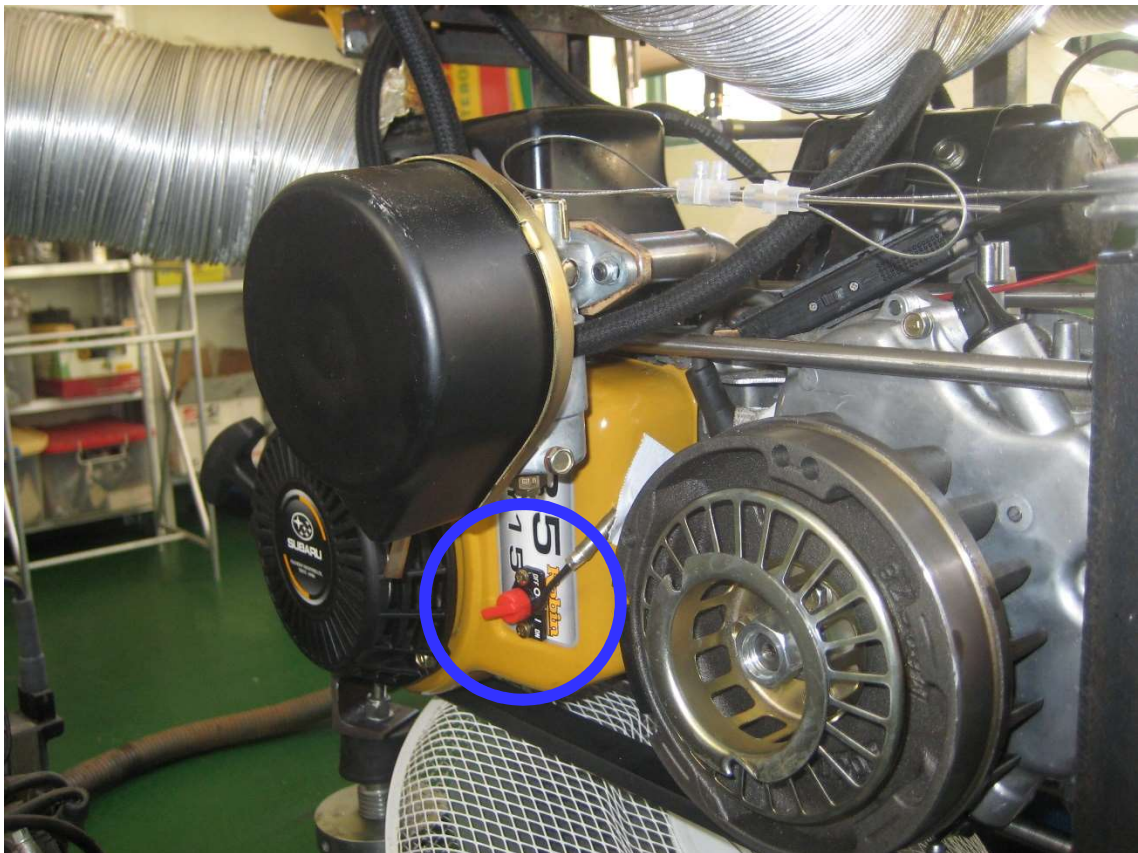


Figura 88 Detalhe da nova posição do interruptor de ignição

Monitorização da temperatura da zona central do motor

Nestes testes preliminares usou-se um taco de madeira encostado à tomada de força para simular uma carga resistente sobre o motor, enquanto se ia observando a resposta do motor. Durante estas sessões, a temperatura do motor era monitorizada com um termómetro de infravermelhos, com especial incidência no espaçador de alumínio colocado no centro do motor. Selecionou-se o espaçador por ficar no centro do motor, na zona da câmara de combustão, zona onde se verifica um maior aquecimento.

Durante a realização destes testes preliminares, efetuados antes de se colocar o motor no banco de ensaios dinamométricos, verificou-se que quando se aplicava uma aceleração maior ao motor, mantendo alguma força sobre um tacho de madeira, um dos carburadores, o do lado da caixa de engrenagens começava a deitar gasolina fora. Registou-se que isso acontecia quando a temperatura do espaçador no centro do motor ultrapassava a temperatura de 150 °C. Verificou-se que a temperatura deste carburador tendia a subir com facilidade porque se encontrava próximo da panela de escape desse lado do motor. Constatou-se também que a conduta dessa panela de escape aquecia mais que a outra que se encontrava no outro lado do motor.

Por esse motivo durante a realização dos ensaios dinamométricos, a temperatura nessa zona do motor passou a ser monitorizada por uma sonda de temperatura, do analisador dos gases de escape, colocada num furo do espaçador e fixa no lugar por um fio condutor de cobre tal como se mostra na figura 89.

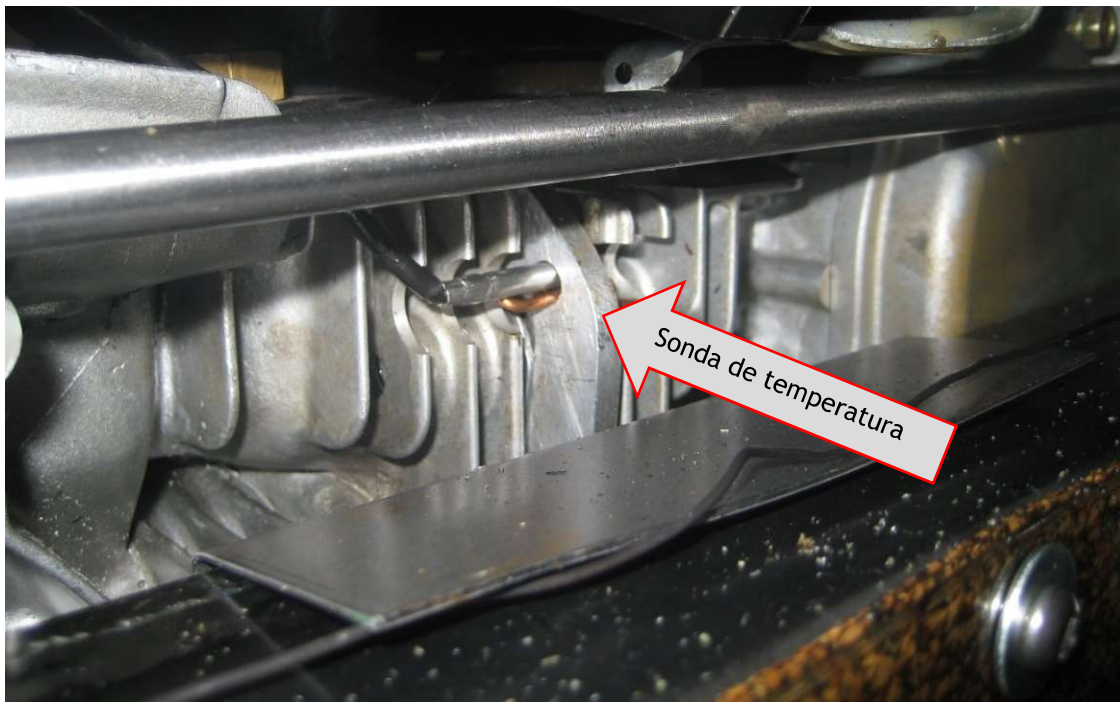


Figura 89 Pormenor da montagem da sonda de temperatura no espaçado do motor

Para diminuir a temperatura dessa conduta de escape fez-se um rasgo na chapa de proteção da panela de escape para permitir a passagem do ar de arrefecimento. Essa solução resolveu em parte o problema, já que retardava o transbordo de gasolina do carburador, mas não o resolveu completamente porque o carburador continuou a sobreaquecer ainda que muito mais lentamente, quando a temperatura na zona central do motor ultrapassava a referida temperatura de 150 °C. Durante a realização dos ensaios dinamométricos este problema foi resolvido com recurso a um sistema auxiliar de ventilação e exaustão, no entanto e apenas por precaução manteve-se a monitorização da temperatura.

Colocação do motor no banco de ensaios.

O motor foi montado no banco de ensaios sobre quatro apoios que permitem a regulação e ajustamento horizontal e vertical, o que possibilita o alinhamento da tomada de força com o veio do freio dinamométrico e o nivelamento horizontal do motor, tal como se mostra na figura 90. Foi necessário usar uma barra chata de aço ao carbono com 5 mm de espessura e 30 mm de largura, sobre a qual se aparafusou o motor, pois a cota do comprimento entre os apoios do motor era 50 mm superior à cota da furação dos apoios do motor. Esta barra chata permitiu um apoio mais adequado para o motor.

As furações de um dos lados, o lado da tomada de força, eram comuns aos apoios do motor e à barra chata e foi considerada como referência pois permitiu um alinhamento excelente da tomada de força com o veio do freio dinamométrico. A flange da tomada de força foi ligada à flange da junta homocinética do veio do freio dinamométrico, por um conjunto de 6 parafusos M6 de cabeça sextava interior. A junta homocinética permite pequenos desalinhamentos angulares. Usaram-se também 4 pedaços de cantoneira em U com furação de 8 mm num dos lados e de 10 mm do outro lado, que já estavam montados nos apoios verticais e deixaram-se ficar pois desta forma não foi necessário usar os parafusos dos apoios verticais do banco de ensaios dinamométrico.

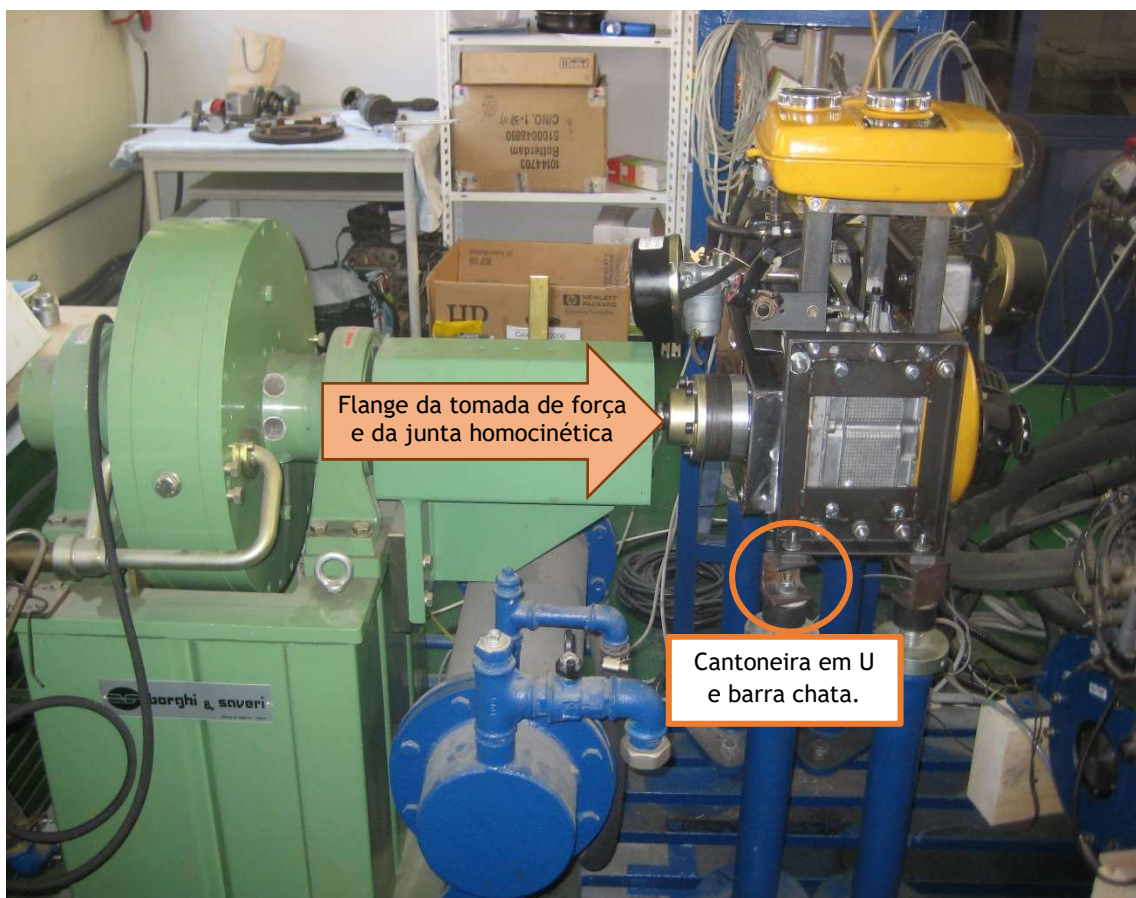


Figura 90 Detalhes da montagem do motor no banco de ensaios

Inserção da sonda dos gases de escape no tubo de escape

Quando se tentou fazer a análise dos gases de escape constatou-se que as quantidades de oxigénio eram muito superiores ao normal. Verificou-se que a panela de escape não tinha fugas e que a sonda dos gases de escape não entrava completamente no interior da panela de escape e permitia a admissão do ar que circulava em torno do motor. Com o intuito de permitir a entrada da sonda dos gases de escape no interior da panela de escape desbastou-se o bordo da tomada dos gases de escape. Na figura 91 mostra-se um pormenor da zona da sonda dos gases de escape desbastada à lima, o que possibilitou a sua inserção no interior da conduta de saída dos gases de escape. Após esse desbaste inseriu-se completamente a referida sonda na panela de escape mas mesmo assim verificou-se que continuava a haver contaminação dos gases de escape com ar fresco. Para além disso, os resultados eram muito diferentes em função da posição da sonda no interior do tubo de saída da panela de escape, mesmo com o motor a funcionar no mesmo regime e sem qualquer carga. Bastava um pequeno desvio da sonda, mesmo involuntário ou devido à vibração do motor, para os resultados serem completamente diferentes, chegando até o valor do coeficiente lambda a deixar de ser lido no analisador dos gases de escape. O valor máximo do coeficiente lambda apresentado no mostrador é de 1,999. Por esse motivo considerou-se inviável a realização da análise dos gases de escape. Os valores recolhidos sevem apenas para caracterizar a qualidade da combustão e o tipo de mistura utilizada.

Este problema pode eventualmente solucionar-se com a construção de um coletor de escape, com uma nova panela de escape e de um tubo de escape que tenha um comprimento suficiente, cerca de 40 cm, que possibilite a inserção de todo o comprimento do tubo de malha metálica da sonda dos gases de escape e garanta que não há contaminação dos gases de escape com a recirculação de ar fresco. Mais adiante será feita uma recomendação que inclua a construção de um sistema de escape para este motor em trabalhos futuros.



Figura 91 Pormenor do desbaste na sonda dos gases de escape para poder entrar na panela de escape

Sistema de exaustão dos gases de escape

O sistema de exaustão dos gases de escape é composto por um exaustor de gases, dois suportes, uma ventoinha e tubos extensíveis de alumínio com 125 mm de diâmetro. Na foto da figura 92 mostra-se uma vista geral do sistema de exaustão de fumos.

O exaustor centrífugo é da marca Soler e Palau (S&P), modelo CK-60F. Segundo as indicações do fabricante, Soler e Palau (2006), este exaustor tem possibilidade de regulação para 2 velocidades, 2475 e 1740 rpm. Nesta instalação, o exaustor de fumos estava ligado para rodar a 2475 rpm, com capacidade para debitar um caudal de 625 m³/h enquanto produzia uma intensidade de ruído de 59 dB (A).

Este exaustor encontra-se montado com a entrada de exaustão de ar sobre o escape do lado da tomada de força do motor. Para manter o exaustor nessa posição construiu-se uma estrutura constituída por dois suportes feitos a partir uma cantoneira de aço com perfil em L, montada sobre a base de suporte do banco de ensaios. Os tubos de alumínio extensível têm 125 mm de diâmetro. Um dos tubos, com 2,5 m liga a saída do exaustor diretamente à abertura de uma janela para permitir o lançamento do caudal dos gases poluídos para o exterior do laboratório, enquanto o outro descreve uma curva para ligar uma das painéis de escape à entrada do exaustor.

Para prevenir o sobreaquecimento do motor, em especial do carburador do lado da tomada de força e promover uma melhor circulação de ar em torno do motor, colocou-se uma ventoinha na parte inferior do motor como se pode visualizar na figura 92.



Figura 92 Vista geral do sistema de exaustão dos gases de escape e ventilação inferior.

Controlo do freio dinamométrico

Após a conclusão da construção do sistema de medida do consumo de combustível, realizou-se com sucesso uma série de testes com vista à verificação da sua eficácia e viabilidade. O passo seguinte foi dar início aos ensaios de potência no freio dinamométrico, mas constatou-se que o controlador não acionava o freio eletromagnético do banco de ensaios e que o conta rotações também não estava a dar sinal.

O problema da apresentação da velocidade de rotação no mostrador do banco de ensaios foi resolvida depois de efetuar a ligação dos condutores aos pinos de forma duradoira. Testou-se o funcionamento do monitor da velocidade de rotação e compararam-se os valores lidos no monitor com os valores de um tacómetro electrónico digital portátil. Os valores lidos no tacómetro eram muito semelhantes aos apresentados no monitor do banco de ensaios.

Quanto à avaria na atuação do freio dinamométrico, constatou-se que o problema estava no controlador do banco de ensaios. Em face disso optou-se por usar uma fonte de alimentação de corrente contínua (DC) de 30 V e 3 A, da marca *IMPO*, modelo *Type 11.11*, para controlar o freio dinamométrico. A fonte de alimentação encontra-se por cima do controlador original do banco de ensaios dinamométrico como se pode observar na figura 93.



Figura 93 Fonte de alimentação usada no banco de ensaios.

Identificaram-se os dois condutores que levavam o sinal para a unidade de comando do freio e fizeram-se as ligações. Ligou-se o banco de ensaios e experimentou-se a fonte de alimentação com variação do sinal em tensão e em intensidade de corrente. A solução adotada consistiu em

fixar uma corrente de 3 amperes e variar o sinal da tensão. Por volta dos 5 volts a travagem começa a fazer sentir o seu efeito e finalmente verificava-se a existência do binário resistente. Desta forma a variação da tensão do sinal elétrico acima dos 5 V passou a ser a forma usada para controlar o binário resistente do freio dinamométrico.

Embora esta solução não admita o controlo a velocidade, binário ou produto do binário pelo quadrado da velocidade constante, tal como acontecia com o controlador de origem, permite no entanto a criação de um binário resistente que possibilita a realização dos ensaios dinamométricos. De sublinhar que a utilização do banco de ensaios nestas condições requer uma maior destreza na condução da realização dos ensaios.

Colocação da chaveta no volante do motor equipado com a polia de arranque por cordel

Durante a realização dos testes preliminares e depois nos primeiros ensaios dinamométricos verificou-se sempre o desaperto da porca que apertava o volante do motor equipado com a polia do arranque por cordel. Constatou-se que para além de se desapertar a porca, o volante do motor também começava a girar em roda livre durante os ensaios realizados a velocidades mais elevadas. Este problema ficou resolvido com a preparação de uma chaveta para garantir que o volante do motor roda solidário com o veio da cambota. É de salientar que foi o desaperto da porca do veio homólogo da outra cambota onde estava montada a tomada de força que deu origem à dessincronização do motor que originou a avaria inicial muito grave na distribuição.

Com a conclusão da descrição da realização das operações de: mudança de posição do interruptor de ignição; monitorização da temperatura na zona central do motor; colocação do motor no banco de ensaios; inserção da sonda dos gases de escape na panela de escape; colocação do sistema de exaustão dos gases de escape e do sistema de arrefecimento auxiliar; controlo elétrico do freio e colocação da chaveta no volante do motor com a polia de arranque por cordel, dá-se por concluída a fase de realização de modificações e dos ensaios preliminares. Na próxima secção apresentam-se os resultados dos ensaios dinamométricos.

3.5 Aquisição e tratamento de dados.

Para concluir este capítulo dedicado aos ensaios experimentais, apresentam-se nesta secção os dados recolhidos durante a realização dos testes dinamométricos e faz-se o seu tratamento matemático com a finalidade de mostrar as curvas características do funcionamento do motor a plena carga. Os ensaios experimentais foram realizados no banco de ensaios dinamométrico apresentado na secção 2.4 do capítulo anterior, com as alterações descritas na secção 3.4 do presente capítulo. Para a realização dos referidos ensaios seguiu-se a metodologia exposta na secção anterior, da qual se elaborou uma lista de verificação, tal como já foi mencionado.

Os valores médios dos dados referentes à velocidade de rotação do motor, rpm, binário, Nm, massa de combustível consumido, g e tempo de consumo de combustível, s, recolhidos durante a realização dos ensaios a plena a carga do motor apresentam-se na tabela 4.

Tabela 4 Dados obtidos durante a realização dos ensaios no freio dinamométrico.

Rotação [rpm]	Binário [Nm]	Massa [g]	Tempo [s]
1600	10	6,15	30,0
2000	14	8,79	30,5
2200	15	9,59	30,3
2400	15	10,45	30,4
2800	14	12,25	30,9
3200	14	11,93	29,9
3600	14	14,42	30,5
4000	13	16,43	30,2
4400	11	17,42	29,8

Com base nos dados obtidos e nas equações apresentadas na secção 2.7 do capítulo anterior relativa à revisão dos parâmetros característicos dos MACI, que agora se relembram e alteram, obtêm-se os parâmetros característicos do motor. Os resultados dos ensaios nomeadamente: a potência efetiva ao freio, o caudal mássico horário, o consumo específico, o rendimento global do motor e a eficiência volumétrica, apresentam-se na tabela 5.

A potência efetiva ao freio em kW é dada pela equação 3.1, tendo como base na equação 2.4.

$$\dot{W}_b = B 2 \pi \frac{n}{60} 10^{-3} \quad (3.1)$$

O caudal mássico de combustível dado pela equação 2.6 modifica-se para expressar o consumo horário de combustível em g/h, equação 3.2.

$$\dot{m}_{fh} = \frac{m_f 10^3}{\Delta t} 3600 \quad (3.2)$$

Por sua vez o consumo específico de combustível, em g/kWh, é dado pela equação 3.3, que decorre da modificação da equação 2.7.

$$C_{sf} = \frac{\dot{m}_{fh}}{\dot{W}_b} \quad (3.3)$$

O rendimento global é expresso pela equação 3.4 que resulta da mudança de unidades da equação 2.10. Para efeitos de cálculo considerou-se o PCI da gasolina com o valor de 44 MJ/kg, Heywood (1988).

$$\eta_g = \frac{W_b}{\dot{m}_{fh} PCI} 3600 \quad (3.4)$$

O valor da eficiência volumétrica obtém-se a partir da equação 2.15, que aqui se reproduz como equação 3.5. Para efeitos de cálculo considerou-se: n_R igual a dois (4S), AF a relação ar combustível, considerou-se 14.5 (misturas ligeiramente ricas), ρ_{ai} a massa volúmica do ar (ou mistura) nas condições da admissão, considerou-se $1,18 \text{ kg/m}^3$ e V_d o volume deslocado, $286 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

$$\eta_V = \frac{n_R 60 \dot{m}_f AF}{\rho_{ai} V_d n} 100 \quad (3.5)$$

Tabela 5 Resultados obtidos a partir do tratamento dos dados experimentais.

Velocidade de rotação [rpm]	Binário [Nm]	Potência [kW]	Caudal mássico horário [g/h]	Consumo Específico [g/(kWh)]	Rendimento global [%]	Eficiência volumétrica [%]
1600	10	1,7	738,7	489,9	16,70	66,1
2000	14	2,9	1037,2	353,7	23,13	74,3
2200	15	3,5	1137,9	329,3	24,85	74,1
2400	15	3,8	1238,3	328,5	24,91	73,9
2800	14	4,1	1428,1	347,9	23,52	73,0
3200	14	4,7	1436,4	306,2	26,72	64,3
3600	14	5,3	1703,7	322,8	25,35	67,8
4000	13	5,4	1958,5	359,7	22,75	70,1
4400	11	5,1	2101,6	414,6	19,73	68,4

No gráfico da figura 94 apresentam-se as curvas características do motor, potência efetiva ao freio, equação 3.1, binário e consumo específico, equação 3.3. Este gráfico resulta da sobreposição de dois gráficos, o primeiro onde se representa a potência e o binário e o segundo onde se representam a potência e o consumo específico. Em ambos os gráficos o eixo horizontal é o da velocidade de rotação do motor.

As curvas seguem a tendência esperada, no entanto deve referir-se que a diminuição de binário das 2400 rpm para as 2800 não se continua a verificar às 3200 e às 3600. Aliás só às 4000 rpm se torna a verificar uma diminuição do binário. Os valores obtidos a 2800 rpm parecem constituir uma singularidade, até para o consumo específico que apresenta valores mais elevados do que os valores dos ensaios de velocidades mais próximas.

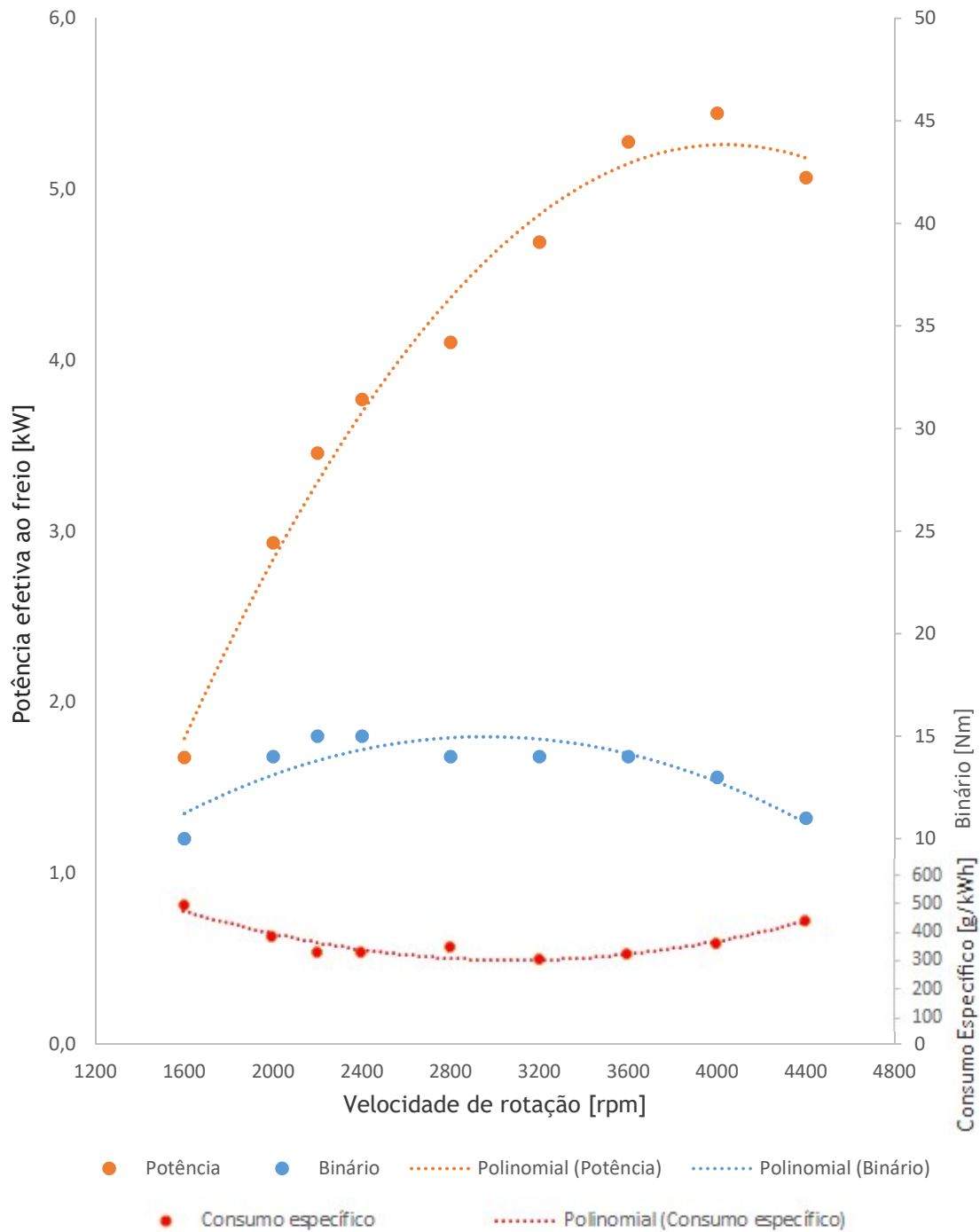


Figura 94 Curvas características do motor.

No gráfico da figura 95 podem observar-se os resultados do rendimento global, obtido com base na equação 3.4 e a respetiva curva de tendência polinomial de segunda ordem feita em Excel. Nesse gráfico observa-se uma quebra de rendimento para a velocidade de rotação de 2800 rpm, com o melhor rendimento global a surgir logo na velocidade seguinte às 3200 rpm.

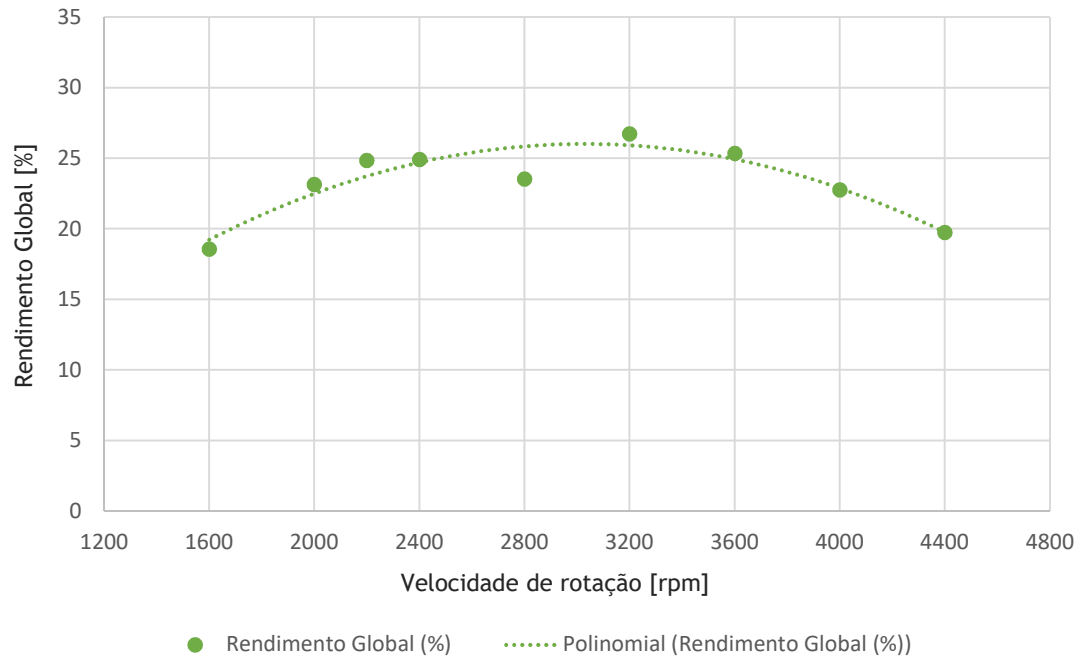


Figura 95 Curva do rendimento global do motor.

No gráfico da figura 96 mostram-se os resultados da eficiência volumétrica, equação 3.5 e a respetiva curva de tendência polinomial de segunda ordem feita em Excel. É possível observar que a curva de tendência apresenta um patamar desde as 2000 rpm até cerca das 2800 rpm, valor a partir do qual se verifica uma diminuição gradual.

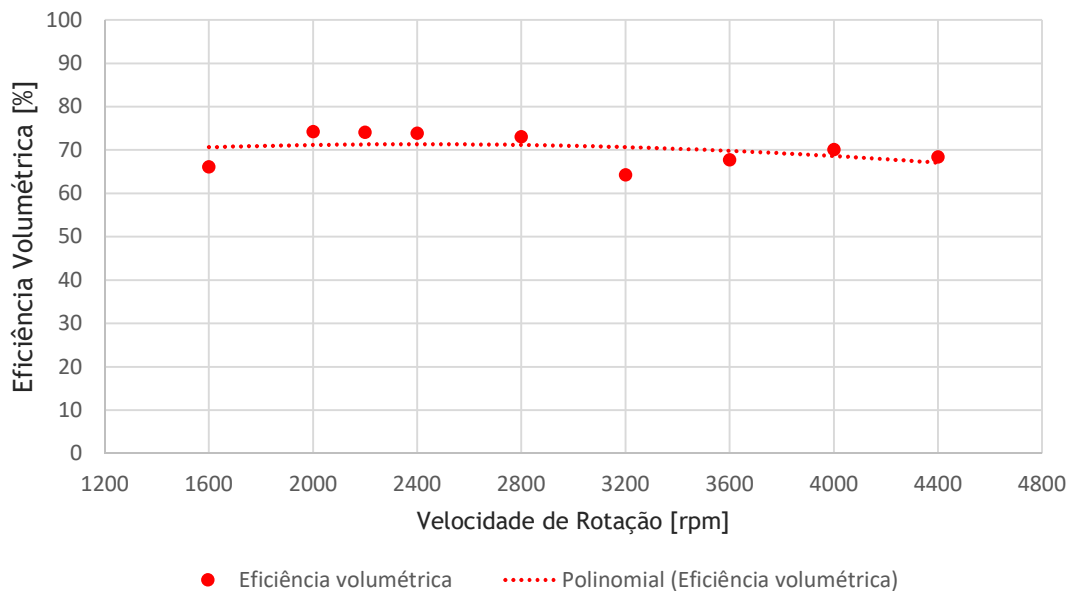


Figura 96 Gráfico da eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação

No caso dos ensaios experimentais constata-se que há dois ensaios que se destacam com valores da eficiência volumétrica abaixo da linha de tendência, 1600 e 3200 rpm, e quatro com valores notoriamente acima da linha de tendência, das 2000 às 2800 rpm. Curiosamente esta constatação mostra parte da forma como foram conduzidos os ensaios. Embora se considere que todos os ensaios foram feitos a plena carga, houve alguns em que foi necessário controlar em simultâneo o binário imposto ao freio e a posição do acelerador. Para os ensaios de 1600 rpm e 3200 rpm verificou-se que com o binário imposto o motor com as válvulas de borboleta completamente abertas tinha tendência para acelerar, isto é para aumentar a velocidade de rotação. Por esse motivo foi necessário reduzir ligeiramente a aceleração, isto é, fechar ligeiramente as válvulas de borboleta dos carburadores como forma de controlar a velocidade de rotação do motor. Ainda se tentou aumentar o binário no caso do ensaio de 3200 rpm mas na maior parte das tentativas o motor entrava em perda pouco depois e por isso não se forçou um ensaio para um valor de binário superior. Em face dos presentes resultados acredita-se que teria sido possível fazer esse ensaio, pois verificou-se que para velocidades de rotação superiores, sempre que o motor entrava em perda a rotação, o motor estabilizava a esta velocidade, mas na altura optou-se por uma estratégia mais defensiva sobretudo para ensaios acima das 3000 rpm para preservar a fiabilidade do motor, A não abertura por completo das válvulas de borboleta dos carburadores explica esta diminuição da eficiência volumétrica. Os valores dos ensaios de 2000 a 2800 rpm correspondem a ensaios realizados com a válvula de borboleta dos aceleradores completamente aberta.

Estes resultados da eficiência volumétrica calculados a partir de dados experimentais voltarão a ser discutidos quando forem confrontados com os resultados da eficiência volumétrica calculados a partir dos dados dos ensaios numéricos.

Emissões Poluentes

Durante a realização dos ensaios dinamométricos também se tentou fazer a análise das emissões gasosas, no entanto devido ao posicionamento pouco adequado da tomada de gases de escape considerou-se inviável a utilização dos resultados da análise das emissões gasosas para uma avaliação quantitativa. Isso aconteceu por dois motivos, por um lado o valor da diluição dos gases de escape com ar fresco, era muito elevado e por outro, bastava um pequeno desvio da sonda, mesmo involuntário ou devido à vibração do motor, para os resultados serem completamente diferentes e até o valor do coeficiente lambda deixar de ser lido no analisador dos gases de escape. Por esse motivo os valores recolhidos servem apenas para uma avaliação qualitativa com a qual se pode caracterizar o tipo de mistura ar-combustível e a qualidade da combustão. O propósito inicial passava por apresentar as emissões específicas.

A título de exemplo, refira-se que foram verificados valores de lambda acima de 1,999, o valor máximo registado pelo analisador de gases de escape, o valor mínimo registado foi de 1,317. Os valores de excesso de oxigénio O₂ variaram entre os 10,2% e os 4,8%. A velocidade variou entre as 1600 rpm e as 4400 rpm a plena carga. As temperaturas variaram entre 80 °C e os 148

°C. Os teores de CO₂ variaram entre 5,3% e os 9,2%. Os teores de CO variaram entre 2,6% e os 4,9%. Os teores de HC (hidrocarbonetos não queimados) variaram entre 1192 ppm e 270 ppm.

Os resultados da análise dos gases de escape, nomeadamente os valores de lambda e do oxigénio, sugerem uma forte diluição dos gases de escape com ar fresco, na zona da tomada de gases para análise. Por sua vez os valores de CO₂, CO e HC, indiciam claramente que a combustão se dá de forma incompleta. Conjugando os teores de excesso de oxigénio e das restantes emissões fica-se com a certeza de que a mistura era muito rica mas muito diluída em ar de recirculação na zona de saída da panela de escape. Outra hipótese a considerar é de poder ocorrer dissociação do CO₂ em CO e O₂ ainda no interior da câmara de combustão, mas a quantidade de CO assim produzida deve ser muito reduzida.

No capítulo 6 destinado à discussão dos resultados, esta questão da qualidade da combustão voltará a ser discutida e tentar-se-ão apurar as causas da combustão incompleta da mistura no interior do cilindro.

Com a apresentação dos resultados experimentais dá-se por concluída a componente experimental deste trabalho que consistiu na construção, teste e ensaio do motor alternativo de combustão interna de pistões opostos de ignição por faísca, de 4 tempos alimentado a gasolina. A parte relativa à modelação numérica e simulação do escoamento dos gases no interior dos cilindros inicia-se no próximo capítulo com uma revisão bibliográfica e apresentação das bases teóricas da dinâmica computacional de fluidos (*CFD*) a que se segue no capítulo 5 a modelação e simulação numérica no programa ANSYS FLUENT.

Folha em branco

Capítulo 4 Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD)

Durante muito tempo a compreensão do escoamento no interior do cilindro e das condutas de admissão e de escape constituiu um enorme desafio para os investigadores e projetistas por estarem limitados a técnicas experimentais bastante dispendiosas. O desenvolvimento e disseminação de novas ferramentas tais como a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD - *Computational Fluids Dynamics*) associado ao uso de computadores com grande capacidade de cálculo, possibilitou uma grande evolução na análise dos escoamentos no interior dos motores de combustão interna, pois permite simular o escoamento de fluidos, a transferência de massa, de calor e outros fenómenos associados no interior dos cilindros dos motores de combustão Interna.

A aplicação da Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) ao estudo do escoamento no interior do cilindro e das condutas de admissão e de escape dos motores alternativos de combustão interna de pistões opostos aborda-se neste quarto capítulo, que se inicia com uma breve revisão bibliográfica sobre os métodos de simulação numérica, que inclui a recolha de artigos científicos, dissertações, teses e outras publicações sobre simulações numéricas em motores de pistões opostos e assuntos relacionados, apresenta-se o *software* a usar, as principais equações de governo dos modelos matemáticos usadas na simulação numérica e os principais modelos de turbulência. Por fim fundamenta-se a decisão de simular o enchimento do motor com o modelo matemático de turbulência ($k-\varepsilon$).

A metodologia usada para obter a solução para um problema de escoamento de fluidos costuma ser dividida em seis etapas, que no entanto pode variar em função do programa a usar, Versteeg e Malalasekera (1995). Em primeiro lugar define-se o problema, constrói-se o modelo matemático a partir de equações de conservação e de estado e define-se a geometria do domínio de cálculo, identificam-se as propriedades, outras variáveis importantes e as condições fronteira. A segunda etapa corresponde à definição do modelo numérico, onde se define o tipo de malha a usar, estruturada ou não estruturada, seleciona-se o método numérico, neste caso é o dos volumes finitos, escolhe-se o tipo de aproximação numérica, o algoritmo e o solver. Na terceira etapa ocorre a geração da malha, que consiste em dividir o domínio em n volumes de controlo, a malha é esse conjunto de n volumes de controlo. Na quarta etapa ocorre a discretização do modelo que consiste em substituir as equações diferenciais por equações algébricas que permitam realizar aproximações numéricas. A quinta etapa corresponde à obtenção da solução numérica, fase durante a qual o sistema de equações é resolvido através

de um método iterativo, através de técnicas numéricas que relacionam as propriedades de cada volume de controlo com as dos volumes de controlo vizinhos. Finalmente em sexto lugar apresentam-se os resultados com a análise de tabelas e visualização de gráficos e figuras. Em jeito de conclusão deve fazer-se uma análise crítica dos resultados.

4.1 Revisão bibliográfica

No princípio da história dos MACI o grande objetivo dos engenheiros, investigadores e designers foi o de construir e colocar em funcionamento os motores, embora não se conhecesse com grande rigor o comportamento do escoamento no interior dos cilindros dos MACI.

A compreensão do escoamento no interior do cilindro continua a constituir ainda hoje um grande desafio para os engenheiros e investigadores devido ao grande número de eventos que ocorrem num período de tempo muito curto. Com o intuito de estudar estes eventos, utilizam-se frequentemente desde há algumas décadas várias técnicas tais como: a anemometria de fio quente (*Hot Wire Anemometer* (HWA)), velocimetria por laser Doppler (*Laser Doppler Velocimetry* (LDV)) e velocimetria por imagens de partículas (*Particle Image Velocimetry* (PIV)). No entanto estas técnicas nem sempre se podem usar por terem as suas limitações e serem muitíssimo dispendiosas. Considera-se mesmo que os melhores resultados são proporcionais aos maiores custos. Navabi e Siddiqui (2010) apresentam uma excelente revisão destes métodos, onde expõem de forma detalhada as vantagens e desvantagens de cada uma dessas técnicas.

Com o aparecimento de novas ferramentas, tais como a CFD, a análise do escoamento no interior dos cilindros dos motores de combustão interna evoluiu imenso. É importante saber que, apesar de todas as suas vantagens, o investigador deve estar ciente de que os resultados de CFD são apenas previsões e por vezes podem ser pouco exatas, Denton (2010). Por isso os resultados experimentais e os resultados das simulações numéricas devem ser usados em conjunto, com a finalidade de tomar as melhores decisões sobre os resultados de um projeto. Apesar desses condicionalismos, quando usada corretamente, a CFD pode ser uma ferramenta muito poderosa e de grande utilidade, pois permite ao investigador visualizar mais rapidamente o que pode ou não ser feito durante todas as fases do projeto com grande economia de tempo e custo, ao contrário da demorada e dispendiosa construção de protótipos e realização de testes experimentais, ainda que estes últimos sejam necessários para validar as simulações numéricas. Desta forma a modelação em CFD tornou-se numa grande aliada para engenheiros, designers e investigadores, o que se tem refletido no aumento do número de estudos realizados em motores.

Nesta seção, faz-se uma breve revisão dos estudos de motores de combustão interna de pistões opostos. No entanto existem poucos estudos de CFD realizados sobre motores de pistões opostos, por isso alarga-se esta revisão aos motores de combustão interna convencionais tais como motores dois e quatro tempos, de ignição por faísca e por compressão, à eficiência

volumétrica e a outros estudos tais como a turbulência, um parâmetro importantíssimo neste tipo de estudos.

Alves (2011) fez um estudo anterior com o mesmo motor que o estudado nesta tese (o Robin EY-15), já referido na secção 1.9. O autor concluiu que a eficiência volumétrica do motor era muito baixa (20% a 41%) e por isso recomendou a alteração da geometria das válvulas e da câmara de combustão bem como o recurso à sobrealimentação como forma de aumentar a taxa de compressão.

Um estudo de certa forma semelhante ao anterior foi realizado por Gonçalves (2014), que adaptou o motor a dois tempos OP, Jumo 205E, para passar a funcionar como um motor de 4 tempos. Os coletores e as válvulas de admissão e de escape foram dimensionados pelo autor, no entanto, o tamanho das válvulas de admissão e de escape revelou-se insuficiente face ao enorme volume deslocado no cilindro, o que deu origem a alguns problemas tais como os elevados números de Mach nas secções de passagem das válvulas e temperaturas muito baixas. Apesar de concluir que este motor não funciona corretamente a quatro tempos, refere que motores com cilindradas menores podem funcionar melhor.

Luo et al. (2003) realizaram uma simulação numérica transiente 3D durante o processo de admissão no coletor de admissão do motor. Com o propósito de reduzir as emissões de poluentes da combustão interna, analisaram com o *software* KIVA-3 vários parâmetros, tais como velocidade, pressão e o movimento de efeito *tumble*. Usaram o modelo de turbulência $k-\epsilon$, o que sucedeu com a maioria das simulações que foram revistas e aqui apresentadas, e a malha dinâmica o que mostra a grande importância destes dois recursos neste tipo de simulações. A maioria condições de fronteira é definida com base nos resultados de uma simulação anterior e a porta de entrada é definida bem como a pressão de entrada. Os autores deste estudo observaram a ocorrência de refluxo (*back flow*) na porta de entrada durante as fases iniciais da admissão, devido à grande diferença de pressão. Também foi registada uma estrutura de vórtice dual junto à válvula de admissão, logo após o curso de admissão. No final do processo de admissão, o vórtice perto da válvula de escape desenvolve-se num movimento de *tumble* de larga escala. Também estudaram os campos de pressão e mostraram uma variação constante do seu valor. Durante as fases iniciais, devido à pequena elevação da válvula, a queda de pressão era mais acentuada nas proximidades da válvula de admissão. Consideraram que a queda de pressão de admissão é causada principalmente pela obstrução da válvula.

Varol et al. (2010) analisaram a transferência de calor e o movimento do escoamento do fluido na câmara de combustão tipo *pent-roof*. Para isso recorreram à dinâmica de fluidos computacional (CFD) e a outras técnicas tais como PIV e LDV, para visualizar e melhor compreender o comportamento do fluido dentro da câmara. Utilizaram o *software Fluent* para executar os cálculos numéricos, usando uma condição de velocidade-entrada (*velocity-inlet condition*) para o contorno de admissão. Usaram o modelo $k-\epsilon$ para calcular a turbulência, o *SIMPLE* para a correção de pressão e *first order upwind schemes* para a quantidade de movimento (*momentum*), energia e turbulência. Também usaram a geração dinâmica da malha

(*dynamic meshing*), para lidar com o movimento do pistão e da válvula. Aperceberam-se da formação de dois vórtices de circulação, o que é típico para motores a gasolina. Além disso registaram que a velocidade de rotação e o ângulo da cambota afetavam a temperatura, decrescendo no primeiro caso e aumentando para o último. Os autores também consideram que o modelo de turbulência produz resultados aceitáveis para este caso.

Payri et al. (2004) estudaram o efeito de cinco geometrias de câmara de combustão com eficiência de combustão otimizada, onde só três tinham dados experimentais disponíveis. Realizaram uma simulação numérica 3D durante as fases de admissão e de compressão de um motor diesel de injeção direta de quatro válvulas. Usaram o modelo $k-\varepsilon$ padrão (*Standard k- ε*) com leis de parede como modelo de turbulência, e o algoritmo de PISO para fazer a correção de pressão. Também usaram *first order upwind schemes* para a discretização de todas as variáveis. Devido às grandes diferenças de pressão, reduziram os passos de tempo (*time-step*) durante a abertura e o fecho das válvulas ($0,1^\circ$), assim como nas proximidades do PMS, devido aos possíveis efeitos de *squish*. Os valores iniciais foram obtidos a partir dos dados experimentais e as duas entradas têm uma condição de fronteira de pressão constante. Aperceberam-se que a forma da cavidade no pistão não tinha um papel significativo durante o processo de admissão, bem como sobre as características do escoamento durante a primeira fase da compressão. No entanto, quando o pistão chegava ao PMS, as diferentes formas de cavidade no pistão apresentavam resultados diferentes. Também estudaram o movimento de *swirl*, e verificaram que o valor máximo foi alcançado durante a elevação máxima da válvula e diminuía gradualmente com a diminuição do levantamento da válvula. Os resultados obtidos foram depois validados pelos dados de velocimetria por laser Doppler (LDV). Como nota final, os autores consideram que a simulação CFD produz resultados razoavelmente precisos que permitem melhorar o conhecimento das características do escoamento do ar durante as fases de admissão e de compressão.

Ainda na área de otimização do escoamento na admissão, Hoong et al. (2011) fizeram uma simulação numérica, com o intuito de investigar o efeito da geometria de corte transversal da válvula de admissão no escoamento no interior do cilindro dum motor de combustão interna monocilíndrico de quatro tempos de quatro válvulas de uma motorizada. O objetivo deste estudo foi melhorar os movimentos *swirl* e *tumble*. Os autores consideraram neste estudo duas válvulas de admissão com seções transversais diferentes: uma seção transversal circular e uma seção transversal elíptica. O *software* usado foi o STAR-CD, com o modelo de turbulência $k-\varepsilon$. A velocidade de rotação considerada foi de 1000 rpm, a porta de admissão foi considerada à pressão atmosférica a porta de escape foi considerada sensivelmente à mesma pressão. O passo tempo utilizado foi de $0,1^\circ$. Eles concluíram que a geometria elíptica da válvula de admissão produz melhores resultados em matéria de movimento de *tumble*.

A eficiência volumétrica é um parâmetro que sempre despertou um grande interesse, o que deu origem à realização de muitos estudos sobre a melhor maneira de melhorar este parâmetro. Um exemplo desses estudos foi realizado por Thirumalini et al. (2009), onde a suscetibilidade

da válvula de admissão é usada para testar várias relações L/D. Existem três parâmetros relevantes dos estudos de válvulas de admissão: ângulo do assento, raio de concordância em relação ao diâmetro e ângulo do cone. O fluido comporta-se como um gás ideal e usa-se o modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$. O algoritmo de correção de pressão é o PISO e para a discretização de todas as variáveis usaram *second order upwind scheme*. Para as condutas de admissão e de escape usa-se a pressão de entrada (*pressure-inlet*) e pressão de saída (*pressure-outlet*) respetivamente. Usa-se de novo a geração dinâmica da malha para lidar com o movimento do pistão e da válvula. Os resultados mostraram que o ângulo do cone da válvula tinha maior influência em todos regimes de levantamento que ângulo do assento e o raio de concordância em relação ao diâmetro, onde o último tem menos influência nesta configuração. Para os ângulos de assento com 30° , o intervalo de funcionamento mais eficaz é entre $L/D = 0,01$ e $L/D = 0,05$. O refluxo máximo ocorreu no modelo com 45° de ângulo do assento da válvula e ângulos de cone de 20° com raio de concordância em relação ao diâmetro de 0,2. Uma válvula com um ângulo do assento de 35° e ângulo de cone 0° melhorou o desempenho do motor nas condições de elevação intermédias minimizando a separação com melhores condições de escoamento.

Na bibliografia consultada também há inúmeros estudos sobre motores de dois tempos, no entanto o comportamento do escoamento no motor de quatro tempos é muito diferente. Tais estudos são apresentados por Sigurdsson et al. (2014), onde são estudados os processos de lavagem e transferência de calor a fim de melhorar e reduzir as emissões, especialmente de NOx. Wu et al. (2014) apresentaram uma simulação numérica 3D de um motor de pistão livre de dois tempos com o intuito de melhorar a lavagem e o rendimento térmico do ciclo e reduzir as emissões. Finalmente Pitta et al. (2008) concluíram que as eficiências de lavagem e de retenção (*scavenging and trapping efficiencies*) são fortemente influenciadas pela razão de descarga (*delivery ratio*).

O processo de combustão também é uma área de grande interesse. Aliás já foi mencionado que a redução das emissões é um dos principais objetivos dos estudos de CFD com combustão de pré-mistura e de difusão. Choi et al. (2009) realizaram uma simulação CFD da combustão num motor diesel de injeção direta. Tal como na maioria dos casos, Taghavifar et al. (2014) também estudaram a forma como os efeitos causados pelas modificações realizadas na estrutura do motor alteram as características do comportamento do escoamento, a combustão e o desempenho de um motor diesel de injeção direta. Liu et al. (2008), Belal et al. (2013) e Gunabalan e Ramaprabhu (2009) entre outros também realizaram estudos sobre combustão.

Na maioria dos estudos mencionados anteriormente, o modelo de turbulência $k-\epsilon$ foi referido pela maioria como o mais usado para estudar variáveis gerais, tais como variações de pressão e de temperatura. No entanto, existem muitos estudos envolvendo o modelo LES, que permite uma visão mais detalhada do escoamento, sobre áreas turbulentas e de possíveis vórtices. Embora este método não seja utilizado neste trabalho, recomendam-se as referências Granet et al. (2012) e Enaux et al. (2011) entre outros estudos do género.

As alterações na geometria da câmara de combustão também podem ser analisadas recorrendo à CFD, permitindo ao investigador ficar rapidamente com uma ideia muito boa do comportamento do escoamento. Kurniawan et al. (2007) estudaram o efeito de três tipos de coroa de pistão durante o curso de admissão e concluíram que um pistão com coroa de face plana apresenta melhores resultados que os restantes.

Para complementar os estudos referentes à dinâmica de fluidos computacional recomenda-se a consulta de Smiths (2006), por conter uma revisão muito completa sobre simulações numéricas de escoamentos em motores de combustão interna.

A turbulência no interior de um cilindro é importante porque possibilita o aumento da taxa de combustão. Martins (2005) faz uma revisão da turbulência no interior do cilindro, onde refere que há três formas de produzir turbulência no motor de combustão interna: movimentos de *swirl*, *tumble* e *squish*. Divide os fenómenos turbulentos em função da sua escala espacial em macro turbulência e micro turbulência. Os três tipos de movimentos acima referidos são considerados macro turbulência. A micro turbulência é muitíssimo importante na estabilidade da combustão, e pode existir a dois níveis, sob a forma de micro vórtices e a nível molecular. Cunha (2011) também aborda este tema e refere que na zona da vela de ignição apenas deve haver micro turbulência e não devem ocorrer grandes movimentos da mistura durante a ignição. Também afirma que a velocidade de propagação da chama é proporcional à turbulência e que esta por sua vez é proporcional à velocidade de rotação do motor e à velocidade do pistão.

Com o propósito de completar esta revisão bibliográfica relativamente à turbulência no interior dos cilindros dos motores de combustão interna importa salientar dois marcos importantes na história de motores de combustão interna bem-sucedidos por terem sido pioneiros nos efeitos de turbulência no interior dos cilindros usando o design dos coletores de admissão e do posicionamento das válvulas, Taulbut (2016), nota 26 revista por Mike Costin. O primeiro desses efeitos é o movimento *swirl* (redemoinho), um movimento em espiral em torno do eixo do cilindro, concebido por Harry Weslake em 1948, para o motor do Jaguar XK 120 a que chamou “*axial flow*”. Na figura 97 apresenta-se uma representação esquemática do efeito em espiral do movimento *swirl* no interior do cilindro conseguido graças ao encurvamento da conduta de admissão, repare-se no pormenor do *offset* da conduta de admissão. Todavia este efeito parece ter sido inspirado no trabalho realizado em 1914 por Hesselman para a Swedish Atlas Co em motores Diesel para submarinos. O segundo efeito a merecer atenção é o movimento *tumble* (cambalhota) um movimento circular em torno de um eixo perpendicular ao eixo do cilindro, um efeito de movimento circular parecido a uma cambalhota ou aos saltos acrobáticos de um ginasta que é intensificado quando se faz a compressão da mistura. Este efeito surge pela primeira vez em 1965 no motor Cosworth FVA, figura 98, de 4 cilindros em linha com 4 válvulas por cilindro projetado por Keith Duckworth. No ano seguinte construiu o motor Ford Cosworth DFV com 8 cilindros em V, que veio a ser o motor mais ganhador de toda a história da fórmula 1. Keith Duckworth apelidou inicialmente este efeito de “*barrel turbulence*” pois associou este efeito ao movimento de rebolar. A terceira forma de produzir turbulência é o movimento *squish*

(esguicho). O movimento de *squish* consiste no efeito de esmagamento do escoamento de gás no final do curso de compressão, o fluido assim esmagado é forçado a dirigir-se da periferia da cabeça do pistão para o centro da câmara de combustão. Este efeito começou a ser usado em motos de competição com bons resultados logo desde o início. Os termos de *swirl*, *tumble* e *squish* serão usados doravante nesta tese pois também são usados na bibliografia escrita em português.

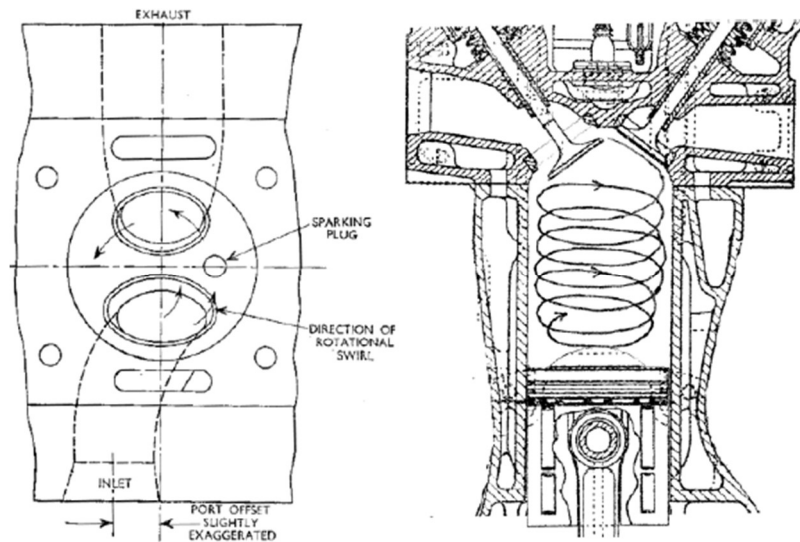


Figura 97 Pormenor do movimento *swirl* no motor do Jaguar XK 120. Taulbut (2016)

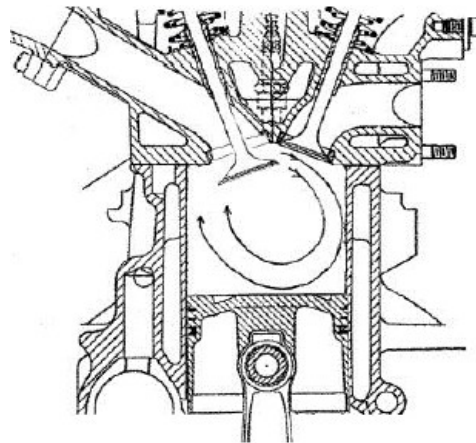


Figura 98 Pormenor do movimento *tumble* no cilindro do motor Cosworth FVA. Taulbut (2016)

4.2. Software a utilizar

Devido à necessidade de investir muito dinheiro para obter resultados experimentais, tem-se investido cada vez mais na área da modelagem matemática e simulação numérica de forma a obter resultados satisfatórios de uma forma muito mais barata. A este método dá-se o nome de Dinâmica dos Fluidos Computacionais ou CFD (Computational Fluid Dynamics).

Para se poder estudar o escoamento dentro da câmara de combustão é necessário um programa que consiga resolver as variáveis existentes no regime turbulento através de um modelo matemático de turbulência. Nesse sentido escolheu-se um programa de CFD denominado Ansys Fluent Inc. Este programa permite usar uma ferramenta chamada “In-Cylinder” feita especialmente para estudar motores de combustão interna.

4.3. Equações de Governo

A análise de um escoamento ao nível físico passa por interpretar e traduzir as leis de conservação, nomeadamente as de massa, energia e em particular a de quantidade de movimento, Campos (2013). A resolução das equações diferenciais que descrevem estes fenómenos é possível utilizando métodos numéricos que calculam aproximações às referidas equações. Neste cálculo é possível discretizar as equações no espaço e no tempo resolvendo depois as equações algébricas com recurso a métodos numéricos para obter a solução do sistema de equações.

Antes de entrar nos detalhes das equações de conservação e de estado, é necessário fazer várias suposições acerca dos fluidos. A primeira é que um fluido se comporta como um meio contínuo. Outra hipótese necessária é que todas as variáveis dependentes tais como pressão, velocidade, massa volúmica, temperatura, etc., sejam diferenciáveis. Cunha (2011).

Oliveira e Lopes (2010) abordam este tema referindo que para descrever o comportamento de um escoamento e o seu efeito sobre as fronteiras que o restringem é necessário conhecer em todo o domínio a distribuição de um certo número de variáveis dependentes. Tipicamente estes problemas têm pelo menos 5 incógnitas, três componentes do vetor velocidade e duas propriedades termodinâmicas, assumindo como verdadeiro o postulado de estado que pressupõe que as restantes variáveis termodinâmicas se podem determinar a partir destas duas. Para determinar essas incógnitas os investigadores dispõem de 3 leis básicas, a lei da conservação de massa (equação da continuidade) a lei de conservação da quantidade de movimento (a segunda lei de Newton), lei da conservação de energia (primeira lei da termodinâmica). De sublinhar que a segunda lei de Newton enquanto equação vetorial produz três equações escalares. Conclui-se portanto que temos 5 incógnitas e 5 equações, se for necessário conhecer uma terceira propriedade termodinâmica é preciso recorrer à equação de estado do fluido, isto é 6 incógnitas e 6 equações e assim sucessivamente. Há no entanto casos em que o número de equações é inferior ao número de incógnitas, como é o caso das tensões de Reynolds para escoamentos turbulentos, o que exige o recurso a hipóteses adicionais designadas por modelos de turbulência, que geralmente são de natureza empírica, cuja função é a de substituir as equações em falta. Embora se possa questionar o seu valor, revelam-se indispensáveis ao fecho matemático do problema.

Para tornar mais fácil a aplicação destes princípios é fundamental considerar as condições-fronteira adequadas, tais como as condições de temperatura e aderência, condições de fluxo (ex.: calor) e condições iniciais, Oliveira e Lopes (2010). Também é necessário considerar um domínio definido por um volume arbitrário finito, chamado volume de controlo, confinado por uma fronteira designada por superfície de controlo. O domínio deve ser subdividido em volumes elementares, suficientemente pequenos para que no seu seio as propriedades do fluido sejam relativamente homogêneas, quase como se tratasse de uma partícula homogênea onde sejam válidas as equações de governo do escoamento. Daí a necessidade de gerar a malha e estendê-la a todo o domínio como se verá mais adiante. A utilização das leis básicas no âmbito da perspectiva teórica referida no início desta secção pode ser canalizada para a formulação de equações diferenciais, das quais se poderão obter distribuições espaciais e temporais das variáveis dependentes, tais como distribuições de velocidade, de pressão, de temperatura, de vorticidade, etc., Oliveira e Lopes (2010).

Para um escoamento turbulento, é necessário adicionar termos às equações de Navier-Stokes pois como se viu, de outra maneira os resultados não seriam representativos da realidade. Estes termos têm como base variáveis estatísticas devido ao facto de num escoamento turbulento haver um movimento do fluxo bastante desordenado e por vezes aparentemente caótico. Para além disso utiliza-se o conceito de fluido Newtoniano, ou seja, um fluido em que cada componente da tensão de corte é proporcional ao gradiente de velocidade na direção normal a essa componente. A constante de proporcionalidade é a viscosidade dinâmica, Alves (2011).

As equações de Navier-Stokes são um conjunto de equações diferenciais parciais que traduzem a relação entre as três variáveis mais preponderantes na descrição de um escoamento, nomeadamente: a pressão, p , o vetor velocidade, u , e a temperatura, T .

A dinâmica de fluidos baseia-se em três princípios físicos:

Princípio da conservação da massa (lei da continuidade);

Princípio da conservação da quantidade de movimento (Segunda Lei de Newton);

Princípio da conservação da energia (Primeira lei da Termodinâmica).

Para um fluido newtoniano compressível em regime transiente, a forma geral das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia na forma cartesiana é a seguinte, White (1991):

Sendo a equação 4.1 para a conservação de massa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (4.1)$$

onde u_i é a componente do vetor velocidade na direção i . O primeiro termo representa a variação temporal da massa volúmica e o segundo é o termo advectivo que descreve a quantidade de massa que atravessa a superfície de controlo.

A equação para a quantidade de movimento mostra-se na equação 4.2.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} \quad (4.2)$$

onde o primeiro termo do lado esquerdo representa a variação com o tempo da quantidade de movimento por unidade de volume, o segundo termo representa o fluxo advectivo de quantidade de movimento por unidade de volume, o primeiro termo do lado direito da igualdade representa a força que atua sobre o volume devido ao campo de pressão, enquanto o segundo termo está associado à difusão molecular de quantidade de movimento por unidade de volume, podendo também ser interpretado como uma força de atrito viscoso. Para um fluido Newtoniano, τ_{ij} é o tensor das tensões viscosas.

A equação da conservação da energia é dada pela equação 4.3.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} u_i^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \left(h + \frac{1}{2} u_i^2 \right) \right] + q_j - u_i \tau_{ij} = 0 \quad (4.3)$$

onde: e é a energia interna, h a entalpia e q_j o fluxo de calor. O tensor das tensões viscosas τ_{ij} , está relacionado com o tensor das taxas de deformação, S_{ij} , para um fluido isotrópico Newtoniano na forma, equação 4.4.

$$\tau_{ij} = 2\mu \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (4.4)$$

Por sua vez S_{ij} é dado pela equação 4.5.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4.5)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido e δ_{ij} é o delta de Kroneker, que toma o valor 1 se $i=j$ e o valor 0 se $i \neq j$.

Nos escoamentos de fluidos compressíveis, as equações de estado asseguram a ligação entre a equação de conservação de energia e as equações conservação de massa e de conservação de quantidade de movimento. A equação de estado para a pressão é a equação de estado dos gases ideais (perfeitos), equação 4.6, sobretudo quando a massa volúmica é um fator a levar em consideração.

$$p = \rho R T \quad (4.6)$$

onde R é a constante particular do gás ou mistura gasosa, para o caso do ar vale 287 J/kgK e T é a temperatura.

Para a temperatura-a equação de estado é a da energia interna, equação 4.7.

$$e = c_v T \quad (4.7)$$

onde c_v é a capacidade térmica mássica a volume constante

O fluxo de calor por condução, q_j é definido pela equação de Fourier, equação 4.8.

$$q_j = -k_t \frac{dT}{dx_j} \quad (4.8)$$

onde k_t é a condutividade térmica.

Os modelos de turbulência têm como objetivo prever os efeitos da turbulência para um determinado fluido. Para isso são utilizados conjuntos de equações e de relações que visam determinar as correlações turbulentas desconhecidas que surgem a partir dos valores médios das variáveis do processo.

Existe também uma relação direta destes modelos com o conceito de viscosidade turbulenta. Ao contrário da viscosidade absoluta, esta viscosidade é uma característica que depende exclusivamente das condições do escoamento. Assim ao estudar a turbulência um escoamento, podem-se ignorar os vórtices de pequena escala focando-se então o cálculo no movimento de grande escala, onde segundo Brederode (2014) a viscosidade turbulenta, equação 4.9, representa o transporte e o fluxo de menor escala a dissipação de energia.

$$\mu_t = \rho v_t l_m \quad (4.9)$$

onde μ_t é a viscosidade turbulenta, ρ a massa volúmica, v_t a escala de velocidade característica do escoamento, l_m a escala de comprimento característica do escoamento.

Os modelos de turbulência são utilizados para regimes em que o escoamento do fluido é turbulento, ou seja, para números de Reynolds normalmente superiores a 2500, em que o número de Reynolds é definido pela equação 4.10.

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (4.10)$$

onde v é a velocidade, D_h uma dimensão característica do escoamento.

Peter Bradshaw, citado por Brederode (2014), define turbulência como o movimento tridimensional dependente do tempo no qual o estiramento de vórtices faz com que as flutuações de velocidade se estendam a todos os comprimentos de onda, entre um mínimo determinado pelas forças viscosas e um máximo determinado pelas condições de fronteira do escoamento. É o estado usual do movimento de fluidos exceto para baixos números de Reynolds.

Este tipo de escoamento apresenta as seguintes características:

- flutuações tridimensionais e aleatórias (vorticidade) em torno de um valor médio, tornando-se assim num regime não estacionário.
- a turbulência é originada pelas forças de inércia excessivas que geram instabilidades não amortecidas pela difusão molecular, fazendo com que cresçam e obtenham a forma de vórtices turbulentos.
- grande difusividade, o que implica uma grande capacidade de mistura induzida pelos vórtices de maior dimensão.
- instabilidade e irregularidade no espaço e no tempo.

- números de Reynolds elevados (relação entre forças de inércia e forças viscosas).
- altamente rotacional.
- dissipativo. A energia é convertida em calor devido à ação de tensões viscosas associadas aos vórtices de menor dimensão.
- vórtices de grande ou pequena dimensão podem coexistir no mesmo volume de fluido sobrepondo-se ao escoamento médio.
- períodos de oscilação das flutuações estão relacionados com a dimensão dos vórtices.

Apesar de todas estas características o escoamento turbulento está de acordo com os mecanismos da mecânica dos meios contínuos. O fenómeno de turbulência não é uma característica dos fluidos mas sim do escoamento.

Para prever o escoamento são usadas três aproximações para o estudo da turbulência: a DNS (*Direct Numerical Simulation*), a LES (*Large Eddy Simulation*) e as RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*).

DNS (*Direct Numerical Simulation*)

Esta aproximação resolve as equações de Navier-Stokes através das escalas de comprimento de Kolmogorov e sem usar nenhum modelo de turbulência. Segundo a teoria de Kolmogorov de 1942 os turbilhões dentro dos escoamentos possuem uma altura compreendida entre L e η_k , onde L representa a maior escala do escoamento (imposta pela geometria do escoamento, como por exemplo o diâmetro típico de um cilindro) e η_k representa a menor escala do escoamento (imposta pela viscosidade do fluido, conhecida como escala de Kolmogorov). Esta escala é definida pela equação 4.11.

$$\frac{L}{\eta_k} \sim Re^{3/4} \quad (4.11)$$

Como a turbulência é um fenómeno tridimensional assume-se então a equação 4.12.

$$\left(\frac{L}{\eta_k}\right)^3 \sim Re^{9/4} \sim N \quad (4.12)$$

onde N é o número de pontos da malha.

Sendo assim, num escoamento turbulento a malha numérica aumenta. Portanto, quanto maior for o número de Reynolds maior será o número de pontos, de cálculos e de tempo despendido, pois na aproximação DNS todas as escalas de turbulência são simuladas, o que faz com que seja necessário garantir que a resolução de malha seja suficiente pequena para captar as menores escalas de turbulência, Lima (2013). A tabela 6, realizada por Leschziner (1988) apresenta bem o custo numérico desta aproximação. Posto isto, pode-se dizer que a DNS necessita de uma grande capacidade computacional, o que faz com que não seja muito prático.

Tabela 6 Custo numérico do DNS

<i>Re</i>	6 600	20 000	100 000	10 ⁶
<i>N</i>	2 x 10 ⁶	40 x 10 ⁶	3 x 10 ⁹	15 x 10 ¹²
<i>Tempo</i>	37 horas	740 horas	6.5 anos	3000 anos

RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes)

Nesta aproximação só é necessário resolver os efeitos da turbulência no escoamento médio, colocando-se assim de lado os detalhes das flutuações turbulentas. Estas flutuações poderiam ser de pequena escala e alta frequência tornando-se muito dispendiosas computacionalmente.

Ao desprezar as pequenas escalas, torna-se necessário utilizar modelos de turbulência estatísticos baseados nas equações da média temporal de Reynolds de forma a determinar, em termos de quantidades conhecidas, as variáveis adicionais provenientes das equações modificadas dos modelos.

No método Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS) as propriedades do escoamento são decompostas num valor médio e numa flutuação relacionada com a turbulência. Com o emprego desta estratégia de decomposição em todas as propriedades do fluxo consegue-se uma equação para resolução do escoamento médio por meio de uma média temporal das equações de Navier-Stokes.

Segundo Reynolds, a velocidade instantânea segundo uma dada direção, u_i , num escoamento turbulento pode ser decomposta em duas componentes, uma componente média, \bar{u}_i e uma componente de flutuação u'_i , de acordo com a equação 4.13.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (4.13)$$

Esta decomposição pode ser também estendida a outras variáveis do escoamento, sendo que para uma variável escalar ϕ , esta decomposição é dada pela equação 4.14.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.14)$$

Uma vez aplicada esta decomposição às equações de Navier-Stokes, (equações 4.1 e 4.2) fica-se então com as equações RANS, equações 4.15 e 4.16:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.16)$$

De notar que estas equações têm a mesma forma geral que as equações originais, com a diferença das variáveis do escoamento serem agora médias do tempo.

Na equação 4.16 surge um termo adicional que representa os efeitos da turbulência designado tensor das tensões de Reynolds, $\frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u'_i u'_j})$. Este termo é a quantidade a modelar no modelo de turbulência e é o único que contém termos flutuantes.

De forma a modelar o tensor das tensões de Reynolds utiliza-se a hipótese de Boussinesq. Esta hipótese assenta numa suposta similaridade entre os efeitos da turbulência e da viscosidade do fluido sobre o escoamento. Assume-se também que a viscosidade turbulenta representa o efeito da turbulência no escoamento. Sendo assim relacionam-se as tensões de Reynolds com os gradientes da velocidade média, equação 4.17.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.17)$$

Onde k é a energia cinética turbulenta.

Uma outra hipótese a considerar é a da difusidade turbulenta. Nesta hipótese os fluxos de Reynolds de um escalar estão linearmente relacionados ao gradiente escalar médio, equação 4.18.

$$-\rho u'_i \phi' = \Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \quad (4.18)$$

onde Γ_t é a difusidade turbulenta, que deve ser prescrita e relaciona-se com a viscosidade turbulenta μ_t , através da relação dada pela equação 4.19.

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (4.19)$$

sendo Pr_t o número de Prandtl turbulento.

As equações 4.17, 4.18 e 4.19 representam os termos da flutuação turbulenta das variáveis principais se a viscosidade turbulenta for conhecida.

Esta aproximação RANS permite um baixo custo computacional desde que se conheça a viscosidade turbulenta. Em contrapartida tem a desvantagem de se basear num argumento que não é estritamente verdadeiro, pois considera-se a viscosidade turbulenta como sendo uma quantidade escalar isotrópica.

O modelo $k-\varepsilon$, referido por Heuert e Khatchatourian (2007), relaciona a viscosidade turbulenta com a energia cinética turbulenta e a dissipação viscosa através da equação 4.20. De referir que esta equação resulta da manipulação da equação 4.9.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.20)$$

onde $C_\mu = 0.09$ é uma constante para elevados números de Reynolds, k a energia cinética turbulenta e ε a taxa de dissipação viscosa. A energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação viscosa calculam-se através de equações de transporte propostas em 1974 por Launder e Spalding. As equações propostas para o modelo *standard* $k-\varepsilon$ baseiam-se na compreensão das

mudanças que os processos mais relevantes causam nestas variáveis. Assim para a energia cinética turbulenta tem-se a equação 4.21.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \rho \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (4.21)$$

Por sua vez para a taxa de dissipação viscosa é válida a equação 4.22.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \rho \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \quad (4.22)$$

onde, o primeiro termo das equações se refere à taxa da variação temporal de k ou ε , o segundo refere-se ao transporte de k ou ε por convecção, o terceiro refere-se transporte de k ou ε por difusão, o quarto termo refere-se à taxa de produção de k ou ε e finalmente o quinto e último termo refere-se à taxa de destruição de k ou ε .

Por sua vez os coeficientes difusivos são dados pelas equações 4.23 e 4.24:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (4.23)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (4.24)$$

Enquanto a taxa de produção de energia cinética turbulenta é dada pela equação 4.25:

$$P_k = \mu_t \left(-\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.25)$$

Nas equações 4.20 e 4.24 as constantes, σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ e $C_{\varepsilon 2}$ valem 1,00; 1,30; 1,44 e 1,92 respectivamente. De referir que σ_k , σ_ε , são o número de Prandtl turbulento para k e ε respectivamente.

4.4. Modelos de Turbulência

Existem vários modelos de turbulência disponíveis. Por isso torna-se necessário proceder à sua classificação. A primeira classificação tem a ver com a dependência da viscosidade, assim há modelos que dependem da viscosidade turbulenta e modelos de segunda ordem. Neste estudo consideram-se apenas os modelos com viscosidade turbulenta.

Os modelos de viscosidade turbulenta por sua vez dividem-se em três grandes grupos: os modelos com zero equações de transporte, tais como o modelo do comprimento de mistura de Prandtl; os modelos com uma equação de transporte tal como o LES e o Spalart Almaras; os modelos com duas equações de transporte, tais como a família de modelos k- ε e a família de modelos k- ω . Há ainda a considerar o modelo das 7 equações, o chamado modelo das tensões de Reynolds que é considerado o modelo mais completo, mas no entanto é o que requer mais recursos, Ansys (2009) e Bakker (2002).

Um dos modelos mais populares com uma equação é o LES (*Large Eddy Simulation*) ou método de Simulação de Grandes Escalas. Os modelos que se referem a seguir ao LES são modelos de duas equações em que há uma equação para a energia cinética turbulenta (k), que representa a variação das flutuações na velocidade. A outra equação, segundo Kolmogorov (1942), deverá ser para a dissipação (ϵ) ou para a taxa específica de dissipação (ω), que quantificam a taxa à qual se dá a dissipação das flutuações da velocidade.

Os modelos de duas equações podem-se agrupar em duas grandes famílias: a família dos modelos k - ϵ e a família dos modelos k - ω . A família dos modelos k - ϵ apresenta três modelos: *Standard* k - ϵ , *RNG* k - ϵ e *Realizable* k - ϵ . Por sua vez a família de modelos k - ω também apresenta três: *Standard* k - ω , *SST* k - ω e *SST*, Lima (2013) e Ansys (2015).

O modelo *standard* k - ϵ utiliza duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta e outra para a taxa de dissipação da turbulência tal como já foi referido. O modelo *RNG* k - ϵ é um refinamento do modelo *standard* k - ϵ , com a particularidade de ser derivado diretamente a partir das equações de Navier-Stokes instantâneas, usando uma técnica matemática denominada por *Renormalization Group Method* (RNG). Por sua vez o modelo *Realizable* k - ϵ é um desenvolvimento recente do modelo *standard* k - ϵ com uma nova formulação para a viscosidade turbulenta e uma nova equação de transporte para a dissipação

O modelo *standard* k - ω utiliza uma versão modificada da equação de transporte de k da usada no modelo k - ϵ e uma outra equação de transporte para a taxa de dissipação específica. O modelo *SST* k - ω *Shear Stress Transport* (SST) é uma variante do modelo k - ω . Este é uma combinação dos modelos *standard* k - ω e k - ϵ , sendo que o primeiro é aplicado para zonas próximas de parede e o segundo para as zonas mais afastadas da parede. Por último o modelo *Transition SST* é baseado no modelo *SST* k - ω , onde são resolvidas duas equações de transporte adicionais, o que faz com que possa ser considerado um modelo de 4 equações.

4.4.1. Modelo LES (*Large Eddy Simulation*)

Este método é considerado como uma metodologia intermediária entre a Simulação Numérica Direta (DNS), onde não existe modelação, e a simulação via equações médias de Navier-Stokes (RANS). Foi desenvolvido para escoamentos com altos números de Reynolds.

Certos escoamentos turbulentos contêm uma ampla escala de comprimento e tempo, onde os movimentos de grande escala são muito mais energéticos do que os de pequena escala.

Esta metodologia centra-se na filtragem das equações de Navier-Stokes de forma a decompor as variáveis do escoamento em duas escalas: a grande escala, onde as equações são resolvidas diretamente e a pequena escala, onde as equações são modeladas por serem mais homogêneas e isotrópicas, ver figura 99. Na escala das pequenas estruturas é utilizado uma largura de filtro que se torna numa função da malha. Assim as estruturas turbulentas que são menores do que a resolução da malha são modeladas por modelos sub-malha.

Com estas duas escalas pode-se dividir a velocidade numa média local espacial e nas flutuações em torno desta média. As equações filtradas de Navier-Stokes governam a evolução do movimento das grandes escalas transportadoras de energia. A transferência líquida de energia, dos grandes turbilhões para os pequenos turbilhões, funciona com uma dissipação para as grandes estruturas. Essa energia consumida não retornará e conseqüentemente o modelo da sub-malha deverá ser dissipativo, Borges (2007).

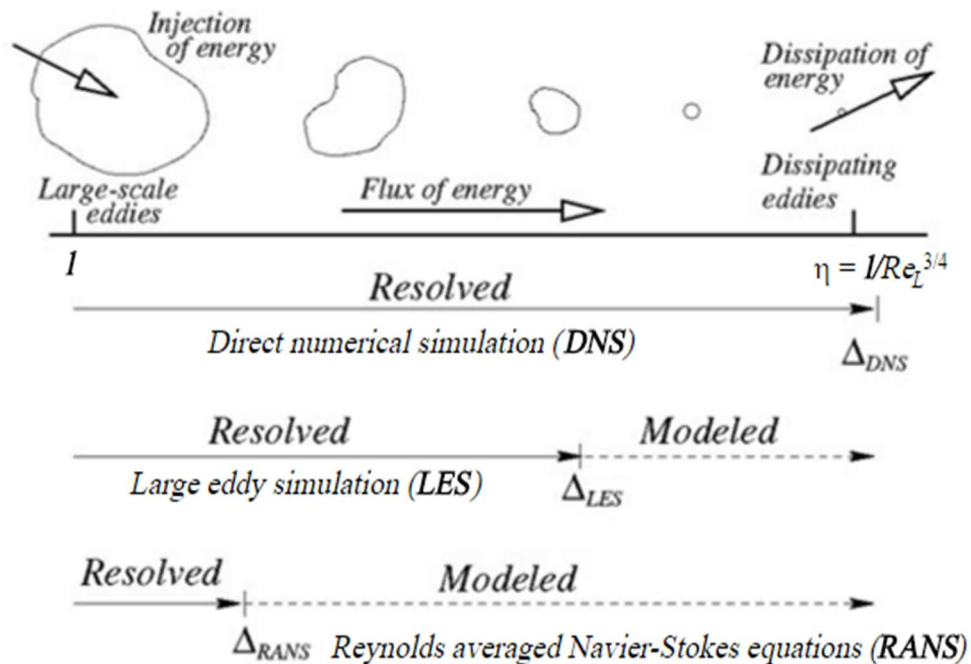


Figura 99 Pequenas e grandes escalas de turbulência e métodos de previsão. Bakker (2002)

Com tudo isto, podemos concluir que, de uma maneira geral, a metodologia LES tem a grande vantagem de simular diretamente os grandes vórtices e de não precisar de malhas demasiado finas. É por isso indicada para elevados números de Reynolds pois, nesses casos, a concentração de grande parte do transporte do movimento e energia e outros escalares está nos grandes vórtices, Borges (2007).

Em contrapartida, existe alguma dificuldade em especificar as condições iniciais do escoamento e as condições de fronteira Rutland (2003). Em escoamentos complexos é requerido uma grande resolução nas proximidades da parede onde as tensões da sub-malha são fornecidas pelo modelo da sub-malha tornando o tempo de cálculo exageradamente grande. Tal como a maioria dos modelos o LES não consegue reproduzir corretamente essas tensões de corte, pois não possui resoluções suficientemente finas junto as paredes, Jiménez e Moser (1998).

4.4.2. Metodologia k- ϵ standard

Este modelo RANS sugere que a turbulência consiste em pequenos turbilhões que são continuamente formados e dissipados, e no qual os tensores de Reynolds são assumidos como proporcionais à média dos gradientes de velocidade.

Este modelo é capaz de fornecer estas variáveis através de duas equações de transporte (k) e (ϵ) para posteriormente calcular a viscosidade turbulenta.

Apesar destas duas equações de transporte, o modelo tem dificuldades em resolver as situações em que o fluxo do escoamento se encontra junto das paredes. Isto deve-se a vários fatores, nomeadamente, Ansys (2015):

- O campo de velocidades médias ser afetado nas paredes devido à existência da condição de não-deslizamento.
- O amortecimento viscoso junto das paredes faz com que haja uma redução da velocidade tangencial das flutuações, que por sua vez induz um bloqueio cinemático nas flutuações normais.
- À medida que o escoamento flui para a parte externa da zona junto à parede, existe um incremento rápido da turbulência pela produção de energia cinética turbulenta devido aos grandes gradientes na velocidade média.

A região próxima da parede pode ser dividida em duas camadas como se pode observar na figura 100. A região mais próxima da parede é conhecida como subcamada viscosa, onde predomina a viscosidade (molecular) e o escoamento é laminar. A parte mais superior é conhecida por camada logarítmica onde predomina a turbulência. Existe ainda uma região situada entre estas duas camadas chamada região de mistura.

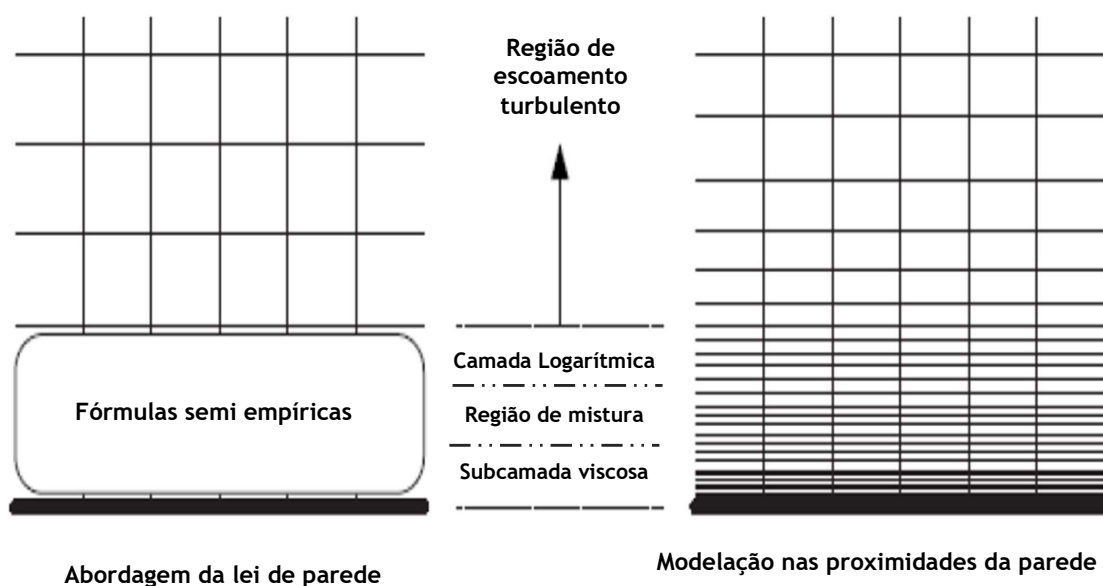


Figura 100 Abordagem da lei de parede e modelação próxima à parede. Adaptado de Ansys (2009)

O modelo utiliza as leis de parede para resolver a influência dos efeitos viscosos e dos números de Reynolds bastante baixos. Deste modo, as equações do modelo k-ε standard tornam-se inválidas na vizinhança das paredes e são substituídas pelas leis de parede.

Existem duas formas de se utilizar as leis de Parede, Smiths (2006):

1. Através de utilização de fórmulas semi-empíricas de modo a formar uma “ponte” entre a região da parede e a região onde o escoamento é totalmente turbulento (*Wall Functions*).
2. Através de uma aproximação que modificará o modelo de turbulência de forma que a região afetada pela viscosidade molecular seja resolvida até à parede (*Near-wall Modelling*).

Visto que a segunda opção requer malhas numéricas muito refinadas nestas zonas, o tempo de cálculo aumenta, por isso utiliza-se normalmente a primeira opção. Com esta opção não é necessário que o modelo de turbulência efetue os cálculos com as equações k-ε na zona afetada pela viscosidade molecular. Nas zonas próximas da parede o modelo utiliza as leis de parede, figura 101, o que permite poupar recursos computacionais e obter da mesma forma bons resultados.

Ao utilizar as leis de parede a velocidade média, U^* , é dada pela equação 4.26

$$U^* = \frac{1}{k_{vK}} \ln(Ey^*) \quad (4.26)$$

onde a velocidade adimensional e a unidade adimensional de parede são dadas respetivamente pelas equações 4.27 e 4.28.

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (4.27)$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (4.28)$$

em que: k_{vK} é a constante de von Karman ($k_{vK}=0,4187$), E , uma constante empírica ($E=9,793$), U_p , a velocidade média do fluido no ponto P, k_P , a energia cinética turbulenta no ponto P, y_P , a distância da parede ao ponto P. A unidade de parede adimensional, y^* , é a distância entre a parede e centróide da célula da malha numérica adjacente à parede.

A lei logarítmica para a velocidade média é válida para as situações onde $30 < y^* < 300$. No Fluent esta lei é usada para $y^* > 11,225$. Nas células adjacentes à parede onde $y^* < 11,225$, o Fluent aplica a relação tensão deformação laminar dada pela equação 4.29.

$$U^* = y^* \quad (4.29)$$

De realçar que no programa Fluent, as leis da parede para a velocidade média e temperatura são baseadas na unidade de parede, y^* , em vez de $y^+ \equiv \rho \mu_t y / \mu$. Estas quantidades são aproximadamente iguais em camadas limite turbulentas, Ansys (2003).

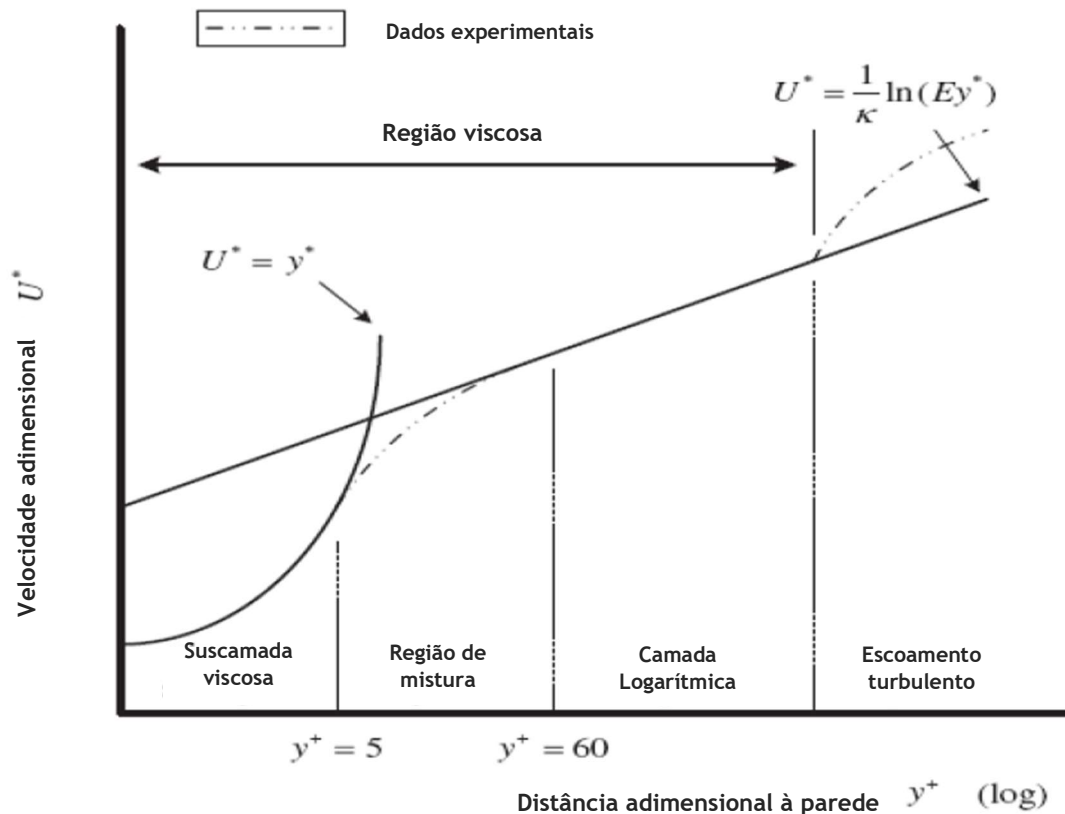


Figura 101 Perfil da distribuição da velocidade nas proximidades da parede. Adaptado de Ansys (2009)

Este método de duas equações $k-\epsilon$ é muito utilizado, pois tem uma formulação bastante simples e permite que seja utilizado numa vasta gama de escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos, sendo só necessário alterar ligeiramente os seus coeficientes consoante o caso em estudo. Pode-se considerar este modelo bastante fiável, pois tem um grau de precisão aceitável e é bastante económico em termos de tempos de cálculo, Ansys (2009). Este modelo não necessita de especificações que sejam dependentes do campo do escoamento, tais como o comprimento de mistura ou o cálculo da distância à parede. Para além disso com o uso adequado das leis de parede pode ser aplicado em toda a camada limite incluindo a região viscosa, Ansys (2015).

Em contrapartida, este modelo é limitado para escoamentos com baixas escalas de turbulência envolvendo geometrias complexas. Nos escoamentos com elevadas tensões, os tensores de Reynolds podem tornar-se negativos, Ansys (2003). Apresenta por vezes uma excessiva produção de “ k ” em regiões com grandes taxas de deformação (por exemplo perto de um ponto de estagnação) resultando em previsões muito imprecisas. Também é sensível para escoamentos com grandes gradientes de pressão. É um modelo somente aplicável para regimes totalmente turbulentos, Ansys (2009).

4.4.3 Metodologia k- ω standard

Este é mais um modelo RANS de duas equações onde vão estar representadas as propriedades do fluxo turbulento através de duas equações de transporte. Portanto vamos ter uma equação para a energia cinética turbulenta “k” e uma equação para a taxa de dissipação específica “ ω ”, Wilcox (1998).

Este modelo tem grandes desempenhos, principalmente para escoamentos delimitados por paredes e para baixos números de Reynolds, Ansys (2009), e é caracterizado por antever escoamentos com taxas de difusão livres e poderá portanto ser aplicável a escoamentos delimitados por paredes e escoamentos livres. É um modelo muito simples, estável e não tem envolvida qualquer função de amortecimento devido à possibilidade de impor condições de fronteira de não escorregamento nas paredes. Permite também a sua aplicação em toda a camada limite incluindo o domínio da região viscosa sem modificações adicionais. Não exige também o cálculo da distância da parede, Kok (1999).

Por outro lado, este modelo não prevê corretamente o comportamento da turbulência quando se aproxima da parede. É sensível aos valores ω na corrente livre e por isso torna-se também extremamente sensível às condições de fronteira e de entrada para escoamentos internos. As separações são normalmente previstas muito cedo e de maneira excessiva, Kok (1999).

4.5. Escolha do modelo k- ϵ

Pode afirmar-se que não existe um modelo de turbulência que seja melhor que os outros para todos os tipos de problemas. A escolha de um modelo depende de várias considerações, tais como a física do escoamento em causa, a prática estabelecida para uma classe específica de problemas, o nível de precisão pretendido, os recursos informáticos existentes, o tempo disponível para as simulações e por último os objetivos da simulação numérica, Santos (2009).

O modelo LES, para além de ser usado principalmente para altos números de Reynolds em regime turbulento (o que não é o caso deste projeto), tem também algumas desvantagens importantes relativamente ao modelo k- ϵ , como a necessidade de modelos de sub-malha que requerem grandes resoluções junto às paredes, altos custos numéricos, necessidade de códigos excessivamente precisos, dificuldades em simular escoamentos onde grande parte de toda a energia não esteja grandes nos turbilhões, etc.

O modelo k- ω tem uma grande desvantagem sobre o modelo k- ϵ , devido aos seus cálculos na camada limite serem sensíveis aos valores de ω no fluxo livre. Isto faz com que seja muito sensível quanto às condições de fronteira na entrada, em caso de fluxos internos. Para além disso, ao contrário do modelo k- ϵ , que pode utilizar a lei das paredes para prever o

comportamento da turbulência junto à parede, o modelo $k-\omega$ necessita de uma grande resolução junto às paredes para prever corretamente este comportamento.

Neste projeto pretendeu-se simular o enchimento do motor para ficar a conhecer a eficiência volumétrica e ficar com uma ideia genérica do comportamento do escoamento no interior do cilindro para compreender as prestações do motor, o seu nível desempenho e desenvolver o motor de forma segura, por isso a simulação ocorreu em cold flow.

Com base nas comparações feitas entre os diversos modelos acima citados e ponderadas as características de um cada escolheu-se o modelo $k-\epsilon$. Para além disso este modelo é relativamente simples de estruturar e não envolve grandes tempos de cálculo, as suas desvantagens e limitações são bem conhecidas e há bastante prática na sua utilização. Também pesou na decisão o facto de ser um dos mais citados na bibliografia em vários estudos semelhantes de motores de combustão interna, bem como uma variedade de outros escoamentos industriais onde se obtiveram resultados de boa qualidade, tais como Santos (2009), Alves (2011), Gonçalves (2014) só para citar alguns estudos deste grupo de trabalho.

No próximo capítulo apresenta-se a simulação numérica com base no modelo $k-\epsilon$ em cold flow.

Capítulo 5 Simulação numérica

Um dos desafios mais importantes dos investigadores, projetistas e engenheiros, tal como já foi referido anteriormente é o de conhecer o comportamento do escoamento no interior do cilindro e das condutas de admissão e de escape recorrendo à simulação numérica. Esse conhecimento é fulcral para desenvolver o motor e melhorar o seu desempenho.

Para conseguir atingir esse propósito descreve-se em primeiro lugar neste quinto capítulo a forma como se criou o modelo numérico do motor recorrendo ao programa informático CAD CATIA V5 com a correspondente decomposição no ANSYS DESIGN MODELER. Posteriormente efetuou-se a simulação numérica do motor em *cold flow*, no programa informático ANSYS R15 - FLUENT, que permitiu fazer uma análise numérica do escoamento de fluidos no interior do motor e estudar a evolução dos parâmetros mais importantes de funcionamento do motor em função da velocidade de rotação, atribuindo-se especial destaque ao enchimento dos cilindros e ao estudo da turbulência com particular incidência na variação da energia cinética turbulenta, do *swirl*, do *tumble* e do *squish*. Por fim apresentam-se e discutem-se os resultados dos ensaios numéricos que descrevem o comportamento do fluido no interior do cilindro e das condutas de admissão e escape. A simulação numérica também permitiu a análise do enchimento dos cilindros através do cálculo da eficiência volumétrica.

5.1 Construção, decomposição e geração da malha do modelo numérico.

O passo inicial numa simulação numérica é a construção do modelo. Por isso descreve-se em primeiro lugar a forma como se criou o modelo numérico do motor recorrendo ao programa informático CAD CATIA V5 e como se procedeu à sua decomposição usando ANSYS DESIGN MODELER e posterior processo de geração de malha (*meshing*) do modelo.

5.1.1 Construção do modelo

O protótipo usado para esta simulação resulta da junção dos blocos de dois motores Robin EY15, tal como foi descrito no capítulo 2. Na figura 102 mostra-se o bloco de um dos motores originais onde já se encontram colocadas as guias de alinhamento, pronto para o acoplamento que deu origem ao motor de pistões opostos deste trabalho. Os blocos de ambos os motores foram unidos, após a remoção de ambas as cabeças de motor, resultando um motor monocilíndrico com dois pistões opostos no interior do cilindro e uma câmara lateral adjacente ao cilindro,

constituída pelo espaço existente no interior do espaçador e de duas juntas da cabeça, onde se encontram as quatro válvulas (duas de admissão e duas de escape). De referir que cada uma das válvulas de admissão se encontra face a uma das válvulas de escape.



Figura 102 Bloco do motor com câmara lateral adjacente ao cilindro e válvulas laterais.

O modelo deste protótipo que se apresenta na figura 103 foi delineado usando o *software* de CAD CATIA V5. O modelo apresentado corresponde ao volume interno do cilindro, da câmara lateral, e condutas de admissão e de escape, que constituem a zona de interesse para este estudo. Entre a cabeça da válvula e o assento respetivo, pode observar-se uma pequena folga de 0,2 mm criada para evitar problemas de geração da malha tal como se verá de seguida na subsecção 5.1.2. Após a construção do modelo verificou-se que a taxa de compressão medida é de aproximadamente 7, o que corrobora os valores medidos experimentalmente, apresentados na tabela 3 no capítulo 2.

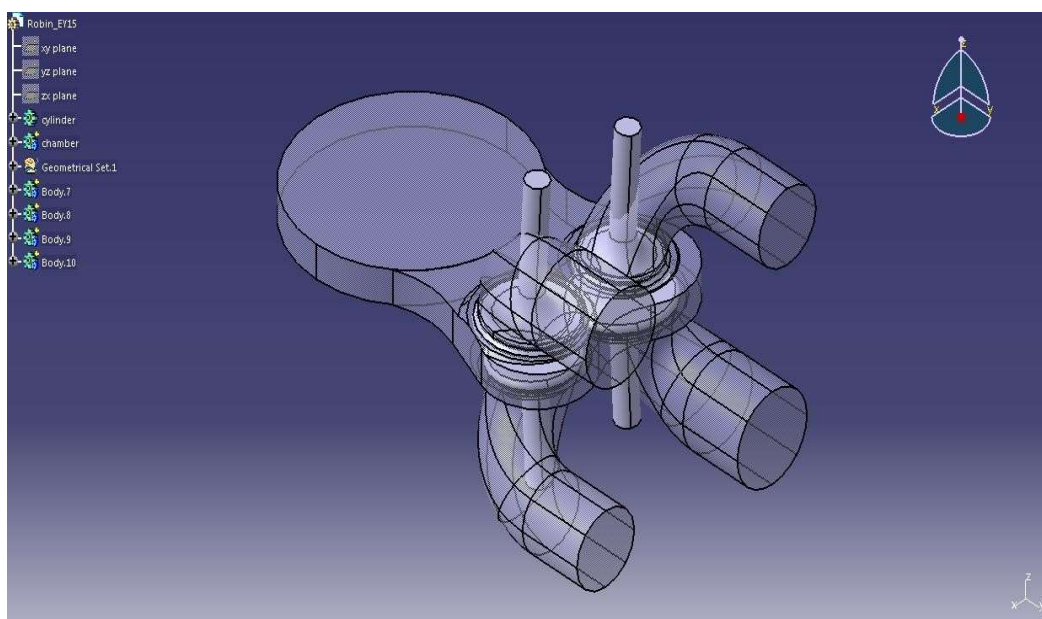


Figura 103 Domínio do modelo de motor, corpos das válvulas e respetivas portas (*ports*)

As medições da câmara de combustão foram feitas tendo em conta o uso do espaçador, cuja maquinagem se pode ver na figura 104 e das duas juntas de cabeça. As condutas de admissão e de escape foram construídas recorrendo a medições diretas. Nas figuras do anexo C apresentam-se em detalhe as medidas do domínio.



Figura 104 Espaçador usado para dimensionar o volume da câmara lateral no *in-cylinder*.

5.1.2 Decomposição do modelo

Com o intuito de simular o movimento alternativo dos órgãos móveis, tais como os pistões e as válvulas, foi necessário criar e/ou modificar certas zonas. Esta etapa corresponde à decomposição do modelo, que é feita no ANSYS DESIGN MODELER, depois de importar o arquivo (*file*) IGES do modelo construído no CAD CATIA V5.

Em primeiro lugar removeram-se do modelo todos os corpos das válvulas, uma vez que estes são corpos sólidos. Quando se remove um corpo sólido do volume, fica um espaço vazio com a mesma forma que as válvulas.

Após a remoção dos corpos sólidos, verificou-se que havia zonas onde havia a possibilidade de ocorrência de problemas de convergência da solução devido à qualidade da malha. Para melhorar a qualidade da simulação modificaram-se as propriedades da malha em quatro zonas. Nessas quatro zonas criaram-se corpos importantes designados por: *Inboard*, *Vlayer*, *Two Corners* e *Bottom port*:

Inboard - O *Inboard* é o corpo cilíndrico que envolve a zona da haste da válvula acima da respetiva cabeça. Isso permite ao gerador da malha (*mesher*) criar uma malha mais refinada nesta zona. Com uma malha mais refinada, o FLUENT pode usar a função *Layering*, que é muito mais económica do ponto de vista do custo computacional, quando

comparada com a função de reconstrução da malha (*remeshing*). Na figura 105 podem observar-se mais detalhes sobre este corpo.

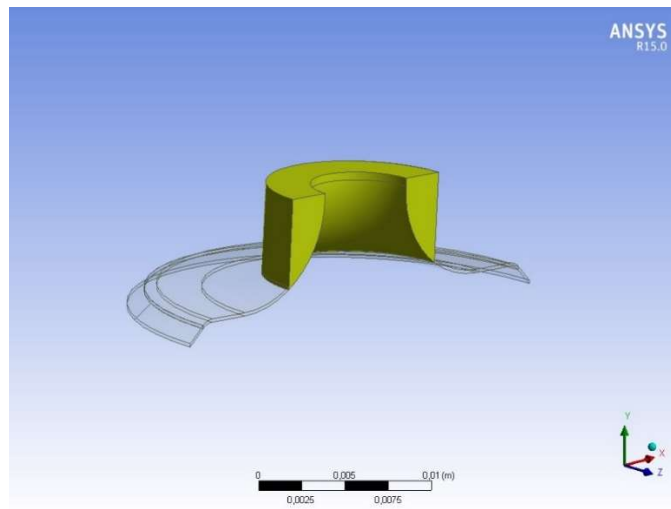


Figura 105 Representação em corte do corpo *inboard* (zona destaca a verde amarelado)

Vlayer - O *Vlayer* tem a mesma finalidade que o *Inboard*. O *Vlayer* é o volume definido logo acima da cabeça da válvula, de forma a garantir uma folga mínima entre a cabeça da válvula e o respetivo assento como se pode observar com mais detalhe na figura 106, ou seja o espaço anteriormente mencionado em 5.1.1. A válvula não pode estar em contato direto com o respetivo assento, porque é necessária a existência de uma folga mínima entre a válvula e o seu assento de modo a garantir a criação da malha, pois esta não pode ser gerada a partir do nada, ou seja, de uma superfície sem espessura. Desta forma este corpo é aqui colocado para constituir a base a partir da qual se pode gerar a malha, neste caso, uma ou várias camadas de células para iniciar o movimento da válvula, sem enfrentar problemas de malha ou de divergência, dificuldades que surgem com frequência durante os cálculos numéricos.

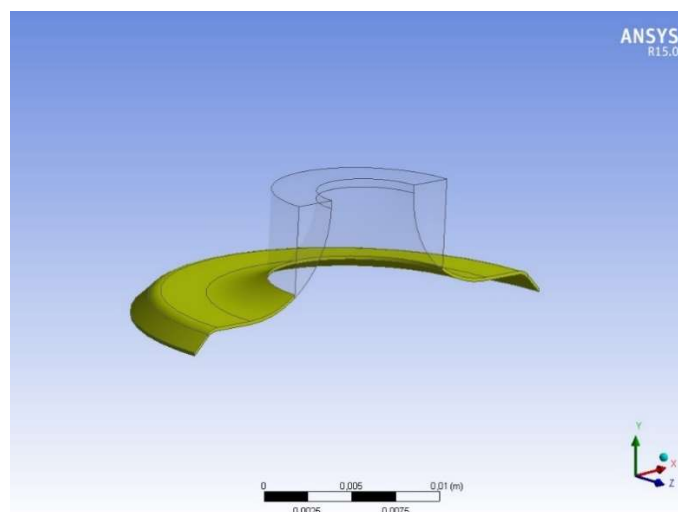


Figura 106 Representação em corte do corpo *Vlayer* (zona sombreada a verde amarelado)

Two Corners - A câmara gerada pelo conjunto do espaçador e juntas da cabeça tem também duas áreas que causam problemas de geração da malha, os “Two Corners” (dois cantos) da câmara lateral adjacente ao cilindro, como se pode ver no corpo resultante ilustrado na figura 107. Ambos os “cantos” foram discretizados em separado do restante domínio com a finalidade de melhorar a malha nestes volumes, mas no entanto mantiveram-se no mesmo corpo da câmara. Isto permitiu definir determinadas características nesses corpos e ainda continuar a ter os mesmos parâmetros do resto da câmara.

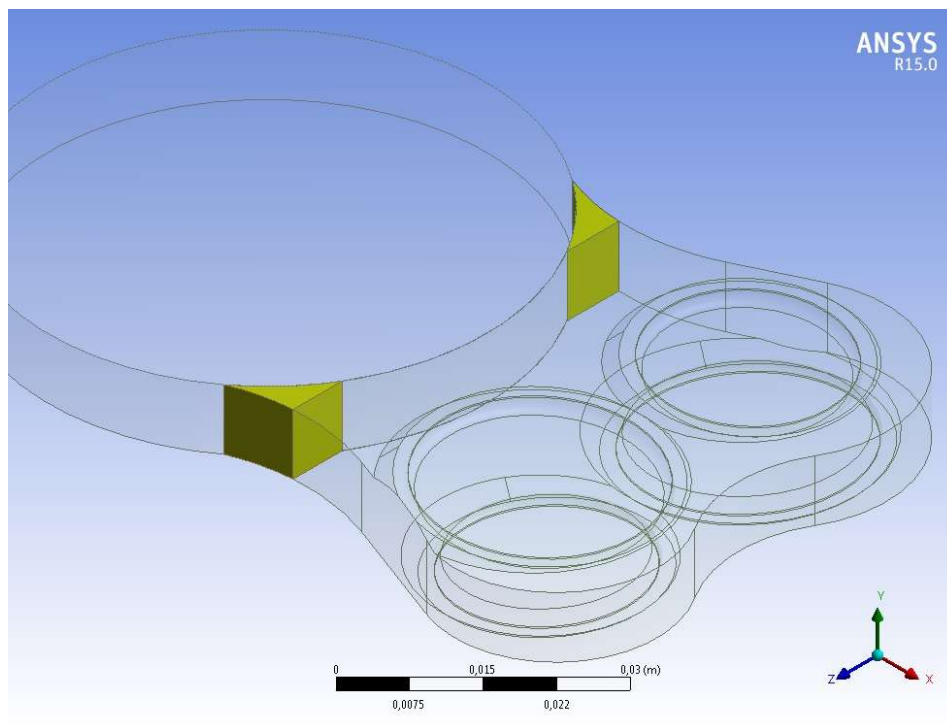


Figura 107 Vista da câmara onde se destacaram ambos *two corners* (cantos) sombreados a verde.

Bottom port - O mesmo sucede com todas as interfaces entre a válvula e a conduta. A zona mais próxima da cabeça da válvula é separada do resto da conduta para depois melhorar a malha nessas zonas. Observe-se a figura 108 para ter uma visão mais detalhada do corpo. Na figura pode ver-se que corpo vlayer está localizado sob o corpo sombreado. Também por razões de geração de malha, os corpos criados em ambas as condutas de escape não foram definidos como o mesmo corpo do resto das condutas, o que leva à necessidade de criar uma interface entre os dois corpos.

Por último, atribuíram-se designações a todas as faces ou superfícies e corpos ou zonas selecionadas, com a finalidade de melhorar o trabalho, uma vez que há um total de 88 faces e

zonas. A nomenclatura usada para atribuir a designação às diferentes faces e corpos é idêntica à usada por Gonçalves (2014), embora a geometria do motor não seja a mesma.

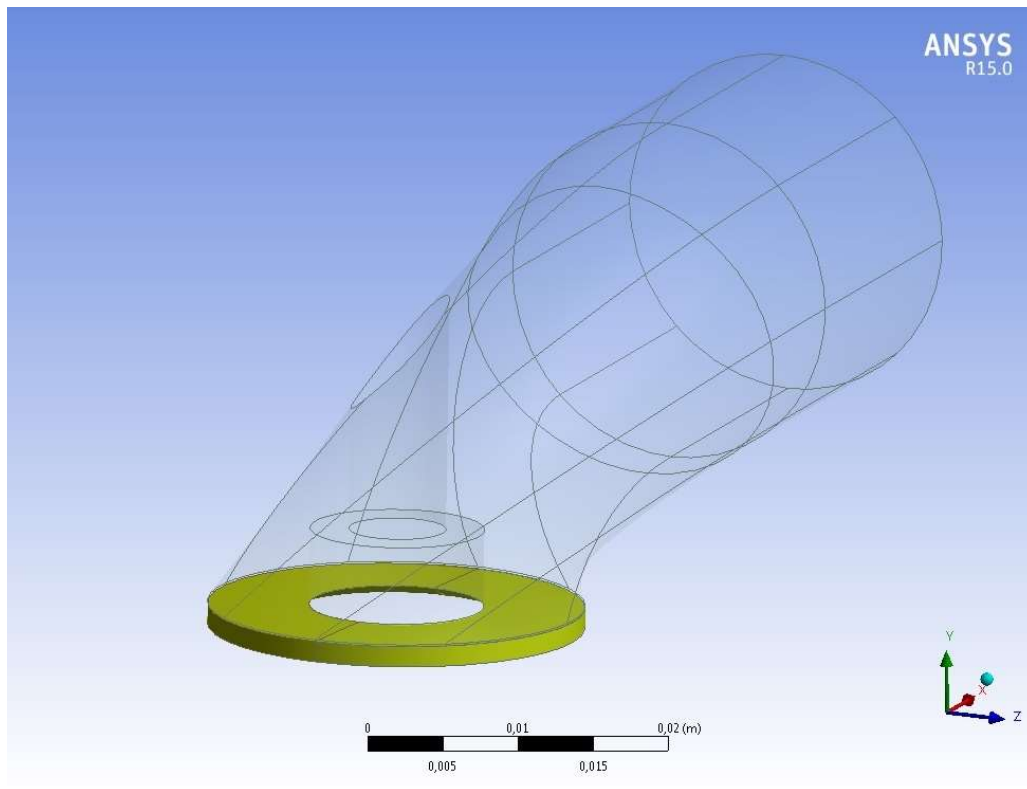


Figura 108 Vista da decomposição da porta (*port*). O *Bottom port* sombreado a verde amarelado.

5.1 3 Geração da malha

A geração da malha é possivelmente um dos fatores mais importantes em simulações CFD, já que a qualidade da malha está diretamente relacionada com a qualidade, precisão dos resultados e custos computacionais, Gonçalves (2014). Nesta subsecção descreve-se o modo como se gerou a malha.

No *software* ANSYS ICEM CFD é comum começar a processo de geração da malha pela definição das configurações gerais e só depois se definem as configurações locais mais específicas. Isso permite ao utilizador ter uma ideia geral das zonas que precisam de mais atenção e onde é necessário refinar a malha. Usa-se um tamanho de referência (*Reference Size (RS)*) para calcular os parâmetros de malha para cada zona, esses valores apresentam-se na tabela 23 do Anexo D1. Neste caso, o valor de tamanho de referência é obtido usando o raio de válvula de escape, R_{ev} . A tabela 24 do Anexo D1 apresenta as configurações gerais usadas para este caso.

Localmente, pode-se fazer muito para melhorar a qualidade da malha, especialmente quando se está em presença de corpos cilíndricos. O *software* ANSYS ICEM CFD tem um grupo de métodos de geração da malha que pode melhorar extraordinariamente a malha, dependendo do tipo de malha exigida e formato de zona. Quando na presença de corpos com superfícies curvas (*sweepable*) é possível usar o *Sweep Method*, para gerar uma malha estruturada de alta

qualidade, tal é o caso dos *vlayers*, cilindro, *bottom ports* (parte inferior da porta) e *corners* (cantos). As Tabelas 25, 26, 27, 28 e 29 do anexo D1 apresentam as modificações da malha local realizados em cada corpo.

Para concluir refira-se que a malha tem um total de 1622412 células e 518640 nodos. No entanto esses valores aumentam devido ao movimento dos pistões e de todas as quatro válvulas. As figuras 109 e 110 mostram a configuração final da malha. As tabelas 7 e 8 mostram as dimensões da malha padrão aconselháveis para obter uma boa qualidade da malha ANSYS (2014). Por sua vez a tabela 9 apresenta as dimensões de malha com boa ortogonalidade.

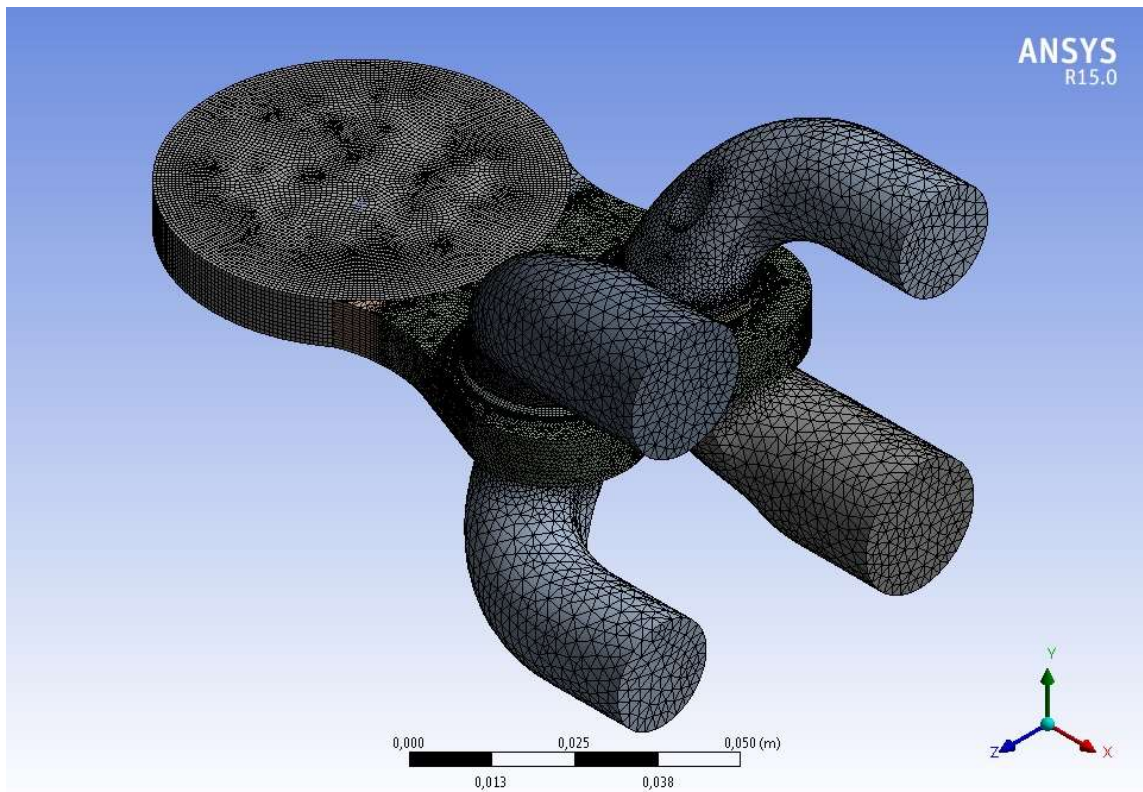


Figura 109 Vista geral da malha do domínio

Tabela 7 Gama de valores de enviesamento (*skewness*) da malha

Mesh skewness metrics spectrum					
Excellent	Very Good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0 - 0,25	0,25 - 0,50	0,50 - 0,80	0,80 - 0,94	0,95 - 0,97	0,98 - 1,00

Tabela 8 Gama de variação das métricas de ortogonalidade da qualidade da malha

Orthogonal quality mesh metrics spectrum					
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very Good	Excellent
0 - 0,001	0,001 - 0,14	0,15 - 0,20	0,20 - 0,69	0,70 - 0,95	0,95 - 1,00

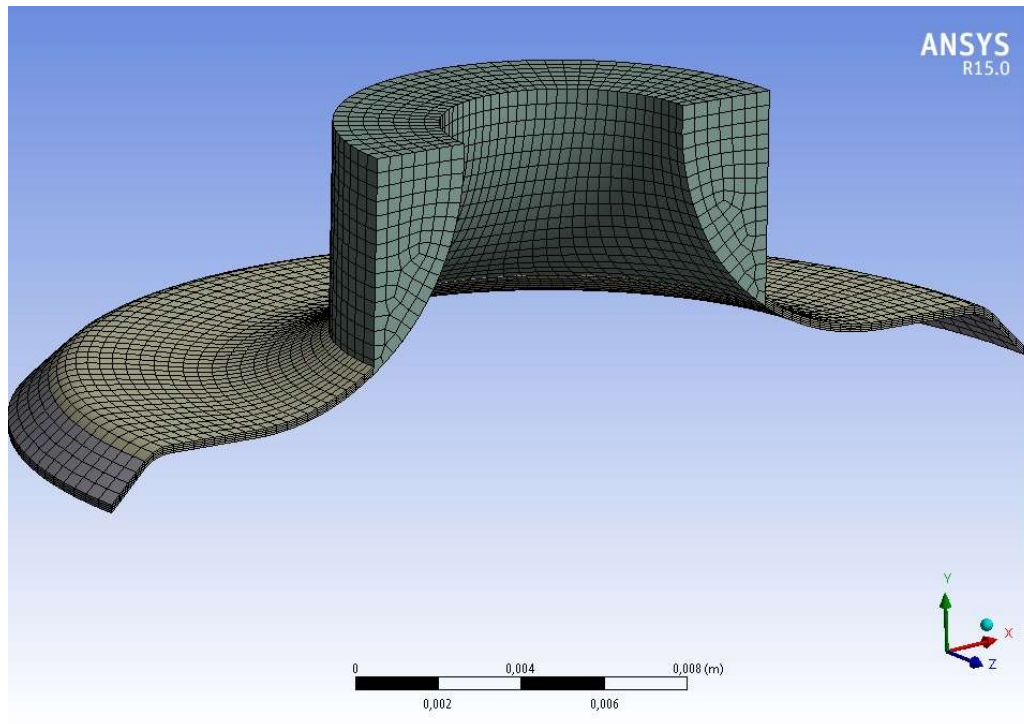


Figura 110 Detalhe em corte da malha no *Vlayer* e *Inboard*.

Tabela 9 Dimensões da malha

Measured Mesh Metrics		
Aspect Ratio	Minimum	1,013
	Maximum	16,877
Skewness	Minimum	$2,52348 \times 10^{-6}$
	Maximum	0,84776
Orthogonal Quality	Minimum	0,23245
	Maximum	0,99998

5.2 Configuração da solução - simulação numérica

Nesta subsecção, apresenta-se o processo de configuração da solução, de modo a constituir potencialmente um guia para a simulação deste tipo de motores. No presente estudo utilizou-se o *software* CFD ANSYS 15 - FLUENT.

5.2.1 Generalidades

Depois de carregar a malha faz parte das boas práticas verificar em primeiro lugar a qualidade da malha cujos parâmetros se podem observar na tabela 10, bem como averiguar a existência de volumes de célula negativos. A *Orthogonal quality* e *equivolume skewness* (qualidade da ortogonalidade e enviesamento do equivolume) são mais relevantes e os seus valores foram

apresentados na secção 5.1.3, a secção precedente. Não foram detetadas células com volume negativo.

Tabela 10 Qualidade da malha do Fluent

Mesh Quality Parameters	
Minimum Mesh Quality	0,232446
Maximum Cell Squish Index	0,767554
Maximum Cell Equivolume Skewness	0,847765
Maximum Aspect Ratio	32,4896
Minimum Expansion Ratio	0,157532

Nesta simulação usa-se o *pressure-based solver* (solver baseado na pressão), com formulação absoluta de velocidade e tempo transiente. O *pressure-based solver* permite a solução do algoritmo de Navier-Stokes baseado na pressão, ANSYS (2015). A escolha do solver depende principalmente do estudo de caso, desde que ambos os *solvers* difiram na forma como a continuidade, quantidade de movimento e energia são resolvidos. O *pressure-based solver* usa-se principalmente para escoamentos incompressíveis e ligeiramente compressíveis, enquanto o *density-based solver* (solver baseado na massa volúmica) é usado para escoamentos altamente compressíveis.

Considerou-se o fluido estudado como sendo ar com o comportamento da massa volúmica de um gás ideal, uma vez que tanto a temperatura como a pressão a afetam a massa volúmica do fluido. Para a variável calor específico usa-se a *piecewise-polynomial function* (função polinomial por partes). Mantiveram-se todos os valores por defeito e para além disso, a pressão manteve-se a 101325 Pa.

5.2.2 Modelos

No *Software* utilizado estão disponíveis entre outros os dois modelos a seguir:

Energy - permite o cálculo da transferência de energia/calor;

Viscous - o modelo *Standard k-ε* é usado para calcular o fluxo turbulento.

O modelo *standard k-ε* determina a escala de comprimento turbulento e a escala de tempo, resolvendo separadamente as duas equações de transporte. Este modelo ainda que seja semi-empírico, continua a ser considerado como muito robusto, económico, com precisão razoável para uma ampla gama de aplicações de escoamentos turbulentos, uma vez que as equações do modelo derivam de resultados experimentais.

5.2.3 Condições de fronteira

A definição correta das condições de fronteira constitui também um passo importante para a obtenção de resultados precisos. Dependendo do tipo de caso, devem ser aplicadas diferentes condições de fronteira. Este caso requer quatro tipos de condições de fronteira, interfaces, entrada, saída e paredes, tal como se descrevem de seguida:

Interfaces (Interfaces) - conforme se explicou na seção 5.1.2, criaram-se várias zonas. Sempre que uma zona tem uma superfície de contato em comum com a superfície da outra zona, é necessário considerar estas superfícies comuns como interfaces, a fim de permitir a continuidade do fluido através de cada zona.

Entrada (Inlet) - Podem ser usadas diversas condições de fronteira de entrada e dependendo do caso ou da informação disponível, deve escolher-se uma. Para o presente caso desconhecem-se parâmetros tais como a velocidade ou o caudal, mas o valor da pressão é conhecido. Além disso, este tipo de condição de fronteira é considerado apropriado para escoamentos incompressíveis e compressíveis, o que constitui uma mais-valia. Na tabela 30 do anexo D2 apresentam-se os detalhes das condições aplicadas para a pressão de entrada.

Saída (Outlet) - Habitualmente serve para melhorar a taxa de convergência quando ocorre refluxo, incompatível com as condições de saída. Na tabela 31 do anexo D2 apresentam-se os detalhes das condições aplicadas para a pressão de saída.

Paredes (Walls) - São consideradas paredes todas as superfícies sólidas, tais como: o cilindro, a câmara adjacente, a coroa do pistão, bem como as condutas de admissão e de escape (*ports*) e as cabeças das válvulas. Na tabela 32 do anexo D2 apresentam-se os detalhes das condições de temperatura aplicadas a cada parede.

5.2.4 Interfaces da malha e malha dinâmica

As interfaces da malha, tal como já foi referido, são necessárias para permitir a interação entre as diferentes zonas do domínio. Na tabela 33 do anexo D3 apresentam-se em detalhe as designações das interfaces da malha.

O passo mais relevante durante a fase de configuração é, sem dúvida, malha dinâmica (*Dynamic Mesh*). Esta função permite que os corpos se movam e adapta a malha aos mesmos evitando dessa forma a criação de células de volume negativo. Existem três métodos de malha que permitem que isto aconteça. A tabela 11 apresenta as configurações usadas para os três métodos:

Smoothing (Alisamento) - Tal como uma zona/parede se move ou deforma, também os nós da malha interior se movem, no entanto o número total de nós e a sua respetiva conectividade permanecem inalteráveis, agindo com o mesmo movimento de uma mola.

Layering (Estratificação) - Quando na presença de células prismáticas, tais como hexaédricas ou triangulares em forma de cunhas, as camadas de células podem ser adicionadas ou removidas, em função do movimento da fronteira adjacente. Este método funciona com base na altura da camada adjacente ao corpo em movimento. Quando a camada próxima à superfície em movimento se alonga, a camada divide-se, dando origem a duas camadas separadas. Quando a camada próxima à superfície em movimento se contrai, duas camadas adjacentes entram em colapso e fundem-se numa só camada.

Remeshing (reconstrução da malha) - Quando a malha é tetraédrica, usa-se normalmente, o *Smoothing Method* (método de alisamento ou suavização), porém quando há grandes deslocamentos (em comparação com o tamanho de célula local), a qualidade das células pode deteriorar-se consideravelmente, resultando em problemas que podem afetar o resultado da solução ou mesmo invalidar a malha. Para resolver esse problema, são aplicados métodos de reconstrução da malha tais como o *pin-points solver*, que avalia as células nocivas ou de volume negativo, com base no enviesamento (*skewness*) e tamanhos definidos nas configurações e tenta melhorá-los. Se as configurações de reconstrução da malha são satisfeitas, a solução continua para a próxima etapa com a nova malha, se não, a nova malha é descartada e a antiga é repostada e usada na etapa seguinte

Tabela 11 Parâmetros dos métodos de malha.

Mesh method		
Smoothing	Method	Spring/Laplace/Boundary Layer
	Spring Constant Factor	0,05
	Convergence Tolerance	0,001
	Number of Iterations	25
	Elements	Tet in Tet Zones
Layering	Laplace Node Relaxation	1
	Options	Ratio Based
	Split Factor	0,4
Remeshing	Collapse Factor	0,05
	Remeshing Methods	Local Cell & Region Face
	Minimum Length Scale	0,00024 m
	Maximum Length Scale	0,000841 m
	Maximum Cell Skewness	0,9
	Size Remeshing Interval	1

A opção *In-Cylinder* também está disponível. Esta opção permite que o modelo se comporte como um motor alternativo. É aqui que se definem alguns dos parâmetros de configuração tais como: a velocidade do motor, o raio da cambota e o comprimento da biela. Na tabela 12 podem ver-se com mais detalhe esses parâmetros. Como o *software* não permite o fecho completo das

válvulas, é necessário definir uma altura mínima de elevação. Esta função trava automaticamente o movimento da válvula imediatamente antes de atingir o respetivo assento quando a sua elevação é menor do que o valor da elevação mínima da válvula. Isso impede qualquer deformação da camada da malha entre a válvula e o respetivo assento. Definiram-se também as configurações (seleção dos eixos de rotação) sobre o movimento do escoamento tais como *swirl*, *tumble* e *squish*, tal como se mostra na tabela 13.

A opção *Events* é usada para definir certos eventos que devem ocorrer durante a simulação. Estes acontecimentos vão da abertura e fecho das válvulas, à alteração do *time-step* (passo do tempo) e dos fatores de relaxação (*Under-Relaxation Factors* (URF)). Para evitar o desperdício de tempo de cálculo, as zonas onde não ocorre qualquer movimento do fluido podem ser desativadas, tal como se verifica nas condutas de admissão e de escape. O *time-step* é reduzido 5° antes e depois do início do movimento de abertura ou de fecho das válvulas, e enquanto se mantêm abertas até ao seu fecho, devido às grandes variações que ocorrem no domínio nestes tempos, bem como os URF. Os pormenores da criação dos eventos definidos para a malha dinâmica mostram-se na tabela 34 do anexo D4.

Tabela 12 Parâmetros do *In-cylinder*

Parameters	
Crankshaft Speed	2000/2400/2800 3200/3600/4000 rpm
Starting Crank Angle	0 °
Crank Period	720 °
Cank angle Step Size	0,25 °
Crank Radius	0,023 m
Connecting Rod Length	0,083 m
Piston Pin Offset	0 m
Piston Stroke Cutoff	0 m
Minimum Valve Lift	0,0002 m

Tabela 13 Configurações do movimento do escoamento

Swirl Center Method	Cell Zones	Swirl Axis	Tumble Axis	Squish Axis
Center of Gravity	Fluid Cylinder	X=0	X=0	X=1
	Fluid Chamber	Y=1	Y=0	Y=0
		Z=0	Z=1	Z=0

Por último define-se o movimento das zonas de malha dinâmica. Para fazer isso, atribui-se um dos três tipos de malha dinâmica a cada uma das zonas do domínio. Os três tipos de malha dinâmica classificam-se como: *Stationary*, *Rigid Body* e *Deforming*

Stationary (Estacionária) - Este tipo de malha dinâmica só é necessário quando uma superfície adjacente a uma zona em movimento é estacionária. Os nós numa zona definida previamente como estacionária são excluídos quando os nós de posição são atualizados. Os detalhes das zonas estacionárias da malha dinâmica mostram-se na tabela 35 do anexo D5.

Rigid Body (Corpo rígido) Uma zona ou face sujeita a esta definição terá o comportamento de um corpo rígido. Neste caso, atribuem-se dois tipos de movimento, um para as válvulas e outro para os pistões. O movimento das válvulas é descrito por um arquivo, lido pelo *software*, que contém informação sobre o perfil de elevação das válvulas. Para os pistões, podem ser usadas duas funções de movimento que existem no *software*. As informações da malha dinâmica dos corpos rígidos mostram-se na tabela 36 do anexo D5.

Deforming (Deformando) - Usa-se a configuração *deforming* para as zonas ou superfícies que se deformam devido ao movimento dos outros corpos. Escolhem-se os parâmetros relativos ao enviesamento (*skewness*) máximo das células, e comprimento mínimo e máximo das células, com a finalidade de manter a qualidade da malha sobre essa zona. Na tabela 37 do anexo D5 mostram-se os parâmetros para a zona de fluido da câmara, nas zonas restantes não há necessidade de definir esses parâmetros uma vez que são adjacentes a corpos rígidos e, portanto, automaticamente têm uma malha *deforming*.

5.2.5 Métodos de solução e controlos

Nesta subsecção escolhem-se os métodos de solução que serão usados nos cálculos, assim como os controlos da solução.

No *FLUENT*, há quatro tipos de algoritmos disponíveis: o *SIMPLE*, o *SIMPLEC*, o *PISO* e o *COUPLED*; quando o *pressure based solver* se encontra acessível para calcular o *pressure-velocity coupling method* (método de acoplamento pressão-velocidade), todos os quatro estão acessíveis (Ansys 2015):

SIMPLE (*Semi Implicit Pressure Linked Equations*) - Opção padrão por defeito do Fluent é usada nos casos mais simples com pouca ou nenhuma complexidade, tais como o escoamento laminar e regime permanente. Este método baseia-se na hipótese de a velocidade obtida pela solução da equação da conservação da quantidade de movimento só irá satisfazer a equação da conservação de massa se o campo de pressão estiver correto.

SIMPLEC (*SIMPLE Consistent*) - Opção semelhante ao *SIMPLE* usada para escoamentos turbulentos mais complexos. Neste caso o *SIMPLEC* dispõe de uma taxa de convergência ligeiramente melhor que o *SIMPLE*. Com o intuito de melhorar a convergência o URF de correção da pressão varia geralmente entre 0,7 e 1,0.

PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) - Este algoritmo utiliza dois níveis de correção gerando uma solução mais precisa. Por isso é altamente recomendado para escoamentos transientes, com grandes ou pequenos passos de tempo e tem a capacidade de manter um cálculo estável para a pressão e o momento mesmo com elevados URF. Para uma melhor estimativa da correção do fluxo de massa numa dada iteração também se introduz uma correção associada à não ortogonalidade. Quando o algoritmo PISO está disponível, a opção *skewness correction* (correção do enviesamento) está acessível e recomenda-se que esteja ativa, especialmente quando estão presentes malhas com um maior grau de enviesamento. Para além disso, a *PISO neighbor correction* está disponível e pode ou não estar acessível, conforme o caso. Finalmente, o *skewness-neighbor coupling* deve ser desativado quando estão presentes malhas altamente enviesadas.

COUPLED - O algoritmo *COUPLED* é ligeiramente diferente das opções acima descritas, pois calcula simultaneamente tanto a pressão como a velocidade, desta forma, os resultados para os escoamentos em regime permanente são mais robustos e eficientes.

Pelos motivos acima mencionados, o algoritmo de *PISO* encontra-se ativo para o presente caso, com *skewness* and *neighbor correction* (correção do vizinho) também ativo enquanto o *skewness-neighbor coupling* (acoplamento enviesamento-vizinho) se mantém desativado.

De acordo com a discretização espacial, a cada variável deve ser atribuída um esquema (*scheme*), bem como um gradiente (*gradient*):

Gradient - estão disponíveis três opções: *Green-Gauss Cell Based*, *Green-Gauss Node Based* e *Least Squares Cell Based*. O *Green-Gauss Node Based* gradient é recomendado para malhas não estruturadas e enviesadas e é mais preciso do que o *Cell Based scheme*, o que conduz no entanto a um maior custo computacional. A opção *Least Squares Cell Based* também é muito precisa para malhas não estruturadas e muito superior ao *Cell Based scheme*, mas requer menos gastos de cálculo que o *Node-Based* gradient. Tendo em conta os objetivos do presente trabalho selecionou-se a opção *Green-Gauss Node Based*.

Pressão - a escolha do *pressure-interpolation scheme* exige o conhecimento prévio do tipo de problema em questão. Estão disponíveis cinco *schemes* (esquemas): *Linear*, *Standard*, *Second Order*, *Body Force Weighted* e *PRESTO!*. O *PRESTO!* é aconselhável para casos onde há escoamentos com alta velocidade de rotação, domínios fortemente curvados e elevados números de swirl. Por esses motivos o *PRESTO!* foi o *scheme* escolhido.

Massa volúmica, quantidade de movimento ou momento (*momentum*), energia, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação turbulenta - Estão disponíveis quatro opções para estas variáveis: *First Order Upwind*, *Second Order Upwind*, *QUICK* and *Third Order MUSCL*. A principal diferença entre os dois primeiros esquemas é a precisão dos

resultados apresentados, onde a *Second Order* se encontra em vantagem, especialmente para escoamentos complexos. Por outro lado a opção *First Order* dá origem a melhor convergência do que a opção *Second Order scheme*. Normalmente é possível começar a maioria dos casos com o *Second Order scheme* no entanto, se surgirem dificuldades de convergência, é aconselhável usar a opção *First Order*. Os dois últimos esquemas fornecem melhor precisão em certos tipos de escoamentos; o *QUICK* é normalmente aplicado a malhas hexaédricas e quadriláteras, enquanto *MUSCL* pode ser usado em todos os tipos de malhas. No presente caso, aplicaram-se *Second Order Schemes* (esquemas de segunda ordem) a todas as variáveis com exceção da taxa de dissipação turbulenta, onde se usou o *First Order scheme*, porque de um modo geral o *Second Order Scheme* é suficientemente preciso e o *QUICK scheme* não melhora significativamente a precisão.

A formulação de tempo (transiente) usa o *First Order Implicit Solver*.

Ambos os solvers (*pressure-based solver* e *density based solver*) utilizam os *URF* com o intuito de controlar a atualização das variáveis calculadas. Os *URF* irão influenciar o resultado de cada variável em cada iteração. Os fatores de sub e sobre relaxamento controlam a taxa de estabilidade e de convergência do processo iterativo. Os valores de cada *URF* variam entre 0,0 e 1,0, onde 0,0 tem pouca ou nenhuma influência na próxima iteração e 1,0 tem uma influência máxima na próxima iteração. Na tabela 14 apresentam-se informações mais detalhadas sobre os *URF* usados. Em algumas situações, tais como com comportamentos instáveis ou divergência, é necessário modificar esses valores. Se ocorrem grandes mudanças durante as simulações transientes, é aconselhável reduzir temporariamente os *URF*. Na tabela 15 apresentam-se informações mais detalhadas sobre os *URF* com os valores reduzidos.

Tabela 14 Valores *URF*

URF	
Pressure	0,3
Density	1,0
Body Forces	1,0
Momentum	0,5
Turbulent Kinetic Energy	0,4
Turbulent Dissipation rate	0,4
Turbulent Viscosity	1,0
Energy	1,0

Outra forma de melhorar a estabilidade da solução é definir os limites de solução (*Solution Limits*). Os limites de solução permitem ao utilizador definir um valor mínimo e um valor máximo de certas variáveis. Esta opção permite que caso a instabilidade ocorra durante os cálculos, cada variável não varie muito mais do que o esperado. Na tabela 16 apresentam-se os limites da solução.

Tabela 15 Valores *URF* reduzidos

URF	
Pressure	0,2
Density	1,0
Body Forces	1,0
Momentum	0,4
Turbulent Kinetic Energy	0,2
Turbulent Dissipation rate	0,2
Turbulent Viscosity	1,0
Energy	1,0

Tabela 16 Limites da Solução

Solution Limits		
Temperature	Minimum	250 K
	Maximum	5000 K
Pressure	Minimum	1000 Pa
	Maximum	5×10^{10} Pa

5.2.6 Monitores, solução inicial e atividades de cálculo

Na seção de monitores, é possível definir e criar ferramentas de monitorização para avaliar a convergência durante a simulação. O monitor dos valores residuais permite ao utilizador avaliar se a solução está a convergir ou não com base nos valores residuais. Estes valores são conhecidos como resíduos. Estes valores residuais decaem durante o cálculo para valores muito baixos, onde eventualmente deixam de variar. Considera-se que uma dada variável convergiu quando se atingem os valores previamente definidos. Todos os valores convergem quando atingem $1,0 \times 10^{-04}$, com exceção da energia, que converge quando o valor de $1,0 \times 10^{-06}$ é alcançado. Nas tabelas 17 e 18 pode observar-se a configuração do monitor. A convergência também depende grandemente das suposições iniciais (ver solução inicial).

O painel de inicialização da solução permite ao utilizador definir os valores iniciais do escoamento. Também é possível usar valores para cobrir diferentes zonas. A tabela 19 mostra os valores iniciais utilizados para este caso. Depois disso usa-se a *Standard Initialization* (inicialização padrão) com um quadro referência *Relative to Cell Zone* (relativo à zona de célula).

Tabela 17 Monitores de superfície

Monitor Name	Report Type	Surface Name	Frequency (in time steps)
Mass-Out	Mass Flow Rate	intf-exvalve1-ob-fluid-ch intf-exvalve2-ob-fluid-ch	4
Mass-In	Mass Flow Rate	intf-invalve1-ob-fluid-ch intf-invalve2-ob-fluid-ch	4

No anexo E define-se o movimento das válvulas com base no arquivo.prof, onde o perfil da elevação das válvulas está associado a um determinado ângulo de rotação da cambota. A figura 141 do referido anexo mostra o perfil do movimento elevação das válvulas.

Tabela 18 Monitores de Volume

Monitor Name	Report Type	Field Variable	Cell Zones	Frequency (in time steps)
Static-Pressure	Mass-Average	Pressure Static-Pressure	Fluid Cylinder Fluid-Chamber	4
Static-Temperature	Mass-Average	Temperature Static-Temperature	Fluid Cylinder Fluid-Chamber	4
Turb-Kin-Energy	Mass-Average	Turbulence Turbulent Kinetic Energy	Fluid Cylinder Fluid-Chamber	4
Skewness	Volume-Average	Mesh Cell Equivolume Skew	Fluid-Chamber	4

Tabela 19 Valores iniciais (*standard Initialization*)

Variable	Value	Patched Variable Value	Cell Zone
Gauge Prssure (Pa)	0	2200000	Fluid-Cylinder Fluid-Chamber
X-Velocity (m/s)	0	-----	-----
Y-Velocity (m/s)	0	-----	-----
Z-Velocity (m/s)	0	-----	-----
Turbulent Kinetic Energy (m^2/s^2)	0	-----	-----
Turbulent Dissipation Rate (m^2/s^3)	0	-----	-----
Tempertaure (K)	300	900	Fluid-Cylinder Fluid-Chamber
		440	Fluid-exvalve-port/vlayer/inboard

Para posteriormente se poder observar o que está a acontecer no motor, foram criadas soluções animadas. Isto foi necessário porque uma vez que a solução era transitória, caso os dados não fossem guardados em determinados passos de tempo, após a atualização da solução, esses dados iriam desaparecer. Foram criados três planos com a finalidade de visualizar melhor o que estava a acontecer: um plano de simetria, um plano transversal e um plano de perfil a passar

no meio dos planos das válvulas. Foram criadas soluções animadas da pressão estática, da temperatura estática, do número de Mach e da massa volúmica como veremos na próxima secção. Para além disso, procedeu-se periodicamente à guarda automática do arquivo de dados e caso. Nesta circunstância, ambos os arquivos eram guardados após 20 passos de tempo.

Finalmente, os cálculos completam-se com um total de 2960 passos de tempo, o que resulta em 720° de rotação da cambota, com um valor máximo de 50 iterações por cada passo de tempo.

5.3 Resultados

Na presente secção apresentam-se os resultados obtidos com a simulação numérica, realizada com o objetivo de estudar o escoamento no interior do cilindro e as trocas gasosas, durante um ciclo de trabalho, para os vários regimes de funcionamento do motor. No decurso deste estudo, analisaram-se diversas variáveis com a finalidade de verificar a viabilidade e eventual fiabilidade do novo motor: temperatura, pressão, caudal mássico e velocidade. Embora não existam dados relevantes para comparar com este tipo de motor, é legítimo assumir que as variações de pressão, de temperatura e de velocidade são semelhantes às de um motor convencional de combustão interna de ignição por faísca a quatro tempos.

Neste estudo de CFD com *cold flow* analisou-se o ciclo completo de funcionamento do motor de quatro tempos para 6 diferentes velocidades de rotação do motor: 2000, 2400, 2800, 3200, 3600 e 4000 rpm. Em todas as simulações de CFD iniciou-se o ciclo no ponto morto superior (PMS), no início do tempo de expansão com ambas as válvulas fechadas.

A variação de pressão no interior do cilindro, apresentada na figura 111, mostra como a pressão diminui gradualmente durante a expansão, fase em que ambos os pistões se deslocam para o ponto morto inferior (PMI), e quando abre a válvula de escape, a pressão no cilindro iguala a pressão atmosférica. O comportamento da pressão no interior do cilindro ocorre exatamente como se previa.

É possível observar durante o processo de escape um ligeiro aumento da pressão, devido ao aumento das perdas de carga na estreita passagem da câmara de combustão e condutas de escape enquanto os pistões empurram a massa de gases queimados para o exterior do cilindro. Este aumento da pressão devido às perdas de carga, nesta fase torna-se mais evidente com o aumento da velocidade do motor, tal como era espectável.

Quando a válvula de admissão abre a pressão diminui novamente, desta vez mais rapidamente, devido à existência de refluxo (entrada de gases de escape na conduta de admissão). Isto também pode ser visto na variação do caudal mássico em ambas condutas de admissão, como se verá mais adiante na figura 114, devido ao avanço da abertura das válvulas de admissão numa altura em que ambos os pistões ainda se deslocam em simultâneo para o PMS.

Finalmente, logo que as válvulas de admissão fecham, já depois do PMI, verifica-se um aumento significativo da pressão. Importa referir desde já que a pressão no final do ciclo não é a mesma que no início porque foi considerado na fase inicial um aumento de pressão devido ao calor resultante da ignição e consequente inflamação do fluido de trabalho. De sublinhar que, para todas as velocidades de rotação do motor, a variação de pressão é semelhante, com exceção da fase final do curso de escape, onde se verifica um ligeiro acréscimo de pressão com o aumento da velocidade de rotação do motor.

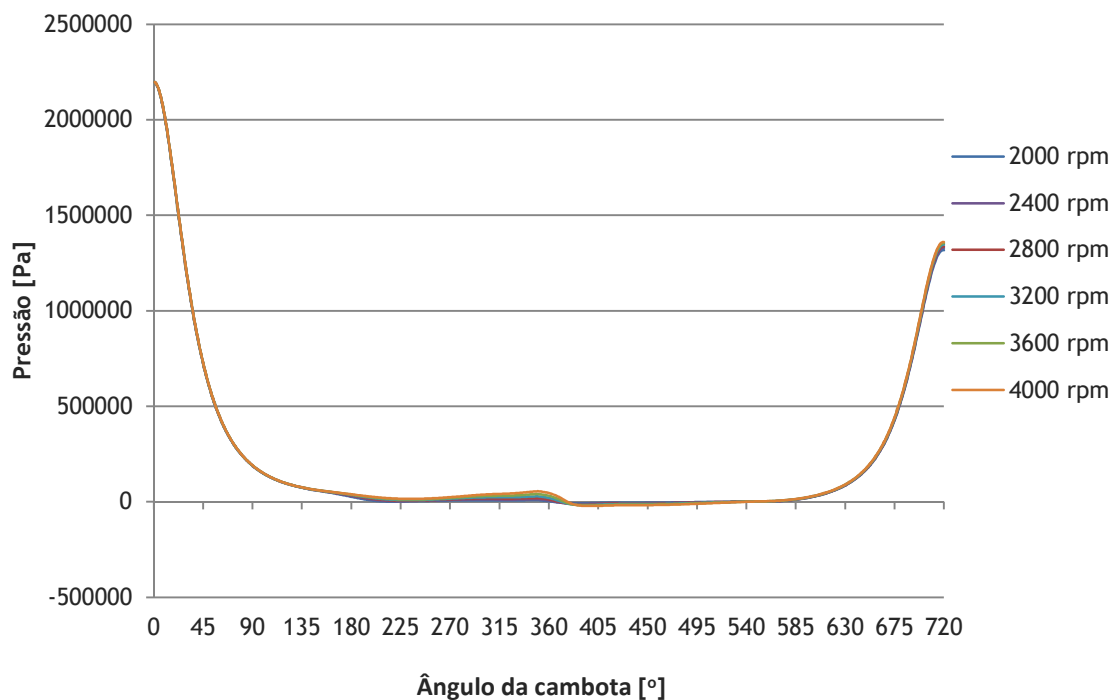


Figura 111 Variação da pressão no interior do cilindro em função do ângulo da cambota.

A variação da temperatura também tem um comportamento semelhante ao da pressão. Inicialmente verifica-se uma rápida diminuição do seu valor. Após essa redução constata-se um ligeiro aumento durante a fase final do curso escape (pelas mesmas razões da pressão), uma súbita diminuição quando a válvula de admissão abre e finalmente, um aumento de temperatura após o fecho da válvula de admissão durante a compressão. Na figura 112, é possível observar uma maior diferença de temperatura para as diferentes velocidades de rotação do motor durante a fase final do curso de escape, no entanto isso deve-se sobretudo a razões de escala. Nota-se de novo que a temperatura final do ciclo não é a mesma que a da suposição inicial, também pelas mesmas razões da pressão, uma vez que não foi adicionado o calor devido à ignição e correspondente inflamação do fluido de trabalho no final da fase de compressão.

Analisou-se também o escoamento através das secções de passagem das válvulas o que possibilitou o estudo dos caudais mássicos através das condutas de escape e de admissão. A figura 113 mostra a variação do caudal mássico que passa pelas secções das válvulas de escape.

O gráfico apresenta as curvas de variação do caudal mássico correspondentes a diferentes velocidades de rotação, através das válvulas de escape em função do ângulo da cambota, onde é possível identificar 3 pontos de inflexão. Pode observar-se que nos instantes iniciais da abertura da válvula de escape os gases aquecidos no interior do cilindro saem de forma muito rápida através da válvula de escape, devido à significativa diferença de pressão entre o interior do cilindro e as condutas de escape. Cerca do ponto morto inferior (PMI), aos 180°, há um ponto de inflexão na curva, devido sobretudo à inércia dos gases, uma vez que o pistão reduz sua velocidade, que chega a ser nula quando atinge a posição do PMI e inflete o seu movimento. O segundo ponto de inflexão ocorre no ponto de abertura máxima da válvula de escape (em torno de 250°). O terceiro e último ponto de inflexão é quase coincidente com o ligeiro aumento simultâneo da temperatura e da pressão, que também se pode traduzir numa redução da secção de passagem devido à menor elevação das válvulas de escape nesta fase do ciclo em que o pistão empurra os gases queimados para o coletor de escape. Para velocidades mais baixas verifica-se também um ligeiro refluxo nas condutas de escape.

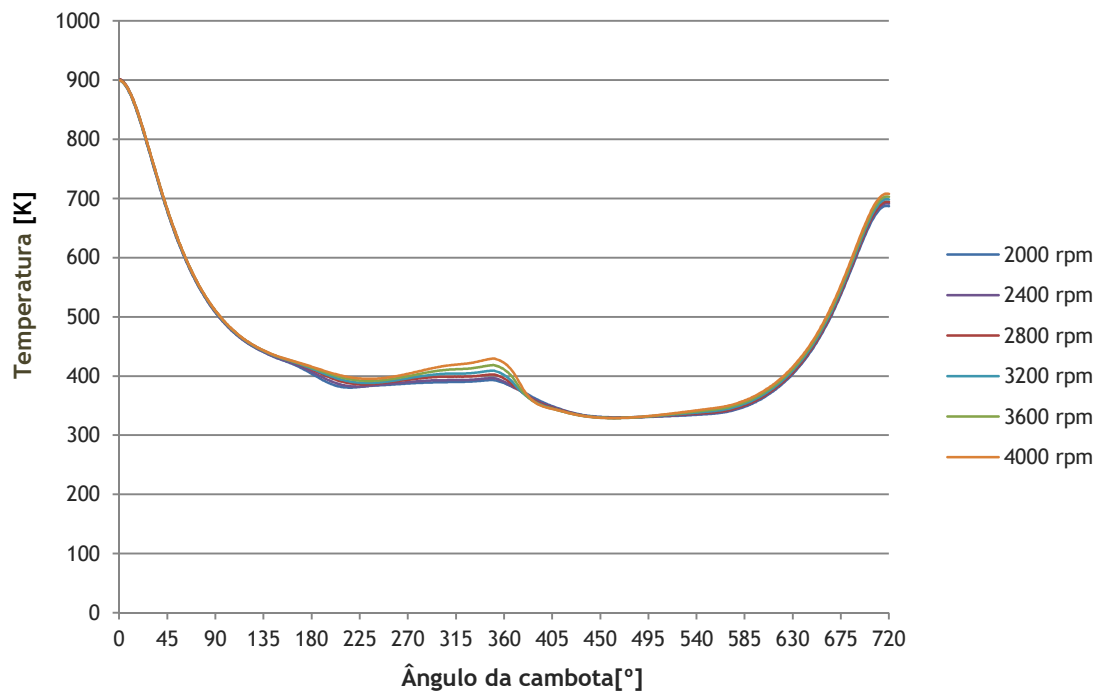


Figura 112 Variação da temperatura no interior do cilindro em função do ângulo da cambota.

Da análise do gráfico também se pode constatar que o caudal mássico aumenta com a velocidade de rotação do motor, tal como era expectável. A razão para isto acontecer está relacionada com o facto de a velocidades mais elevadas haver um maior número de ciclos por unidade de tempo, o que permite ao motor debitar um caudal mássico maior, apesar do intervalo de tempo de abertura das válvulas ser menor. O perfil das curvas dos caudais mássicos correspondente a cada uma das velocidades está de acordo com os outros perfis. Com base nos

tempos de abertura das válvulas e nos caudais que as atravessam determinou-se a massa total de ar que deixa o cilindro.

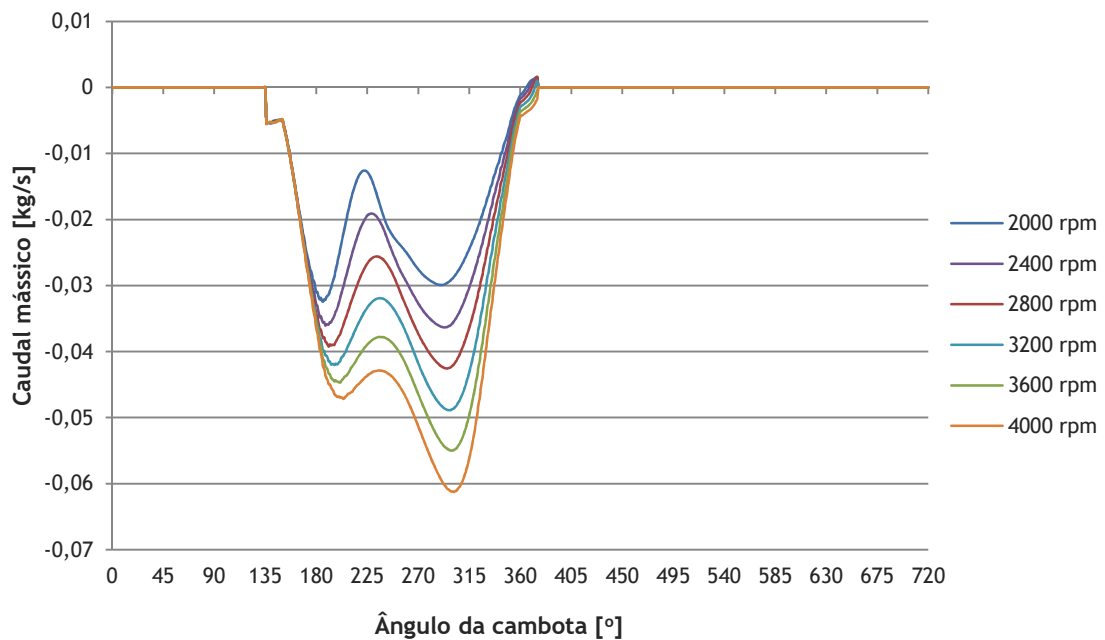


Figura 113 Variação do caudal mássico na passagem das válvulas de escape.

A massa total do ar que deixa o cilindro por ciclo para cada uma das velocidades apresenta-se na tabela 20. Para o cálculo da massa que deixa o escape fez-se um programa que corre no MATLAB. Este programa apresenta-se no anexo F.

Tabela 20 Massa total que passa através das válvulas de escape por ciclo.

Velocidade do motor (rpm)	Massa total a sair (mg)
2000	373,20
2400	376,69
2800	371,15
3200	373,61
3600	370,82
4000	367,11

O processo de admissão é apresentado na figura 114, onde se pode observar que o caudal mássico varia em função do ângulo da cambota. À primeira vista, é notória a existência de refluxo durante as fases iniciais e finais da abertura da válvula de admissão. Como mencionado anteriormente, a pressão aumenta, durante a última fase do curso de escape. Quando a válvula de admissão abre, as condutas de admissão encontram-se à pressão atmosférica que apresenta valores inferiores aos valores da pressão reinante no interior do cilindro e condutas de escape, portanto ocorre o refluxo nas condutas de admissão. O facto de as quatro válvulas se encontrarem abertas nesta fase também ajuda a explicar a ocorrência deste refluxo. No final da admissão o refluxo ocorre mais uma vez, porque a pressão nas condutas de admissão desce

ligeiramente abaixo da pressão atmosférica e da pressão no interior do cilindro, depois de os pistões terem atingido os respetivos PMI e iniciado o curso da compressão, mas desta vez devido ao efeito combinado do movimento dos pistões, da inércia dos gases e das perdas de carga nas condutas de admissão.

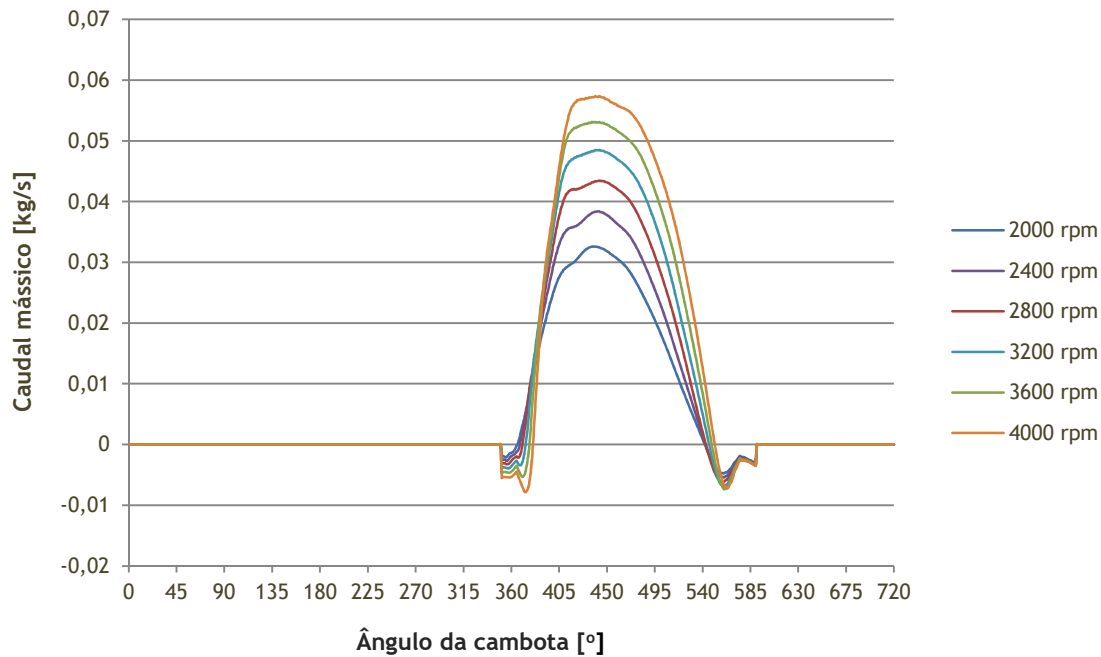


Figura 114 Variação do caudal mássico na passagem das válvulas de admissão.

À semelhança do que sucedeu para o escape, as curvas que descrevem a variação do caudal mássico em função do ângulo da cambota para todas as velocidades do motor estão de acordo com o esperado. Na tabela 21 também se apresenta a massa total de ar que entra no cilindro, calculada da mesma forma que para o escape. Para o cálculo da massa de ar admitida foi usado um programa que corre no MATLAB, tal como se fez para a massa que deixa o cilindro. Este programa apresenta-se no anexo F.

Tabela 21 Massa total que passa através das válvulas de admissão por ciclo.

Velocidade do motor (rpm)	Massa total a entrar (mg)
2000	293,28
2400	292,67
2800	292,42
3200	288,33
3600	284,18
4000	278,88

Com base na massa total que entra no cilindro apresentada na tabela 21, utilizou-se a equação 5.1 para calcular a eficiência volumétrica, tal como se tinha referido para a equação 2.11 na secção 2.7 do segundo capítulo.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho V_d} * 100 \quad (5.1)$$

onde:

m_a - Massa total admitida no cilindro (kg)

ρ - Massa volúmica do fluido na conduta de admissão (considerou-se 1,176 kg/m³)

V_d - Volume total deslocado (cilindrada: 0,000286787 m³)

Com base nos resultados obtidos construiu-se o gráfico da figura 115, onde se mostra a variação da eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação do motor. A tendência da eficiência volumétrica tal como se esperava apresenta uma gama de regimes ótimos, seguido por uma diminuição gradual na eficiência volumétrica com o aumento da velocidade do motor.

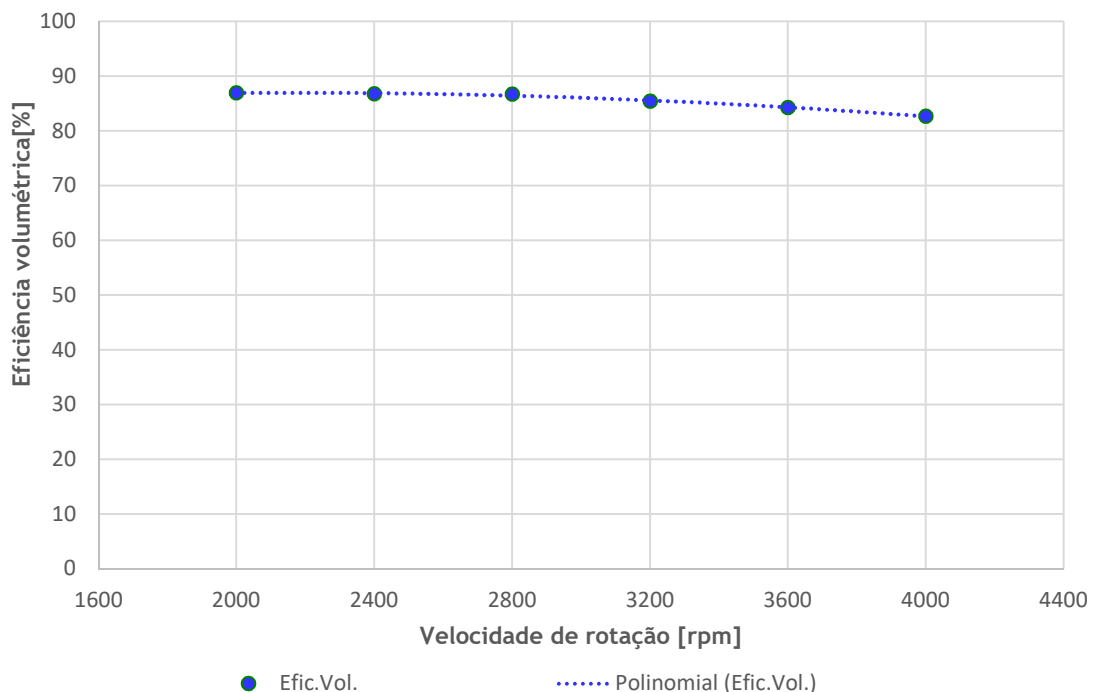


Figura 115 Variação da eficiência volumétrica dos ensaios numéricos em função a velocidade de rotação.

Por último analisou-se também a turbulência no interior do cilindro. Os parâmetros analisados foram a energia cinética turbulenta e os movimentos característicos do escoamento no interior do cilindro, com particular interesse para a caracterização da turbulência, nomeadamente o *swirl*, o *tumble*, e o *squish*.

O estudo da energia cinética turbulenta tem por finalidade compreender o movimento global do escoamento gasoso no interior do cilindro. A figura 116 mostra as curvas da variação da energia cinética turbulenta em função do ângulo da cambota para as diferentes velocidades de rotação do motor.

Na referida figura pode observar-se que as curvas da variação da energia cinética turbulenta apresentam mais uma vez um perfil semelhante. No entanto à medida que aumenta a velocidade de rotação do motor a variação da energia cinética turbulenta também apresenta um aumento, tal como se esperava. Durante a fase inicial do ciclo, a energia cinética turbulenta apresenta valores baixos; no entanto, logo depois da abertura das válvulas de escape, aumenta e depois vai diminuindo à medida que as válvulas de escape fecham e o espaço livre no interior do cilindro se vai reduzindo até se resumir apenas ao volume da câmara de combustão, enquanto os pistões se deslocam para o PMS. Após a abertura das válvulas de admissão inverte-se o sentido do movimento dos pistões e entretanto fecham as válvulas de escape e abrem as de admissão. Durante a admissão, fase em que se encontram abertas apenas as válvulas de admissão, a energia cinética turbulenta aumenta consideravelmente dentro do cilindro até cerca de 440° do ângulo de rotação da cambota, ângulo de abertura máxima das válvulas de admissão, ponto a partir do qual desce rapidamente até que os pistões atingem os respectivos PMI e invertem o sentido de movimento. A partir daqui desce menos rapidamente até ao fecho completo das válvulas de admissão, altura em que os valores estabilizam e continuam relativamente altos até ao último terço do curso de compressão. Na fase final da compressão a energia cinética turbulenta diminui rapidamente para valores muito menores, o que pode estar relacionado com as elevadas pressões e reduzido volume ocupado pelo gás.

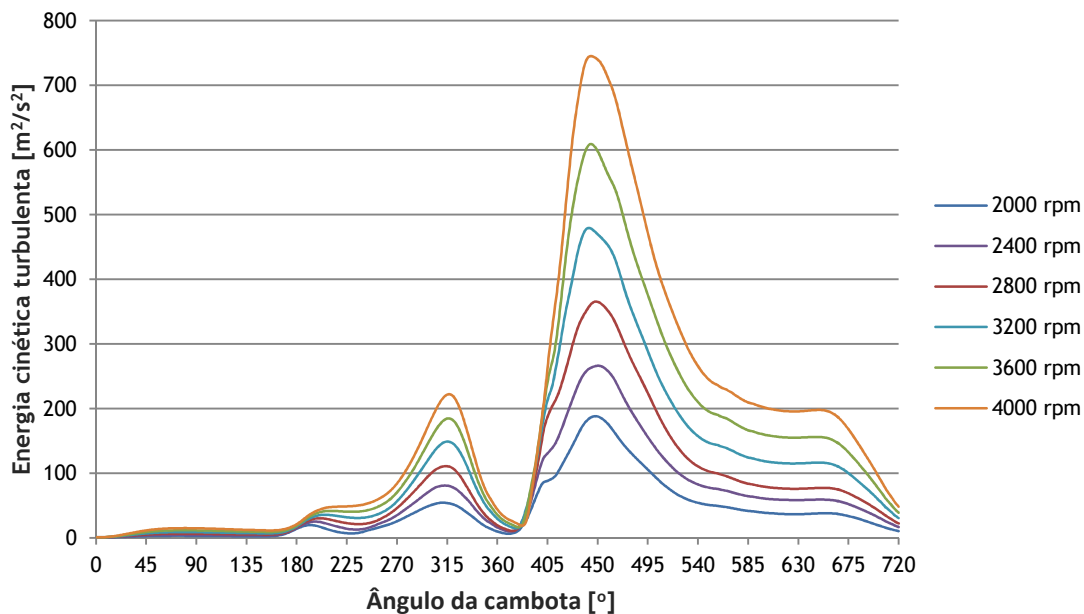


Figura 116 Variação de energia de cinética turbulenta para as diferentes velocidades de rotação

É importante realçar que a elevada turbulência existente durante o processo de admissão e depois durante o processo de compressão é de primordial importância por contribuir de forma significativa para homogeneizar a mistura de ar e combustível o que facilita a inflamação quando salta a faísca na vela de ignição.

O conhecimento dos movimentos da mistura gasosa no interior do cilindro e câmara adjacente também é útil para compreender o comportamento do fluido. O movimento mais conhecido é o *swirl*. No Ansys Fluent o *swirl* é definido como um parâmetro adimensional que relaciona o momento angular do fluxo radial com o momento axial do fluxo axial. Considera-se normalmente que o fluido circula em torno do eixo do cilindro. Este movimento de rotação do fluido no interior do cilindro é geralmente induzido pela forma da válvula e das condutas de admissão e sustentado depois pelo movimento do pistão.

No entanto, como a geometria deste novo motor é diferente da convencional e, portanto, o comportamento do movimento *swirl* também deverá ser diferente, principalmente na câmara adjacente ao cilindro por onde se faz o escape e a admissão, para a qual não há termo de comparação e onde se presume que o eixo de verdadeiro *swirl* não é suscetível de ser o centro do cilindro.

A Figura 117 mostra o comportamento errático do movimento *swirl* depois do ponto de abertura máximo das válvulas de admissão e até ao final da compressão considerando o eixo do *swirl* o eixo central do cilindro. O aumento do *swirl* verifica-se a partir de meio do curso de escape e até cerca de metade do curso de admissão onde apresenta valores máximos.

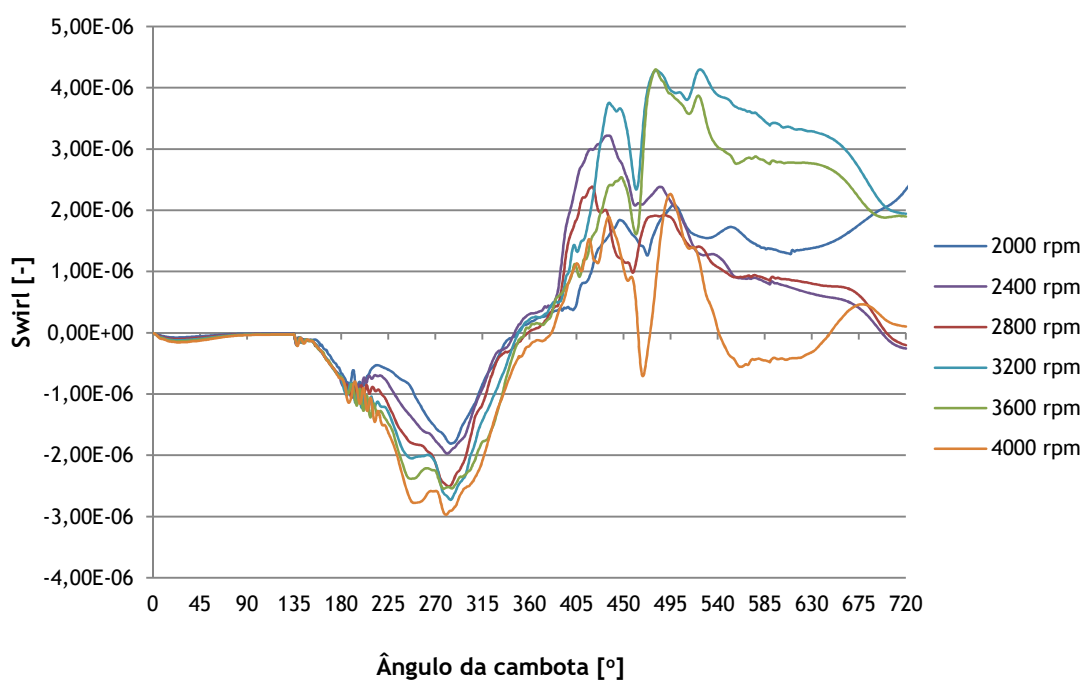


Figura 117 Variação do movimento swirl para as diferentes velocidades de rotação

Movimento de *tumble* ocorre de forma análoga à de uma onda a enrolar quando chega à praia, ou de um ginasta a dar uma cambalhota, ou à do movimento do fluido no interior de um barril segundo um eixo perpendicular ao seu eixo de revolução. Tal como já foi referido no final da secção 4.1, Keith Duckworth apelidou inicialmente este efeito como “barrel turbulence”. No Ansys Fluent o *tumble* é definido de uma forma análoga ao *swirl*, havendo no entanto uma

mudança dos eixos em relação aos quais é definido o momento angular do fluxo radial com o momento axial do fluxo axial. O *tumble* também foi estudado e considera-se que apresenta um comportamento menos errático quando comparado com o movimento de *swirl*, como se pode observar no gráfico da figura 118.

O fluido sujeito ao movimento *tumble* gira geralmente em torno de um eixo perpendicular ao eixo do cilindro, neste caso a partir da abertura da câmara adjacente no centro do cilindro, preenchendo neste movimento todo o cilindro com dois vórtices, cada um deles entre o centro do cilindro e a respetiva coroa do pistão. O comportamento mais semelhante entre as diferentes velocidades de rotação do motor pode ser explicado pelo facto do gás fluir de uma zona para outra, da câmara para o cilindro, ou vice-versa. Este movimento permite ao fluxo girar sobre o tal eixo longitudinal.

É de salientar uma vez mais que também o comportamento do movimento *tumble* se torna mais errático após o ponto de abertura máxima das válvulas de admissão e até ao final da compressão considerando o eixo do *tumble* o eixo perpendicular ao eixo central do cilindro e de ambas as válvulas.

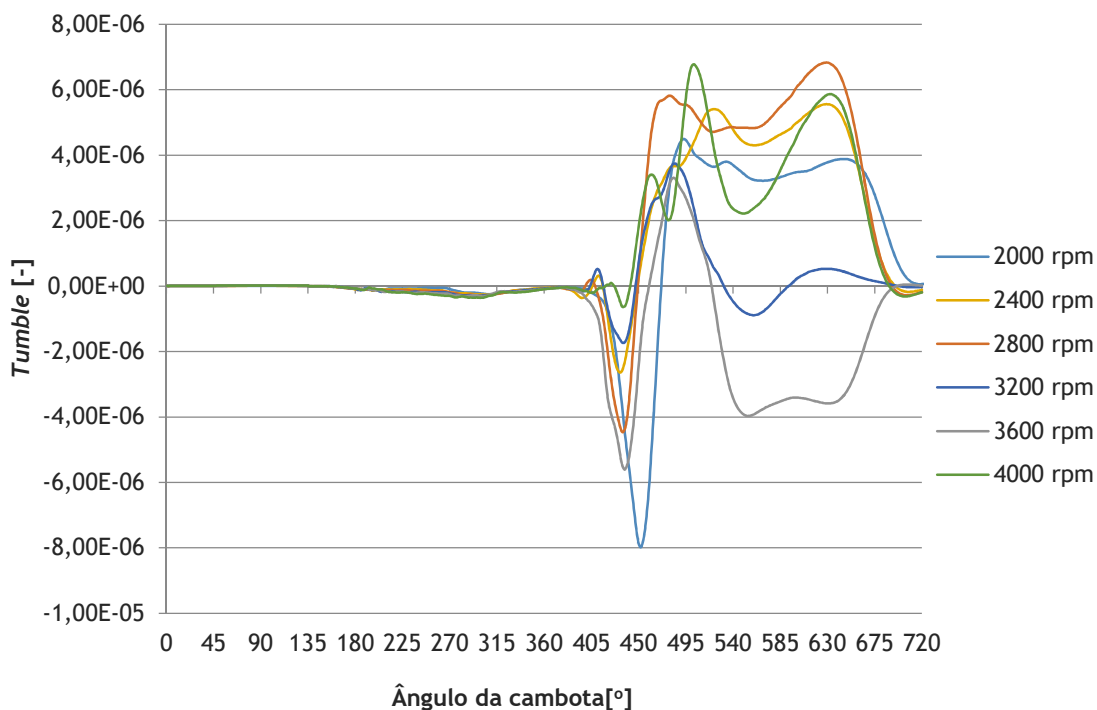


Figura 118 Variação do movimento *tumble* para as diferentes velocidades de rotação

Finalmente, o *squish* também designado por alguns autores como *cross tumble* é o movimento que ocorre geralmente no final do curso da compressão, quando o pistão se aproxima do PMS e tem um comportamento radial, isto é, o fluxo de gás movimenta-se da aresta exterior do pistão e parede do cilindro para o centro da coroa do pistão. O gráfico da figura 119 apresenta o movimento de *squish* no interior do cilindro durante um ciclo completo.

Dos três movimentos analisados, o *squish* é aquele que apresenta uma maior concordância entre as diferentes velocidades de rotação do motor. De realçar que neste caso para a abertura máxima das válvulas de admissão o *squish* apresenta um mínimo e aumenta rapidamente até um máximo, altura em que se fecham as válvulas de admissão. A partir desta altura o *squish* devia provavelmente continuar a aumentar não fosse o facto de existir a câmara adjacente na zona central do cilindro, zona para onde se dissemina o movimento do fluido em vez de se dirigir para o centro do cilindro, atenuando-se desta forma o efeito de *squish*, ao passar no estreitamento que conduz à câmara adjacente, que se transforma num movimento de maior escala semelhante a um vórtice na câmara adjacente.

Mais adiante este efeito voltará a ser referido com a utilização de figuras que ilustram melhor o fenómeno que ocorre no cilindro e câmara adjacente.

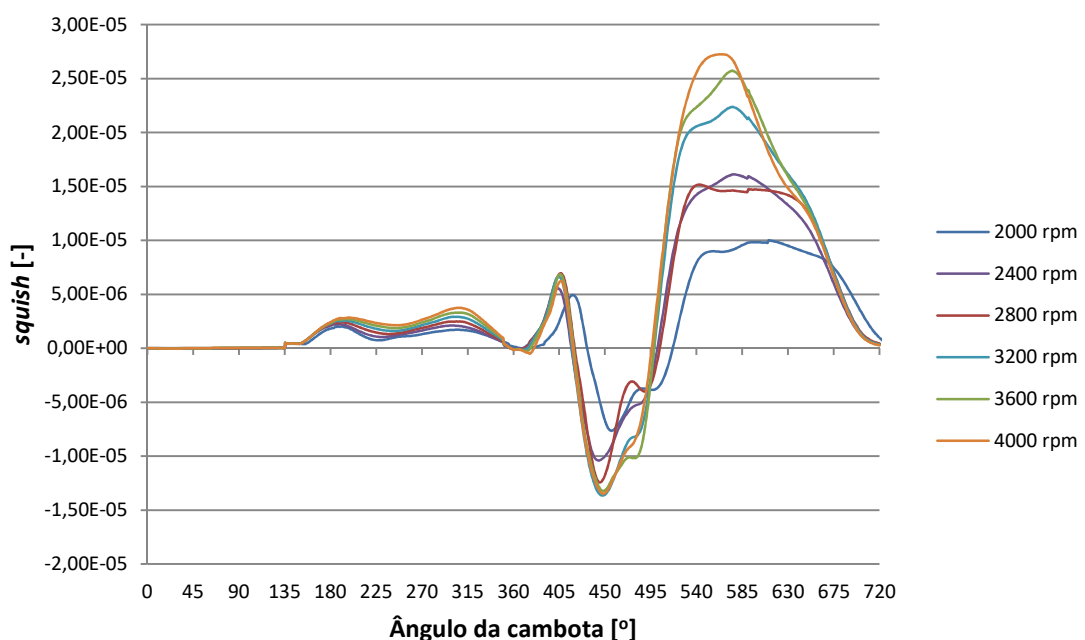


Figura 119 Variação do movimento *squish* para as diferentes velocidades de rotação

As figuras 120 e 121 podem ajudar a entender os fenómenos que acabam de se apresentar. Na figura 120 é possível visualizar o movimento de *tumble* no interior do cilindro, quando se observam os contornos da temperatura, para um ângulo de 90° da cambota e uma velocidade de rotação de 4000 rpm.

Na figura 121 pode observar-se uma zona quase estacionária no centro do cilindro, o que leva a crer que aí existe um movimento de vórtice semelhante ao *tumble*, em redor do centro na zona estacionária, no interior do cilindro, quando se observam os contornos da do número de Mach, para um ângulo de 510° da cambota e uma velocidade de rotação de 4000 rpm.

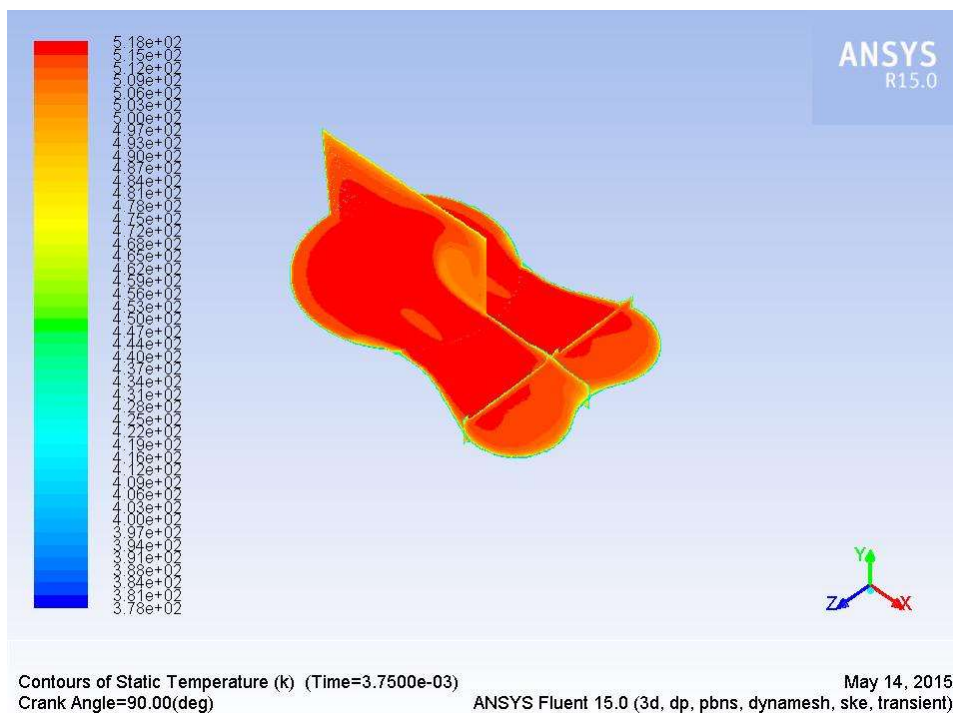


Figura 120 Contornos da temperatura para um ângulo de 90° da cambota e 4000 rpm

A figura 122 apresenta os contornos de pressão durante o curso de admissão. É possível ver que na zona do cilindro existe uma pressão inferior à pressão atmosférica. Esta criação de vácuo no interior do cilindro provoca a aspiração do ar da admissão para o seu interior.

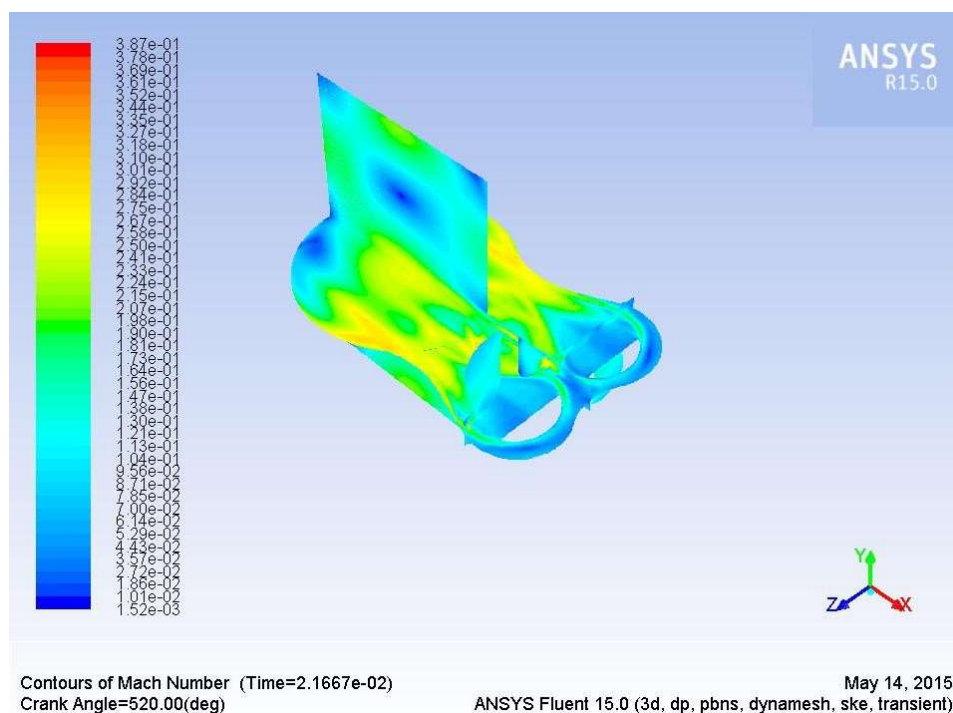


Figura 121 Contorno do número de Mach para um ângulo de 510° da cambota e 4000 rpm

O valor da pressão estática diminui à medida que aumenta a velocidade do motor, o que explica o aumento do caudal mássico com o aumento da velocidade de rotação durante a fase da admissão.

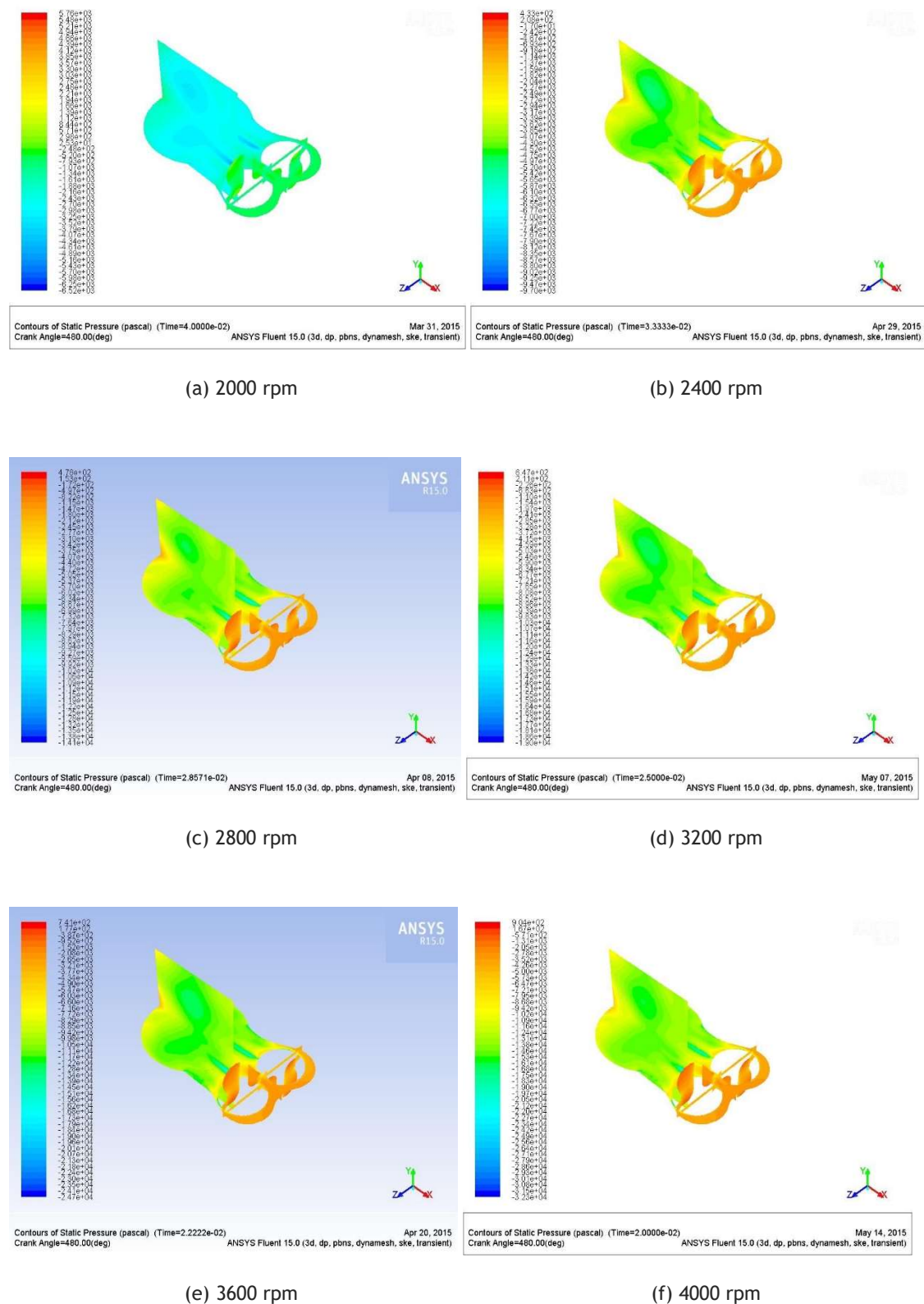
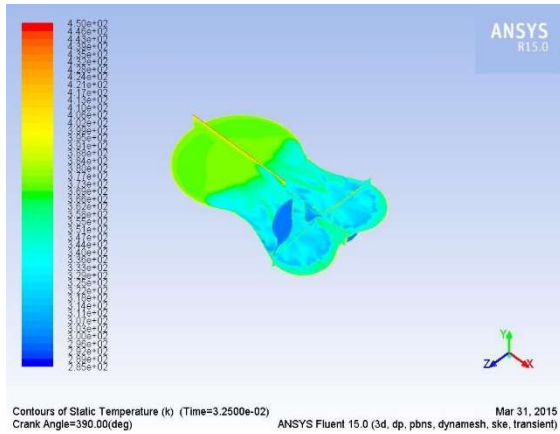
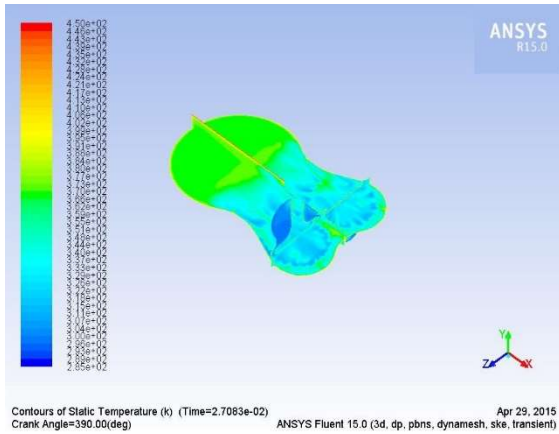


Figura 122 Contornos da pressão para um ângulo da cambota de 480°

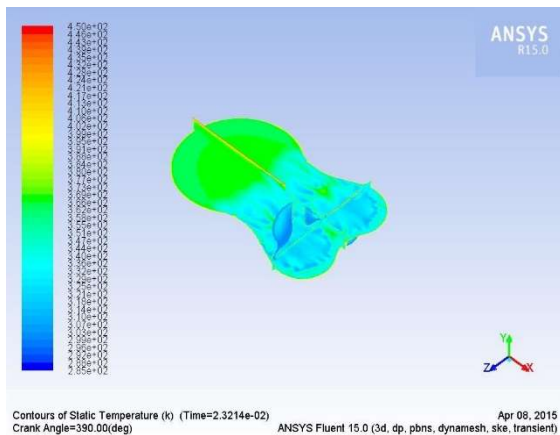
Durante o curso de admissão é possível observar na figura 123 a mistura entre o ar fresco admitido no cilindro e os gases quentes remanescentes no interior do cilindro. Também se pode verificar que toda a abertura de qualquer uma das válvulas funciona corretamente. O escoamento de ar entra na câmara adjacente ao cilindro através de toda a abertura entre a sede e a cabeça da válvula de admissão.



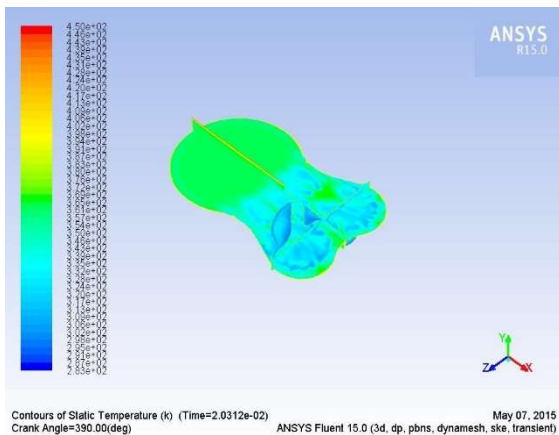
(a) 2000 rpm



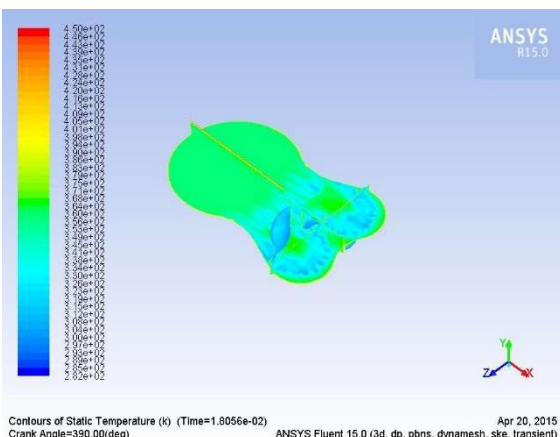
(b) 2400 rpm



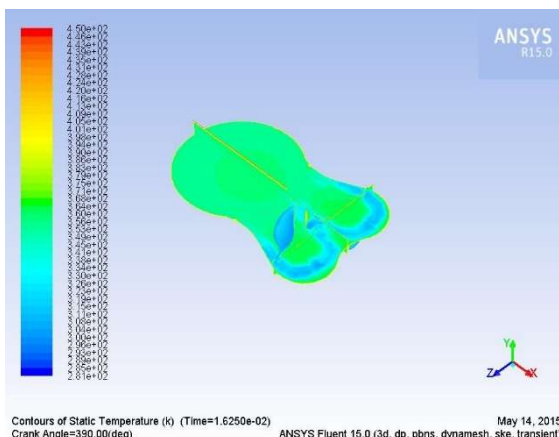
(c) 2800 rpm



(d) 3200 rpm



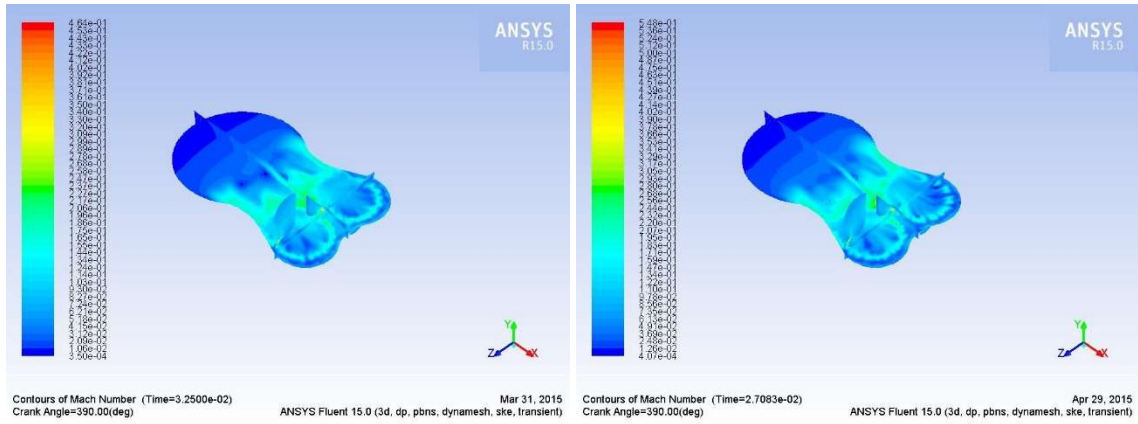
(e) 3600 rpm



(f) 4000 rpm

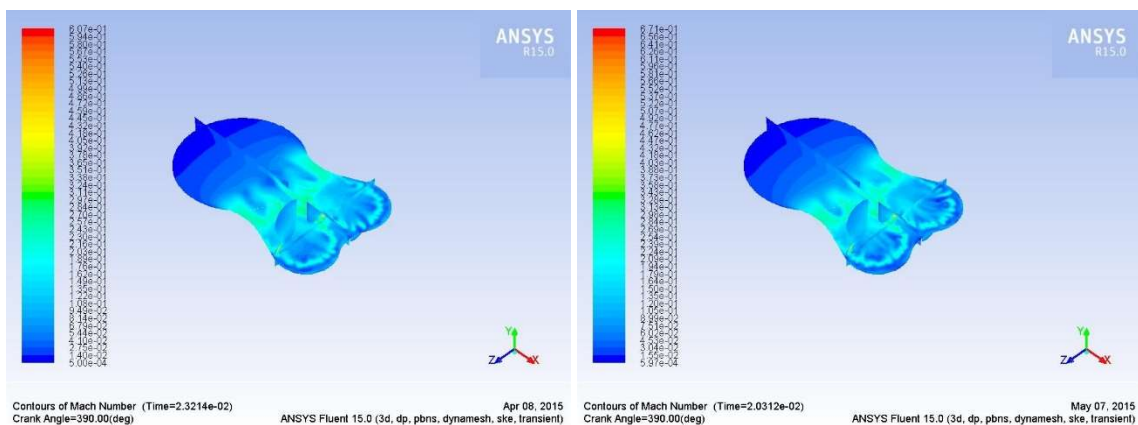
Figura 123 Diagramas da temperatura para o ângulo da cambota de 390°

Também é possível verificar a eficiência de ambas as válvulas de admissão recorrendo à figura 124, onde se mostra o comportamento do escoamento em função do número de Mach.



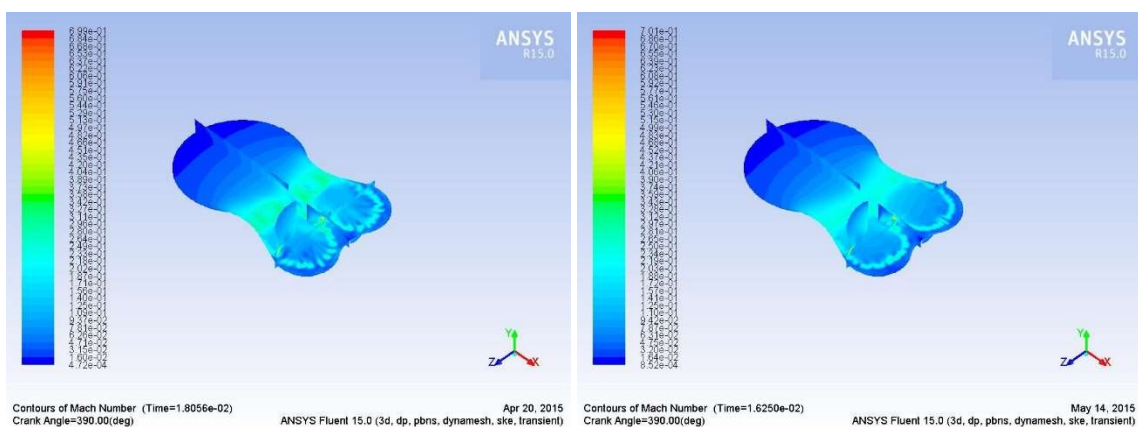
(a) 2000 rpm

(b) 2400 rpm



(c) 2800 rpm

(d) 3200 rpm



(e) 3600 rpm

(f) 4000 rpm

Figura 124 Diagramas do número de Mach para o ângulo da cambota de 390°

Por último reparou-se num pormenor que surgiu durante a fase de escape, onde se atingem velocidades muito elevadas em ambas as gargantas das válvulas. Esse pormenor é um pico no número de Mach.

Esse pico no número de Mach pode ser causado pela estimativa inicial muito elevada para a pressão. No entanto, a velocidade do fluido atinge nessa altura um valor elevado, mas rapidamente começa a diminuir e nunca mais volta a atingir esses valores durante a simulação. Este evento acontece em torno de 165° , onde o número de Mach atinge um máximo de 1,18 a 4000 rpm, como se pode ver na figura 125.

De salientar que para velocidades de rotação da cambota mais baixas este valor também é menor.

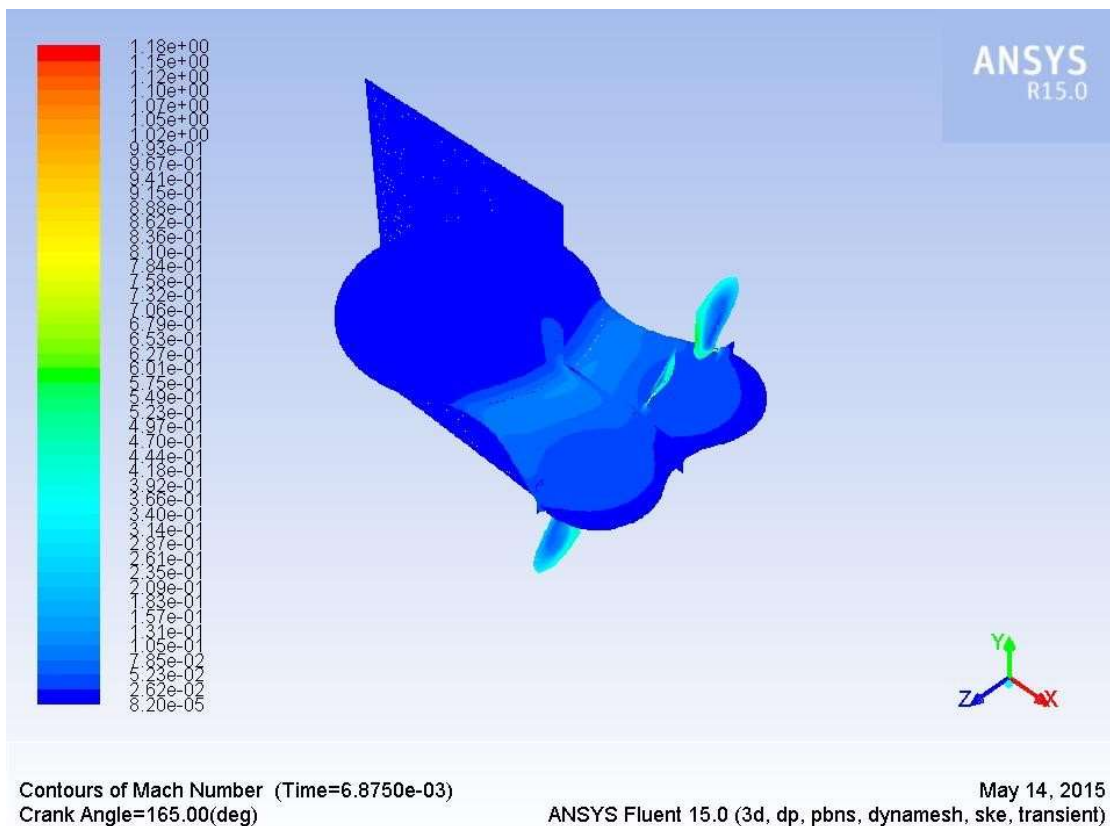


Figura 125 Contornos de número de Mach a 165° , onde o número de Mach máximo se localiza na garganta da válvula de escape.

A ocorrência de refluxo também acontece na válvula de admissão, tal como foi mencionado anteriormente, na fase inicial da abertura da válvula por volta dos 380° do ângulo de rotação da cambota e depois na fase final do fecho por volta dos 580° do ângulo de rotação da cambota. Este fenómeno pode ser visualizado nas figuras 126 e 127.

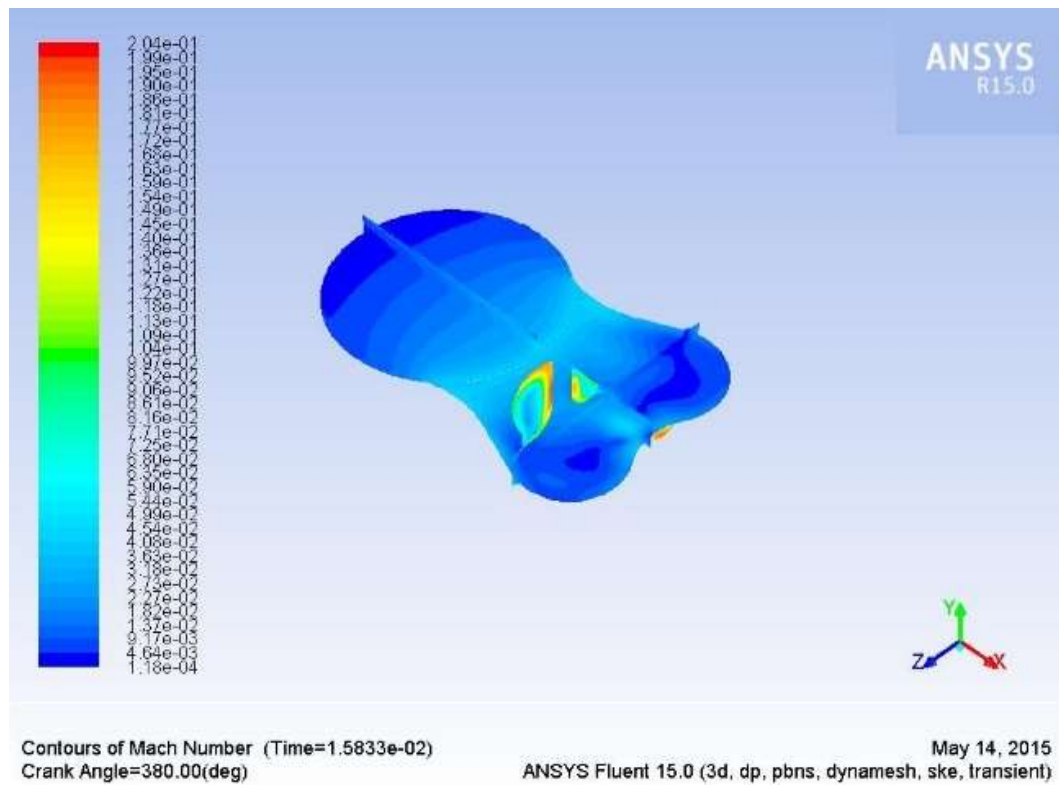


Figura 126 Ocorrência de refluxo na conduta de admissão na fase inicial da abertura válvula a 380°

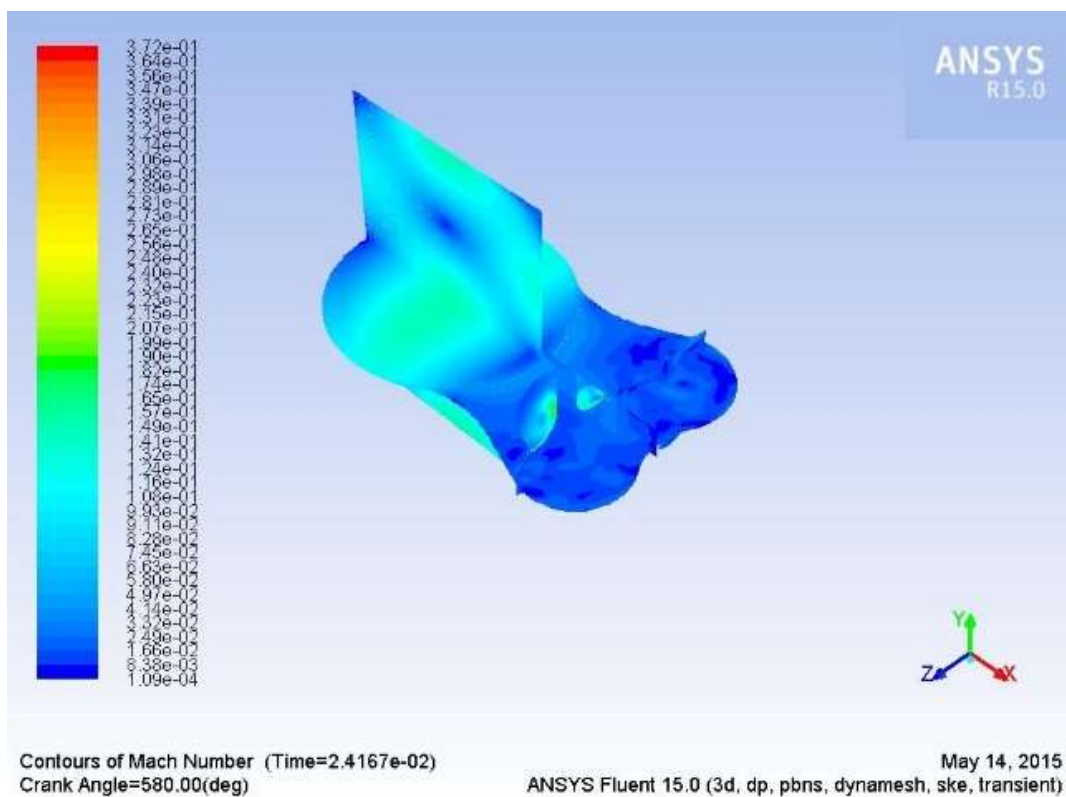


Figura 127 Ocorrência de refluxo na conduta de admissão na fase final de fecho a 580°

Com a apresentação destes resultados, observação, análise dos fenómenos mais significativos do escoamento no interior do cilindro e condutas de admissão e escape dá-se por concluído este capítulo referente à simulação numérica.

Capítulo 6 Discussão dos resultados

A comparação dos resultados numéricos com os experimentais é fulcral para compreender os fenómenos que influenciam a performance ou desempenho do motor. Todavia, verificou-se que nem todos os resultados obtidos são diretamente correlacionáveis entre si, por isso a discussão dos resultados incide sobretudo sobre a comparação entre os valores calculados a partir dos dados experimentais e os valores calculados a partir dos resultados numéricos da eficiência volumétrica, o comportamento do escoamento gasoso nas secções de passagem das válvulas e no final faz-se uma breve análise sobre as emissões gasosas do OPE.

Por isso neste penúltimo capítulo relacionam-se em primeiro lugar os parâmetros que têm uma importância fundamental no desempenho do motor, isto é, o binário e a eficiência volumétrica. Em segundo lugar discute-se o comportamento do escoamento através das secções de passagem das válvulas e por último, em terceiro lugar avalia-se a qualidade da combustão através de uma breve análise das emissões poluentes do novo OPE.

6.1. Desempenho do motor

No final dos capítulos 3 e 5 apresentaram-se os resultados dos ensaios experimentais realizados no freio dinamométrico, e dos ensaios da simulação numérica realizados no *software* ANSYS-FLUENT respetivamente. Com o propósito de completar a análise do desempenho do motor alternativo de combustão interna de pistões opostos de 4 tempos e ignição por faísca feita a partir dos resultados experimentais e numéricos em separado, faz-se uma comparação dos resultados experimentais e numéricos da eficiência volumétrica. No entanto antes disso comparam-se graficamente os resultados experimentais do binário com os resultados da eficiência volumétrica calculados a partir dos ensaios da simulação numérica, em seguida constrói-se uma expressão para modelar o comportamento do binário a partir dos valores da eficiência volumétrica obtida por via dos ensaios numéricos e avaliar o potencial que o binário pode atingir. Por último caracteriza-se o desempenho do motor com base nos valores das velocidades de rotação para o regime de binário máximo e de potência máxima.

Binário experimental versus eficiência volumétrica numérica

Com o intuito de comparar diretamente os valores do binário e da eficiência volumétrica, para se verificar a sua dependência, tal como refere Martins (2005), construiu-se um gráfico de duas escalas onde se comparam os valores do binário obtido durante a realização dos ensaios

experimentais com os valores da eficiência volumétrica calculados a partir dos dados dos ensaios da simulação numérica para a mesma velocidade de rotação do motor.

A figura 128 mostra esse gráfico onde se combina a curva do binário, gráfico da figura 94 onde se apresentam as curvas características do motor, com o gráfico da figura 115 onde se mostra a curva da eficiência volumétrica. Na curva da eficiência volumétrica foi incluído um ponto relativo à velocidade de rotação de 2200 rpm, para ter ambas as curvas nas mesmas condições, obtido por interpolação dos valores mais próximos. Na curva do binário foram retirados os valores dos ensaios realizados a 1600 rpm e 4400 rpm por não haver simulações numéricas para essas velocidades de rotação do motor. As curvas das linhas de tendência são curvas polinomiais de segundo grau para ambos os casos.

A comparação das duas curvas permite constatar que têm um comportamento muito aproximado, embora na ponta final a curva do binário decaia mais rapidamente que a curva da eficiência volumétrica. A eficiência volumétrica apresenta um valor máximo de 86,96% logo às 2000 rpm e mantém esse valor praticamente constante até às 2800 rpm, diminuindo depois ligeiramente o valor até apresentar um mínimo de 82,69% às 4000 rpm. O binário apresenta uma curva muito próxima à da eficiência volumétrica com valores máximos de 15 Nm entre as 2200 rpm e as 2400 rpm, desce para 14 Nm às 2800 rpm, valor que mantém até às 3600 rpm e apresenta um mínimo com o valor de 13 Nm às 4000 rpm, regime de potência máxima.

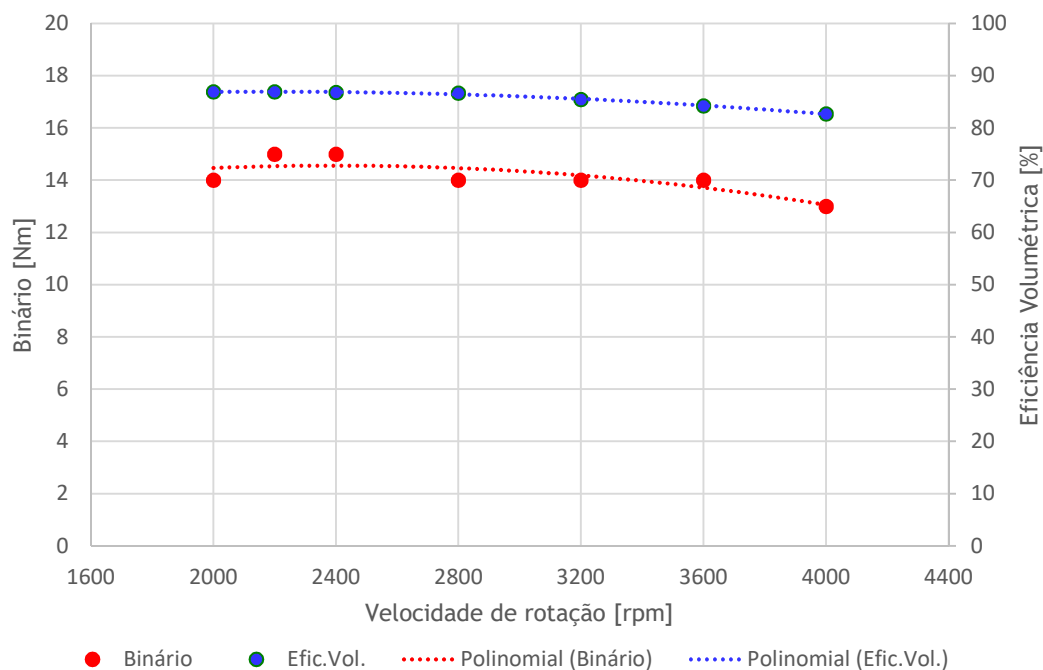


Figura 128 Gráfico comparativo do binário experimental com a eficiência volumétrica numérica.

Considerações acerca do binário

O próximo passo nesta discussão consiste em obter uma expressão para o binário a partir de diversas variáveis. Para o efeito recorre-se à equação 2.17 apresentada na secção 2.7, como

forma de obter o binário em função do rendimento global, eficiência volumétrica, volume deslocado, poder calorífico inferior do combustível, massa volúmica do ar nas condições de admissão, relação ar combustível e do tipo de ciclo de trabalho, e acordo com a argumentação apresentado por Heywood (1988), tal como se mostra como equação 6.1.

$$B = \frac{\eta_g \eta_V V_d PCI \rho_{ai}}{2 \pi n_R AF} \quad (6.1)$$

Para efeitos de cálculo considerou-se: o rendimento global experimental determinado na secção 3.5, a eficiência volumétrica calculada na secção 5.3, V_d o volume deslocado, $286 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$, o PCI com o valor de 44000 kJ/kg , ρ_{ai} a massa volúmica do ar (ou mistura) nas condições da admissão, com o valor de $1,18 \text{ kg/m}^3$, n_R igual a dois (4S), e AF a relação ar combustível, com o valor de 14.5. Os resultados do binário calculado a partir da equação 6.1 podem apresentar-se no gráfico da figura 129 onde apresentam também os valores do binário obtido experimentalmente.

A curva da linha de tendência do binário obtido a partir da equação 6.1, expressão proposta por Heywood (1988) e também usada por Gonçalves (2008), tem uma forma acentuadamente mais arredondada que a curva de binário obtida a partir dos resultados experimentais e está mais de acordo com os resultados encontrados na bibliografia e a formulação teórica referida por Gonçalves (2008) que estudou um motor de baixo consumo destinado a equipar um protótipo para provas da Shell Eco Maratona e também apresenta a equação precedente para discutir a relação entre o binário e a eficiência volumétrica.

Martins (2005) afirma que o valor do binário é aproximadamente proporcional à quantidade de ar que entra no motor em cada ciclo. Para regimes de baixa velocidade de rotação, os avanços de abertura e os atrasos dos fechos das válvulas de admissão e de escape dão origem a baixos valores de binários devido ao fraco enchimento dos cilindros. Com o aumento da velocidade há um incremento do efeito dinâmico das colunas gasosas permitindo que mais ar seja admitido em cada ciclo. Este efeito apresenta um valor máximo para as velocidades do regime de binário máximo. Para regimes de velocidade mais elevada as perdas de carga nos coletores, condutas, filtros e válvulas de admissão e de escape invertem este efeito (sobrepõem-se ao efeito de coluna de inércia do fluido que entra e sai do cilindro). Para além deste efeito há ainda a considerar o aumento das perdas de carga por atrito com o aumento da velocidade de rotação. Estes efeitos conjugados explicam a forma da curva do binário.

A curva da linha de tendência do binário obtida a partir dos dados experimentais apresenta valores de binário máximo desviados para a zona de baixas rotações o que pode explicar-se pelo uso de coletores de admissão com um comprimento muito maior que os coletores de origem, pois nesses regimes parece haver um aumento do efeito dinâmico das colunas gasosas, o que explica a existência do patamar de binário máximo para os regimes de funcionamento a 2000 a 2200 rpm. Para regimes de funcionamento superiores a essa velocidade de rotação verifica-se uma diminuição gradual do binário, o que quer dizer que embora ocorra um ligeiro

aumento das perdas de carga nas condutas de admissão e de escape devido ao aumento da velocidade de rotação do novo motor de pistões opostos, o que permite concluir que continua a haver um bom enchimento dos cilindros.

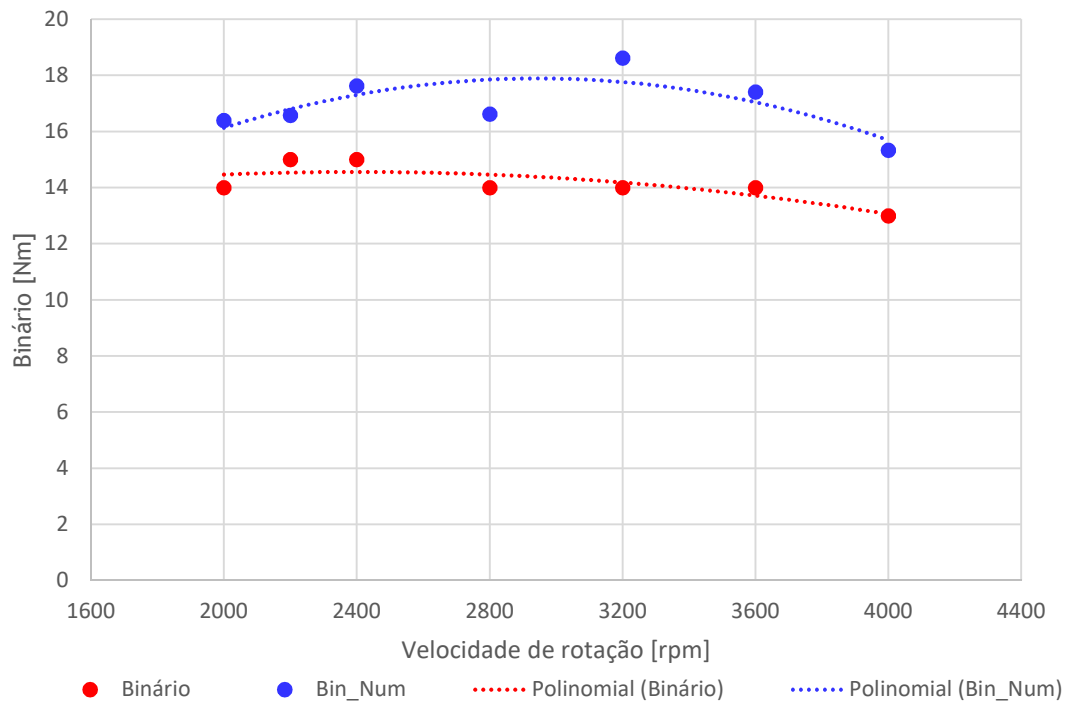


Figura 129 Comparação do binário experimental com a correlação

Comparação entre as eficiências volumétricas experimental e numérica

A eficiência volumétrica calculada a partir de dados experimentais pode ser comparada diretamente com eficiência volumétrica obtida por via numérica. O cálculo da eficiência volumétrica fez-se a partir dos resultados experimentais recorrendo à equação 3.5, ver tabela 5 e figura 96 da secção 3.5. A eficiência volumétrica numérica calculou-se com recurso à equação 5.1, tal como se mostra na secção 5.3, ver figura 115. Com o propósito comparar o comportamento da eficiência volumétrica experimental com a numérica contruiu-se o gráfico da figura 130 onde se apresentem ambos parâmetros em função da mesma velocidade de rotação. Neste gráfico as linhas de tendência são polinomiais de segunda ordem. A linha de tendência dos valores numéricos da eficiência volumétrica foi estendida aos valores dos ensaios experimentais realizados a 1600 rpm e 4400 rpm.

Numa primeira análise verifica-se que no intervalo considerado, as duas curvas de tendência têm um comportamento muito semelhante, com um patamar praticamente constante entre as 2000 e as 2400 rpm, regime a partir do qual apresentam com um declive negativo da mesma ordem de grandeza. As diferenças entre os valores numéricos e os experimentais podem explicar-se em grande parte devido às perdas de carga devidas à existência de filtros, condutas de admissão e de escape mais longas e com um diâmetro ligeiramente menor que as condutas

no interior do bloco do motor. De referir que as condutas externas ao bloco do motor não foram contabilizadas na simulação numérica.

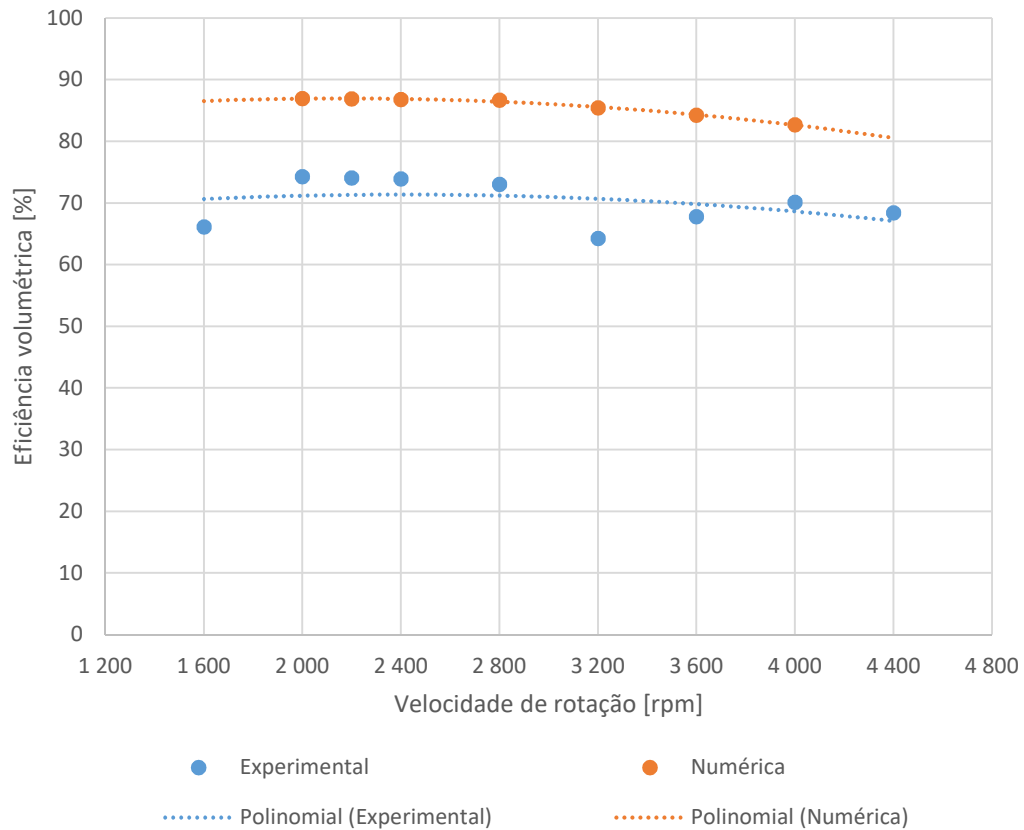


Figura 130 Comparação entre os valores experimentais e numéricos da eficiência volumétrica.

Classificação do desempenho do motor

Por último classifica-se o desempenho do motor com base nos valores das velocidades de rotação para o regime de binário máximo e de potência máxima. Para isso usa-se a formulação usada por Navio (2011), no trabalho realizado no motor GX 120 destinado a um protótipo da Shell Eco Maratona. O parâmetro conhecido como reserva de binário permite classificar os motores como bons caso a reserva de binário esteja entre os 15% e 35% e muito bons quando os valores se situem acima de 35%. A reserva de binário define-se como a relação percentual entre a diferença entre os valores do binário máximo e o binário do regime de potência máxima e o valor do binário do regime de potência máxima tal como se mostra na equação 6.2.

$$R(\%) = \frac{\text{Binário máximo} - \text{Binário do regime de potencia máxima}}{\text{Binário do regime de potencia máxima}} 100 \quad (6.2)$$

Aplicando a referida equação ao motor submetido a estudo verifica-se que para um binário máximo de 15 Nm, e o binário do regime de potência máxima de 13, obtém um valor de 15,4% o que permite classificar o motor desenvolvido neste trabalho como um bom motor.

6.2 Comportamento do escoamento nas válvulas

A eficiência volumétrica de um motor de combustão interna depende muito da forma como se consegue encher e esvaziar o cilindro em função do regime do motor, ou seja, da forma como se comporta o escoamento em zonas críticas tais como as áreas da secção de passagem nas válvulas de admissão e de escape.

O estudo da admissão e do escape de ar no cilindro apenas se fez por via numérica e os resultados foram apresentados nas figuras 126 e 127 da secção 5.3, que agora se reproduzem abaixo na figura 131.

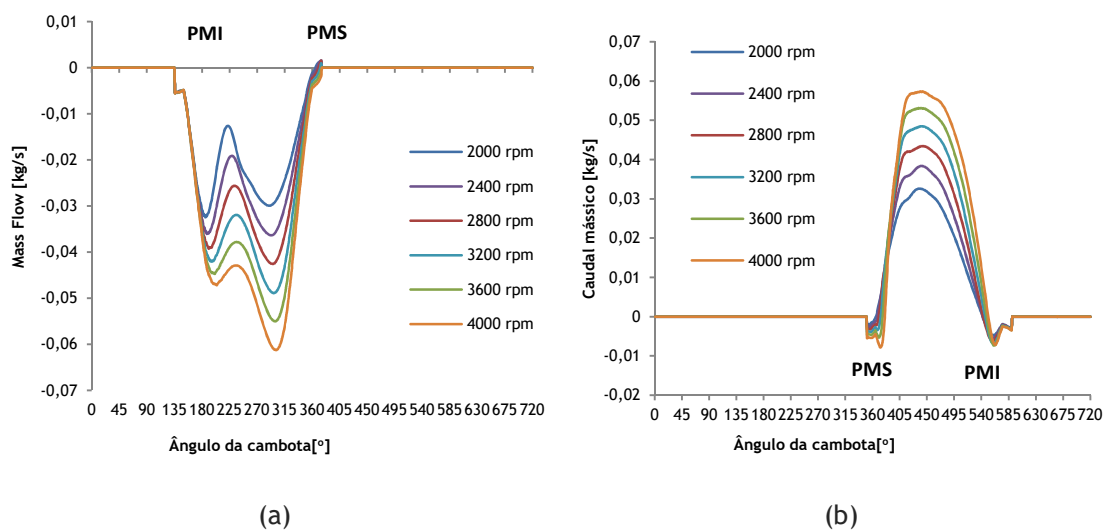


Figura 131 Variação do caudal mássico através das válvulas de escape (a) e de admissão (b).

Apesar de não se ter sido possível fazer o estudo experimental do enchimento do cilindro é no entanto possível verificar que os resultados da passagem do escoamento gasoso pelas secções das válvulas de escape e de admissão obtidos por via numérica são muito semelhantes aos resultados apresentados na bibliografia como se pode observar nas figuras 132, Heywood (1988), e figura 133, Martins (2005).

Na figura 132 reproduz-se um gráfico com uma estimativa de um modelo teórico do caudal mássico que passa pelas válvulas de escape e de admissão para uma velocidade de rotação do motor de 1500 rpm, onde se faz referência à forma como a dinâmica do escoamento distorce o perfil da curva do escoamento através da válvula de escape. Heywood (1988) destaca a boa concordância entre as curvas obtidas por este método e as medições experimentais. Sublinha-se a semelhança entre as curvas do caudal mássico apresentadas por Heywood (1988) e as que foram obtidas com a simulação numérica deste trabalho, até no detalhe do refluxo no fecho da válvula de escape e na abertura e fecho da válvula de admissão embora se verifique que as curvas dos gráficos deste trabalho são mais suaves, fruto da presença de duas válvulas de admissão e duas de escape bem como das menores pressões atingidas. Esse efeito de suavização

é mais evidente durante a abertura da válvula de escape, tal como seria de esperar, uma vez que a simulação foi realizada em cold flow com uma pressão inicial relativamente baixa.

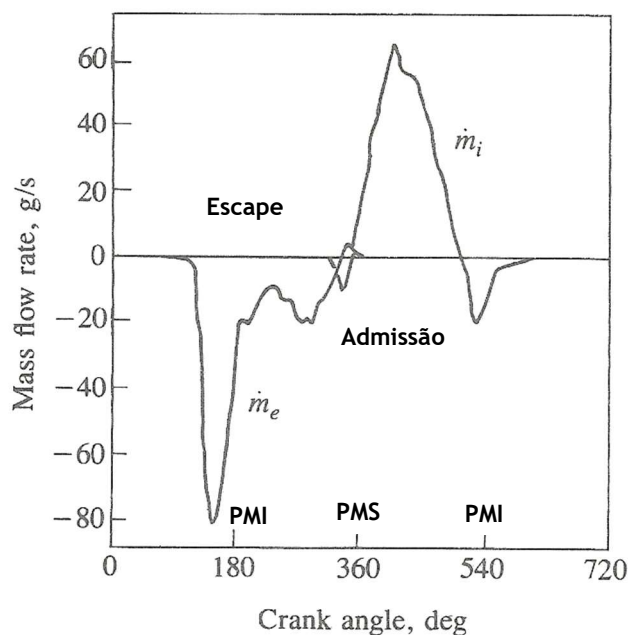
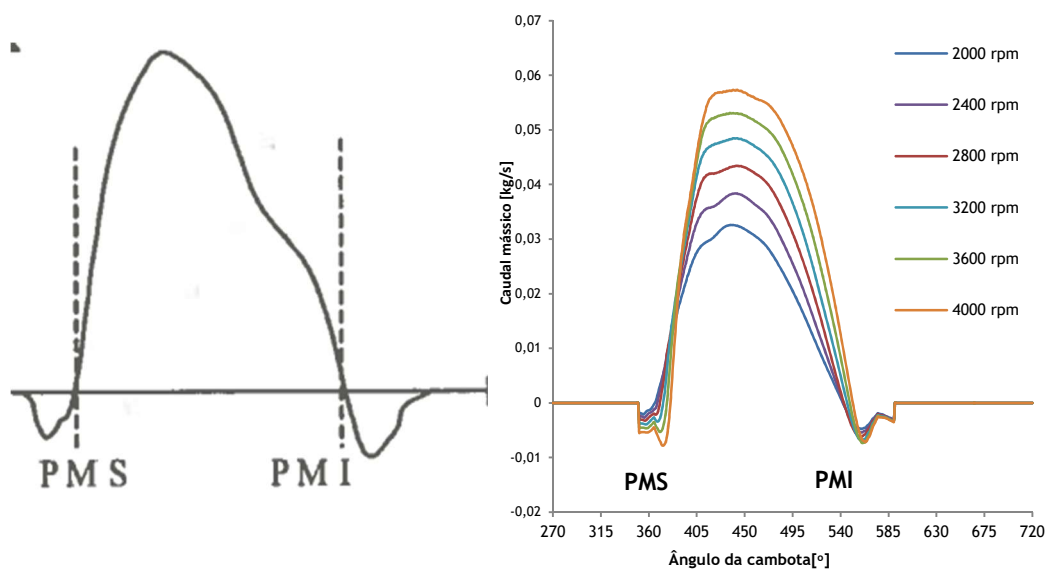


Figura 132 Variação do caudal mássico através das válvulas de escape e de admissão. Heywood (1988)

Na figura 133 compara-se o caudal que passa nas válvulas de admissão recorrendo a dois gráficos. Em (a) mostra-se o gráfico obtido experimentalmente, que mostra o perfil da curva da evolução do caudal de ar, obtido durante a abertura da válvula de admissão, medido na entrada do coletor de admissão de um motor monocilíndrico, Martins (2005). Em (b) o gráfico mostra as curvas da evolução do caudal mássico de ar obtidas a partir da simulação numérica. A semelhança entre as curvas do caudal mássico apresentadas por Martins (2005) e as que foram obtidas com a simulação numérica deste trabalho é digna de registo até nos pormenores do refluxo na abertura e no fecho das válvulas de admissão.



(a) Martins (2005).

(b)

Figura 133 Variação do caudal mássico através da válvula de admissão.

6.3 Emissões poluentes

A análise sumária aos resultados das medições dos gases de escape, apresentados na secção 3.5 gerou alguma apreensão, porque pode ser uma das razões pelas quais o motor não apresenta melhor desempenho e por outro lado pode ser uma razão impeditiva para a sua utilização na motorização de diversos tipos de veículos. Por isso apreciam-se de novo esses resultados para tentar compreender as razões que justifiquem os elevados níveis de poluentes, nomeadamente o monóxido de carbono (CO) e os hidrocarbonetos não queimados presentes nas emissões deste novo motor.

Os valores registados tal como foi referido na secção 3.5 para ensaios realizados a plena carga entre as velocidades de rotação de 1600 rpm e as 4400 rpm, com a temperatura a variar entre os 80 °C e os 148 °C, podem ser comparados na tabela 22 com os valores de referência retirados do gráfico das emissões (CO, O₂, CO₂ e HC), em função do coeficiente lambda ou dos correspondentes valores de CO, da figura 134 do anexo B. Os valores de referência considerados são os do limite superior do gráfico para o coeficiente lambda de 0,95, ou seja, uma riqueza da mistura de 1,05 a que corresponde um teor de 3% de CO. Convém sublinhar que o citado gráfico tem valores de referência para motores de quatro tempos equipados com sistema de injeção de gasolina devidamente afinado.

Tabela 22 Quadro comparativo das emissões do motor com valores de referência

Gás	Valores	
	Medidos nos ensaios	Referência do gráfico ($\lambda=0.95$)
CO ₂ (%)	5,3% e os 9,2%	12,5 a 13,5
CO (%)	2,6 a 4,9	3
HC (ppm (V))	270 a 1192	150 a 250
O ₂ (%)	4,8 % a 10,2%	1 a 2
λ	> 1,317	

A análise comparativa dos valores medidos das emissões com os valores de referência para uma mistura ligeiramente enriquecida, apresentados da tabela 22, permite verificar que a combustão é incompleta no interior da câmara de combustão e que há recirculação de ar atmosférico na zona da sonda dos gases de escape.

A apreciação das emissões pode iniciar-se pelos teores de CO₂, a partir dos quais se constata de imediato que são muito mais baixos que o que seria normal, cerca de metade em média. A

maior parte da gama dos teores de CO está acima do valor de referência. Os valores das medições de HC (hidrocarbonetos não queimados) podem ser cerca de 4 vezes mais elevados que os valores máximos de referência, enquanto os valores de excesso de O₂ podem ser cerca de 5 vezes superiores aos valores máximos de referência.

As constatações permitem supor que existe recirculação de ar fresco na panela de escape nas proximidades da tomada dos gases de escape o que invalida desde logo uma apreciação mais refinada dos resultados. Esta suposição é corroborada pelas medições dos teores de excesso de oxigénio e valores anormalmente baixos de CO₂. Também é de admitir que a mistura seja rica para todos os regimes de funcionamento com os dois carburadores a operar em simultâneo, o que é aparentemente comprovado pelos elevados teores de CO e de HC. Todavia acredita-se esta não seja a única causa dos elevados teores de CO e de HC, pois na parte da câmara de combustão situada entre as válvulas deve ocorrer extinção da chama em contacto com as paredes da câmara o que ajuda a explicar os elevados teores de HC e mais algum excesso de CO e de O₂ devido a uma presumível dissociação de CO₂, ainda que em menor grau.

Lucchesi (1989) refere que os carburadores capazes de funcionar a gasolina e a petróleo apresentam a tendência para operar com misturas muito ricas. Por sua vez a consulta do manual do carburador Mikuni mostra que este carburador opera a plena carga com misturas muito ricas. Estas duas constatações são confirmadas pela comparação dos teores de CO e de CO₂ obtidas durante a realização dos ensaios experimentais a plena carga com os valores apresentados no gráfico de variação da percentagem dos componentes dos gases de escape em função da riqueza da mistura por Giacosa (1988).

Em face das considerações finais relativas às emissões poluentes do novo OPE, recomenda-se que num próximo trabalho se substitua a alimentação por carburador por um sistema de gestão eletrónica de injeção de combustível e a construção de um sistema de escape com sonda lambda.

Com esta discussão em torno da qualidade da combustão e afloradas as causas da combustão incompleta da mistura ar combustível no interior do cilindro dá-se por concluído este capítulo relativo à discussão dos resultados.

Folha em branco

Capítulo 7 Conclusões

Chegados ao fim desta tese é hora de fazer um balanço, entre os objetivos inicialmente traçados e os trabalhos que foram realizados, considerando também os trabalhos que não correram conforme o esperado e os aspetos não considerados. Assim neste último capítulo apresentam-se as principais conclusões deste projeto e deixam-se algumas sugestões para trabalhos futuros, tanto experimentais como de simulação numérica do escoamento.

Balanço final

Considera-se que o objetivo geral deste trabalho foi conseguido com a construção do novo motor de pistões opostos, realização dos ensaios dinamométricos e simulação numérica do escoamento dos gases no interior do motor. Os resultados experimentais e numéricos permitem considerar que o motor alternativo de combustão interna de pistões opostos a 4 tempos é viável e apresentou bons resultados para um motor com esta relação volumétrica de compressão. Todavia constata-se que ainda não tem fiabilidade suficiente para equipar diversos tipos de veículos, tal como inicialmente se pretendia, visto estar ainda num estágio embrionário de desenvolvimento. Pode no entanto, tal como está, funcionar a gasolina e petróleo (querosene), uma vez que o motor de origem já o fazia com os carburadores que tem instalados. A sua utilização com GPL ou gás natural foi um dos aspetos que não chegou a ser considerado, por não ter sido possível reunir os meios necessários para equipar o motor com um sistema de injeção pressurizado do combustível. Mais adiante deixam-se algumas sugestões de trabalhos futuros que permitirão colmatar essa lacuna.

A construção do novo motor alternativo de combustão interna de pistões opostos de 4 tempos, ignição por faísca, a gasolina com duas cambotas de baixo custo com recurso à adaptação de dois motores alternativos de combustão interna com válvulas laterais no bloco do motor, aos quais se removeram as cabeças dos cilindros, decorreu de uma forma muito demorada, pois foi preciso reunir os meios necessários para comprar um segundo motor, uma vez que o primeiro já existia no Laboratório de Máquinas Térmicas e para fazer as alterações necessárias para a montagem, nomeadamente o trem de engrenagens. Muitas das soluções encontradas, resultam do processo de tentativa e erro pois não se encontrou na bibliografia qualquer referência a um processo de transformação deste tipo. Considera-se que esse é preço a pagar por se ser pioneiro neste campo. A avaria que ocorreu logo depois de se colocar o motor a trabalhar também ajudou a atrasar o processo. No entanto aproveitou-se o tempo de espera pelas peças para fazer alterações que a primeira semana de ensaios iniciais tinha mostrado serem necessários. A avaria não comprometeu o projeto apesar da sua gravidade, pois nessa altura a motivação

aumentou imenso por já se ter conseguido colocar o motor a funcionar e também porque já se sabia desde o início que percalços destes podiam acontecer.

Após a construção do motor realizaram-se os ensaios experimentais que decorreram praticamente conforme o planeado, sem sobressaltos de maior. Foi necessário fazer a necessária adaptação do motor ao banco de ensaios, bem como executar algumas modificações e ajustes ao motor e resolver o problema da avaria do controlador do banco de ensaios dinamométrico, um contratempo completamente inesperado que obrigou a uma condução mais exigente da realização de ensaios a plena carga. Importa referir que o banco de ensaios usado nestas medições não era o mais adequado visto que os binários medidos se situam não muito longe do limar inferior de medida, o que pode condicionar a qualidade das medições efetuadas. De salientar que não foi possível determinar as emissões específicas conforme o propósito inicial, mas as medições efetuadas permitem concluir que em matéria de emissões ainda há muito a fazer neste motor. De registar pela positiva a fiabilidade do sistema de medição do consumo de combustível concebido para estes ensaios que resultou em pleno. De uma forma geral considera-se que os ensaios produziram resultados experimentais muito satisfatórios. Os resultados permitiram concluir que o motor com a configuração de pistões opostos é mais económico que o motor Robin que lhe deu origem, Robin (2001), embora apresente tal como o motor original problemas com as emissões. O funcionamento do novo OPE é mais suave e apresenta menos vibrações que o motor Robin.

A simulação numérica do escoamento no interior do motor em cold flow iniciou-se conforme o previsto com a criação de um modelo numérico do motor no programa informático CAD CATIA V5, com a correspondente decomposição no ANSYS DESIGN MODELER. A simulação numérica do motor fez-se no programa informático ANSYS R15 - FLUENT, o que permitiu fazer a análise numérica do escoamento de fluidos no interior do motor e estudar a evolução dos parâmetros mais importantes de funcionamento do motor em função da velocidade de rotação, com particular destaque o enchimento dos cilindros e o estudo da turbulência com particular incidência na variação da energia cinética turbulenta, do *swirl*, do *tumble* e do *squish*. De realçar ainda que se tentou simular a combustão de uma mistura estequiométrica de metano e ar, mas não foi possível obter resultados satisfatórios mesmo quando a simulação chegava ao fim. Não se chegou a perceber o que de facto sucedeu pois parecia haver extinção de chama.

No capítulo da discussão dos resultados correlacionaram-se por comparação os resultados experimentais do binário com a eficiência volumétrica calculada a partir dos resultados da análise do enchimento dos cilindros obtidos durante a realização das simulações numéricas, para as mesmas velocidades de rotação. Também se verificou que a maioria dos outros resultados obtidos não são diretamente correlacionáveis entre si. Aproveitou-se também este capítulo para discutir o comportamento do escoamento nas secções de passagem das válvulas e avaliar a qualidade da combustão tendo por base os resultados das emissões poluentes.

Por último perante o balanço final acima descrito pode afirmar-se em jeito de sùmula que é viável o desenvolvimento do motor de pistões opostos deste projeto realizado em tempo de

crise, uma vez que se conseguiu a baixo custo um melhor consumo específico a par de uma maior potência por unidade de volume deslocado.

Trabalhos futuros

Aproveita-se também a oportunidade para indicar algumas sugestões para a realização de trabalhos futuros nesta área de estudo.

Como exemplo de trabalhos futuros deixam-se aqui algumas propostas. A primeira sugestão é de melhoria exclusivamente experimental, a segunda puramente numérica, as quatro propostas seguintes podem ser desenvolvidas do ponto de vista experimental e da simulação numérica. As duas últimas propostas passam pela construção de raiz de um novo motor de pistões opostos, ou eventualmente modificar o atualmente existente, de modo a constituir um marco no desenvolvimento deste tipo de propulsores, o que implicará a simulação numérica do escoamento no interior do cilindro e condutas de admissão e escape, o dimensionamento dos componentes do motor, a sua construção e posteriormente os ensaios dinamométricos e teste de fiabilidade.

Caso se decida prosseguir com os trabalhos de desenvolvimento deste novo motor de pistões opostos, tal como se recomenda vivamente nesta tese, devem considerar-se seriamente algumas modificações que poderão melhorar substancialmente o comportamento dinâmico do motor. Entre essas modificações e melhorias deve considerar-se:

- a substituição do sistema de ignição por magneto transistorizado e sistema de alimentação de combustível por carburador do motor original por um moderno sistema de gestão eletrónica, com o intuito de aumentar o binário, potência, rendimento e diminuir o consumo específico;
- a montagem de um motor de arranque elétrico;
- efetuar um tratamento térmico às rodas dentadas do trem de engrenagens de sincronização e transmissão de potência, para aumentar a resistência do dentado, ou colocar rodas dentadas com um módulo maior;
- montagem de um sistema de escape com comprimento suficiente para permitir a medição dos gases de escape sem o risco de haver contaminação dos dados recolhidos devido à diluição dos gases com o ar atmosférico;
- estudar a possibilidade de instalar um sistema de arrefecimento, com eventual acionamento elétrico, que substitua o sistema provisório que permitiu a realização dos ensaios experimentais;
- estudar a possibilidade de colocar duas velas de ignição na câmara de combustão;
- verificar a viabilidade de sobrealimentar o novo OPE.

Num próximo trabalho de simulação numérica do escoamento deve considerar-se a realização da combustão no interior do cilindro para se ficar a conhecer melhor o comportamento do

escoamento no interior do cilindro e câmara adjacente entre as válvulas, em todas as fases do ciclo.

No final dos trabalhos da modelação numérica estudaram-se várias geometrias alternativas para o formato da câmara de combustão, apresentadas no anexo G, sem alterar muito o modelo original. Para esse efeito consideram-se apenas ligeiras modificações, quer quanto à forma da cabeça dos pistões quer ao formato do espaçador de forma a melhorar a eficiência da combustão e como consequência o rendimento do motor e uma melhoria das emissões.

De entre as várias hipóteses considerou-se uma câmara de combustão em cunha, como se mostra nas figuras 142 e 143, do anexo G, o que possibilita a colocação da vela de ignição por faísca numa posição mais adequada, no topo da câmara de combustão entre as válvulas de admissão e de escape, mas mais próxima da válvula de escape, ou até mesmo duas velas de ignição o que permite que a frente de chama varra toda a câmara de combustão de forma uniforme antes de atingir a face da cabeça dos pistões, garantindo-se que toda a mistura é queimada e contribui para um aumento útil da pressão.

Outra hipótese considerada consistiu em modificar a forma da cabeça do pistão de modo a haver duas zonas planas ligeiramente desniveladas e ligadas entre si por uma suave concordância curva de forma a criar um escoamento com duas correntes semelhantes ao escoamento de corrente única que ocorre na câmara de Ricardo quando os pistões se aproximam do ponto morto superior, com a vantagem de haver formação de *squish* nas proximidades do PMS, na zona onde os pistões são mais altos, não em direção ao centro do cilindro, mas em direção ao topo da câmara adjacente, o que promove uma melhor homogeneização da mistura na região onde irá surgir a faísca que inflama a mistura. O cuidado na colocação das velas de ignição deve ser o mesmo da câmara em cunha. A figura 144 do anexo G ilustra esta situação.

A terceira hipótese considerada consiste em alterar o espaçador de modo que cubra cerca de dois terços da secção central do cilindro, tal como se mostra na figura 145 do anexo G. Neste caso o espaçador deve cobrir também cerca de dois terços da zona central do cilindro. Até ao centro do cilindro o espaçador mantém a superfície plana. A partir do centro deve haver uma suave concordância com uma curvatura semelhante à da câmara de Ricardo de forma a criar duas correntes convergentes do escoamento em direção ao topo da câmara adjacente onde se encontra a vela de ignição. Esta solução permitiria aumentar consideravelmente a taxa de compressão e aumentar a turbulência da frente de chama, o que iria melhorar a qualidade da combustão. Neste caso deve equacionar-se a necessidade de arrefecimento suplementar para o espaçador. Como desvantagem refira-se o facto de se aumentar a área de transferência de calor com as consequentes perdas de rendimento.

Como os motores originais têm câmaras de combustão em L e válvulas de assento no bloco, a câmara de combustão subdivide-se como já foi referido em duas partes, uma é formada pelo espaço confinado pelas faces das cabeças dos pistões e pela parede do cilindro e a outra parte é confinada pelo espaço entre as válvulas na câmara adjacente à zona central do cilindro. Neste

caso pode colocar-se uma válvula rotativa na garganta que liga a câmara de combustão adjacente e a câmara de combustão localizada no centro do cilindro. Esta válvula encontra-se aberta enquanto as válvulas de escape e de admissão estão abertas, ou seja, durante a fase de escape e a fase de admissão, encerrando em seguida para permitir a compressão e a expansão apenas na câmara de combustão do cilindro permanecendo a câmara adjacente à pressão atmosférica nesse intervalo de tempo. Esta válvula rotativa, devidamente sincronizada com a abertura e fecho das válvulas, é comandada diretamente a partir de uma das cambotas e gira a metade da velocidade de rotação da cambota. Por sua vez esta válvula rotativa pode ser substituída por uma válvula deslizante com movimento de vai e vem que abra e feche a passagem na garganta durante os tempos referidos. Esta válvula deslizante é comandada por um mecanismo que transforma o movimento rotativo da cambota em movimento alternativo de vai e vem. Neste caso a vela de ignição e o injetor ou injetores ficam colocados na zona central do cilindro no plano perpendicular ao eixo do cilindro. Os injetores podem ter uma ligeira inclinação com o intuito de favorecer um eventual movimento de swirl no interior do cilindro, ou a melhorar a turbulência durante a compressão no interior do cilindro.

O primeiro motor a projetar de raiz é um motor de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca com uma configuração idêntica ao motor concebido para o desenvolvimento deste trabalho, ou seja, um cilindro na horizontal, dois pistões opostos no seu interior e duas cambotas, com uma forma diferente para a câmara de combustão e colocação das válvulas e da vela de ignição. Como se sabe a câmara de combustão deve ser o mais compacta possível para diminuir as perdas de energia por transmissão de calor. Esta solução consiste na montagem de uma cabeça de cilindro por cima da zona central do cilindro. Esta cabeça de cilindro deve ter espaço para colocar duas válvulas de assento, uma de admissão e outra de escape colocadas numa posição vertical perpendicular ao eixo do cilindro, numa posição que favoreça o aumento do efeito de swirl ou de *tumble* e acionadas diretamente por uma árvore de cames paralela às cambotas, comandada a partir de uma das duas cambotas por roda dentada, correia ou corrente. A vela de ignição pode ficar inclinada entre o espaço das válvulas. Uma solução alternativa para a distribuição, mas mais arriscada, passa pela utilização de válvulas rotativas comandadas por correia dentada a partir de uma das cambotas. As duas cambotas podem ser sincronizadas por engrenagens, por corrente ou até por correia dentada.

A última sugestão consiste em dividir o cilindro na sua secção central e dobrar as duas metades do cilindro de tal forma que os eixos das duas metades passem a fazer um ângulo inferior a 180° de tal forma que ambos os cilindros partilhem a mesma câmara de combustão no centro do cilindro. Na parte de cima dessa câmara de combustão formada pelo espaço entre a cabeça dos pistões e as paredes dos cilindros, coloca-se uma cabeça de cilindro. Na outra extremidade dos cilindros colocam-se as cambotas. A sincronização entre as cambotas pode fazer-se de modo semelhante ao do motor estudado nesta tese. Na cabeça do cilindro colocada sobre o vértice formado pela junção dos cilindros, montam-se as válvulas de admissão e de escape em posição vertical relativamente ao plano do eixo das cambotas ou ligeiramente inclinadas relativamente

a esse plano, numa posição que favoreça o aumento do efeito de *swirl* ou de *tumble*. A vela de ignição deve estar colocada no meio das válvulas. Em alternativa pode considerar-se a utilização de válvulas rotativas que permitem um melhor enchimento do cilindro. Para que a câmara de combustão seja o mais compacta possível a cabeça dos pistões deve ter a forma do telhado de uma casa, cujo ângulo deve ser função do ângulo formado pelos eixos dos cilindros de tal forma que a metade inferior da face da cabeça dos pistões, completamente plana, quase encoste de modo a potenciar o efeito de *squish*, enquanto a metade superior que limita a câmara de combustão pode ser trabalhada de forma a permitir a abertura das válvulas nas proximidades do ponto morto superior. O sistema de distribuição deve ter uma ou duas árvores de cames montadas na cabeça do motor a acionar diretamente as válvulas, as árvores de cames podem ser comandadas por uma das cambotas através de correia dentada, corrente ou rodas dentadas. Esta solução pode ser testada modificando o motor atual. Acredita-se que a configuração aqui sugerida permite eliminar o maior problema (um autêntico calcanhar de Aquiles) dos motores de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca, que é a dificuldade de construir câmaras de combustão compactas, equipadas com válvulas de assento, ou seja esta solução permite combinar as melhores características dos motores de combustão interna convencionais com as melhores características dos motores de pistões opostos e evitar a desvantagem de uma câmara lateral.

A maioria das sugestões para trabalhos futuros acima apresentadas constituem a base de um pedido provisório de registo de patente apresentado ao Instituto Nacional da Propriedade Industrial (INPI). No anexo H mostra-se uma cópia digital desse pedido.

Epílogo

Desde o início dos trabalhos de desenvolvimento deste novo OPE que se colocou a questão: “por que razão os motores alternativos de combustão interna de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca foram suplantados em termos de desempenho pelos motores convencionais?”. A consecução dos objetivos norteou os trabalhos deste projeto, mas a procura da resposta à supra citada pergunta esteve sempre presente. Concluídos os trabalhos desta tese, revistos em perspetiva trabalhos anteriores e a história da evolução dos motores convencionais e de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca é necessário reconhecer que os motores de pistões opostos foram ultrapassados pelos convencionais porque estes últimos têm maior eficácia a realizar as trocas gasosas. Um motor é tanto melhor, quanto mais completa e rápida for a combustão e melhor conseguir respirar. Esta premissa da transformação de energia e transferência de massa é válida também para os motores de pistões opostos por isso o grande desafio é encontrar a forma de melhorar a combustão e as trocas gasosas deste novo OPE de modo a suplantarem o desempenho dos motores convencionais. Por isso entende-se que há todo o interesse na continuação deste projeto de evolução de um motor de pistões opostos de 4 tempos de ignição por faísca com o desenvolvimento de algumas das sugestões acima referidas nomeadamente a primeira, a antepenúltima e a última de modo a dar o almejado salto qualitativo no desempenho.

Por fim agradece-se a possibilidade de ter realizado este projeto onde se misturaram os momentos de grande angústia e desânimo com os de enorme alegria e por isso é com o sentimento de orgulho e do dever cumprido que se termina citando o poeta ...”Deus quer o homem sonha e a obra nasce” ... Pessoa (1934).

Folha em branco

Bibliografia

Alves, Fausto Santos; Rendimento volumétrico de um motor de pistões opostos a quatro tempos, Dissertação de mestrado em Engenharia Aeronáutica, Universidade da Beira Interior, 2011.

ANSYS 12.0; Introduction to FLUENT, 2009

ANSYS 14.5; Introduction to ANSYS Meshing - Lecture 8 - Mesh Quality, 2014.

ANSYS 15; ANSYS Help, 2015 disponível em: (<http://www.ansys.com/>) (03/05/2015).

ANSYS 6.1; FLUENT 6.1 UDF Manual, 2003

ANSYS 9.5 Introduction to CFX, Chapter 9, Turbulence, 2009

Bakker, André; Introduction to ANSYS Lecture 10 - Turbulence Models Applied Computational Fluid Dynamics, Fluent Inc., 2002

Baptista, Pedro Gonçalo Dias; Freio Dinamométrico para Ensaio de Pequenos Veículos de Tracção Eléctrica, Dissertação de mestrado, FEUP, Porto, 2010.

Belal, Tarek M; El Sayed, M Marzouk; Osman, Mohsen M; Investigating diesel engine performance and emissions using CFD. 2013.

Borges, Amadeu Duarte da Silva; *Simulação das Grandes Escalas de Escoamentos de Camada Limite Turbulenta*, Dissertação para a obtenção do grau de Doutor em Ciências de Engenharia pela Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, Abril de 2007.

Bosch, Robert; Manual de tecnologia automotiva, Tradução da 25.^a edição, Editora Edgard Blucher, S. Paulo 2005.

Branco, Moura; Ferreira, C Martins; Costa, J Domingos; Ribeiro, J Silva; Projecto de Órgãos de Máquinas. Fundação Calouste Gulbenkian. 2005.

Brederode, Vasco de; Aerodinâmica Incompressível Fundamentos, Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2014.

Breton, Rene; Explosion-motor. Patent n.º US 982468 A, 1911.

Brójo, Francisco; Santos, António; Gregório, Jorge; Computational Analysis of the Scavenging of a two-stroke Opposed Piston Diesel Engine, Proceedings of the world Congress on Engineering 2010 Vol II, WCE 2010, June 30 - July 2, London, 2010.

Cabral, Fernando; Segurança e Saúde do Trabalho, Manual de Prevenção de Riscos Profissionais, Editora Verlag Dashofer, Lisboa, 2011.

Campos, João M; Notas para o Estudo da Mecânica dos Fluidos, FEUP, Porto, 2013

Cengel, Yunus; Boles, Michael; Termodinâmica, 3ª edição, edição portuguesa, McGraw-Hill, Lisboa 2001.

CEPRA; Cálculos e Curvas Características do Motor, Coleção Formação Modular Automóvel, Departamento Técnico Pedagógico CEPRA, Lisboa, 2010.

Choi, Gyeong Ho; Lee, Jae Cheon; Kwon, Tae Yun; Ha, Chang Uk; Lee, Jong Soon; Chung, Yon Jong; Chang, Yong Hoon; and Han. Sung Bin; Combustion characteristics of a swirl chamber type diesel engine. *Journal of mechanical science and technology*, 23(12):3385-3392, 2009.

Cleeves, James; Variable compression ratio systems for opposed-piston and other internal combustion engines, and related methods of manufacture and use, Patent n.º 8413619 B2, 2013.

Corum, James S; A clash of military cultures German and French approaches to technology between the world wars, A Paper for the USAF Academy Symposium, USAF School of Advanced Airpower Studies, September 1994.

Cunha, Júlio J.L.; Otimização do desenho da câmara de combustão de um motor DI-SI, Dissertação de Mestrado Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, 2011.

Decreto - Lei n.º 128/2010 de 3 de dezembro, que republica, o Decreto - Lei n.º 238/94, de 19 de setembro.

Dovat, François; Le Diesel multivalebrequin à pistons opposés, 2011. Disponível em: http://histomobile.com/dvd_histomobile/fr/tech/120-1.htm.

DyneSystem, I; Water Cooled Eddy Current Dynamometers, in DPD-002-01. 2009: Wisconsin.

Eckermann, Erik; World history of the automobile. SAE, 2001.

Enaux, Benoit; Granet, Victor; Vermorel, Olivier; Lacour, Corine; Thobois, Ludovic; Dugué, Vincent; Poinot Thierry; Large eddy simulation of a motored single-cylinder piston engine: numerical strategies and validation. *Flow, turbulence and combustion*, 86(2):153-177, 2011.

Erick, William R; Opposed Piston Engine, Patent n.º US3394683 A, 1968.

Ferguson, Colin R; Kirkpatrick, Allan T; Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, Second Edition, John Wiley and sons, Inc, New York, 2001.

Fernandes, António; Compêndio de Motores Alternativos, Centro de Formação Militar e Técnica, Força Aérea Portuguesa, Ministério da Defesa Nacional, 2008.

Ford, Henry; Opposed-piston engine, Patent n.º US 2334917 A, 1943.

Gameiro da Silva, Manuel C; Mateus, Mário L S; Serrano, Luís M V; Cardoso, J Belo; Instalação de um banco de ensaios de motores de combustão interna, Primeiras Jornadas nacionais do colégio de Engenharia Mecânica, Porto, 1998.

Gasterstädt, Johannes; Development of the Junkers-Diesel Aircraft engine; technical memorandum nº 565; National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, May, 1930

- Giacosa, Dante; Motores endotérmicos, 3.^a Edición, Editorial Dossat, Madrid, 1986.
- Gonçalves, Pedro M F; Concepção de um motor de combustão interna para um veículo automóvel de extra-baixo consumo de combustível, Dissertação de mestrado em Ciências de Engenharia Mecânica, FCTUC Coimbra, 2008.
- Gonçalves, Robert S; 3D CFD Simulation of a Cold Flow Four-Stroke Opposed Piston Engine, Dissertação de mestrado em Engenharia Aeronáutica, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2014.
- Granet, Victor; Vermorel, Olivier; Lacour, Corine; Enaux, Benoit; Dugué, Vincent; Poinot, Thierry; Large-eddy simulation and experimental study of cycle-to-cycle variations of stable and unstable operating points in a spark ignition engine. *Combustion and Flame*, 159(4):1562-1575, 2012.
- Gunabalan, A; Ramaprabhu, R; Effect of piston bowl geometry on flow, combustion and emission in di diesel engine-a cfd approach. *International Journal of Applied Engineering Research*, 4(11), 2009.
- Herold, R; Wahl, M., Regner, G; Lemke, J et al.; "Thermodynamic Benefits of Opposed-Piston Two-Stroke Engines," SAE Technical Paper 2011-01-2216, 2011, doi: 10.4271/2011-01-2216.
- Heuert, Jenifer; Khatchatourian, Oleg; Interação entre Jatos Transversais e Fluxo Principal: Simulação e Análise Comparativa de Modelos de Turbulência, XXX CNMAC, 2007
- Heywood, John B; *Internal Combustion Fundamentals*, International Edition, McGraw-Hill, New York, 1988.
- Holman, Jack, P; *Experimental Methods for Engineers*, 4th edition McGraw Hill, 1984
- Honkanen, Eric; Horizontally opposed internal combustion engine, Patent n.º US 5133306 A. 1992.
- Jiménez, J; Moser R D; LES: where are we and what can we expect? Technical Report Paper 98-2891, AIAA, 1998.
- Kalke, Jakub; Opalinski, Marcin; Szczecinskiy, Mateusz; Opposed-piston engines: the future of internal combustion engines?, *PhD Interdisciplinary Journal*, 2014
- Kok, J C; Resolving the dependence on free-stream values for the k-omega turbulence model, National Aerospace Laboratory NLR, 1999.
- Kolmogorov, A N; Equations of turbulent motion in an incompressible fluid. *Izv. Akad. Nauk. SSSR ser. Fiz.* 6, 56-58. 1942.
- Kurniawan, Wendy Hardyono; Abdullah, Shahrir; Shamsudeen. Azhari; A computational fluid dynamics study of cold-flow analysis for mixture preparation in a motored four-stroke direct injection engine. *Journal of Applied Sciences*, 7:2710-2724, 2007.

Larson, David, Development of 2² -an opposed piston HCCI engine, Master of Science Thesis, KTH, Stockholm, 2008.

Lima, Rafael C. F.; Avaliação de modelos de turbulência na previsão do desempenho de ejetores, FEUP, Porto, 2013

Liu, Yongfeng; Zhang, Youtong; Xiong; Qinghui; Three-dimensional simulation and experiment for turbulent combustion system in a high-speed direct-injection diesel engine. In System Simulation and Scientific Computing, 2008. ICSC 2008. Asia Simulation Conference-7th International Conference on, pages 1276-1281. IEEE, 2008.

Lucchesi, Domenico; O automóvel, curso técnico, Editorial Presença, Lisboa, 1989.

Luo, Ma-ji; Chen, Guo-hua; Ma, Yuan-hao; Three-dimensional transient numerical simulation for intake process in the engine intake port-valvecylinder system. Journal of Zhejiang University SCIENCE A, 4(3):309- 316, 2003.

Marat-Mendes, Rosa; Folhas de Apoio à unidade curricular de Elementos de Máquinas II, ENGRENAGENS, DEM, Instituto Politécnico de Setúbal, 2012

Martins, António Garcia; Scavenging process in a two-stroke opposite pistons Diesel engine, Universidade da Beira Interior, 2010.

Martins, Jorge; Motores de Combustão Interna, Publindustria, Porto, 2005.

Martins, Jorge; Ribeiro, B; Desenvolvimento do Conceito de Motor Sobre-Expandido - análise teórica, numérica e experimental, DEM, Universidade do Minho, Guimarães, 2007.

Mikuni, American Corporation; Mikuni Carburetor Super Tuning Manual, California (sem data).

Moran, Michael J; Shapiro, Howard N; Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th Ed, SI Version, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2006.

Navio, Francisco J P; Previsão do desempenho de motores alternativos com ignição por faísca, Dissertação de mestrado em Engenharia Eletromecânica, UBI, Covilhã, 2011.

Neng, Ng Tee; Design and optimization of the scavenging System of a multi-cylinder two-stroke Scotch-Yoke Engine, University Technology Malaysia, April, 2006.

Nicolau, G D; Scattolini, R; Siviero, C; Modelling the volumetric efficiency of ic engines: Parametric, non-parametric and neural techniques, Control Engineering Practice, 1996.

Oechelhaeuser, Wilhelm; Junkers Hugo, Gas Engine, Patent US508833 A, 1893

Oliveira, Luis A; Lopes, António; Mecânica dos Fluidos, 4.^a edição, Lidel, Lisboa, 2012.

Oliveira, Paulo; Mecânica Computacional, notas didáticas, DEE, UBI, 2011.

Oliver, Philip Josef; A numerical investigation of the scavenging flow in two-stroke engine with passive intake valves, Queen's University, Kingston, Ontario, 2008.

- Pattakos, M; Pattakos, E; Pattakou, P; Pattakos, E; Pulling rod engine, Patent n.º US 7909012 B2, 2011.
- Payri, F; Benajes, J; Margot, X; Gil, A; Cfd modeling of the in-cylinder flow in direct-injection diesel engines. *Computers & fluids*, 33(8):995-1021, 2004.
- Pesic, R B; Davinic, A L; Petkovic, S D; Taranovic, D S; Miloradovic D M; Aspects of volumetric efficiency measurement for reciprocating engines, *Thermal Science*, vol. 17, no. 1, 2013.
- Pessoa, Fernando, Mensagem, Lisboa, Pareceria António Maria Pereira, 1934. (disponível em: <http://purl.pt/13966> acedido em 05/06/2016.
- Pirault, Jean-Pierre; Flint Martin; *Opposed Piston Engines: Evolution, Use, and Future Applications*, SAE International, Warrendale, Pa, 2009.
- Pitta, Srinivasa Rao; Kuderu, Rajagopal; A computational fluid dynamics analysis on stratified scavenging system of medium capacity two-stroke internal combustion engines. *Thermal Science*, 12(1):33-42, 2008.
- Regner, G; Herold, R; Wahl, M; Dion, E et al.; The Achates Power Opposed-Piston Two-Stroke Engine: Performance and Emissions Results in a Medium-Duty Application, *SAE Int. J. Engines* 4(3):2726-2735, 2011.
- Renault Portuguesa; *Tecnologia Automóvel*, Lisboa 1988.
- Robin America, Inc.; *Service Manual EY15-3, EY20-3 Engines*, 2001.
- Rutland, Christopher J; *Development and Use of LES for Diesel Engine CFD*, Engine Research Center, University of Wisconsin - Madison, USA, 2003
- Santos, António; *Análise computacional da lavagem de um motor Diesel, 2 tempos, de pistões opostos*, Dissertação de mestrado em Engenharia Aeronáutica, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2009.
- Semlitsch, Bernhard; Wang, Yue; Mihăescu, Mihai; Flow effects due to pulsation in an internal combustion engine exhaust port. *Energy Conversion and Management*, 86:520-536, 2014.
- Sigurdsson, Eythor; Ingvorsen, Kristian Mark; Jensen, Michael Vincent; Mayer, S; Matlok, S; and Walther, Honore, Jens;. Numerical analysis of the scavenge flow and convective heat transfer in large two-stroke marine diesel engines. *Applied Energy*, 123:37-46, 2014.
- Smiths, J J M; *Modeling of a fluid flow in an internal combustion engine*, Eindhoven University of Technology, 2006.
- Soler e Palau Sistemas de Ventilación, S.L.U.; *Catálogo geral*, Barcelona, 2006 (disponível em: http://www.solerpalau.pt/docs/catalogo_general/paginas_de_pt_929_935_serie_k_gama_plastico_fid5776.pdf) consultado em 20/09/2015.
- STEM-ISI Impianti S.p.A.; *TD340 - Engines Test Rig Technical Manual n.º 1301/GB/92*, Génova 1992.

Stone, Richard; Introduction to Internal Combustion Engines, Second Edition, Macmillan, London, 1992.

Taghavifar, Hadi; Khalilarya, Shahram; Jafarmadar, Samad Engine structure modifications effect on the flow behavior, combustion, and performance characteristics of di diesel engine. Energy Conversion and Management, 85:20-32, 2014.

Taulbut, Derek; Grand Prix engine development 1906 - 2000, edição online, 2016. Disponível em: <http://www.grandprixengines.co.uk/>. Acedido em 05/03/2015.

Taylor, Charles Fayette; The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, MIT press, second edition, 1985.

Taylor, John W R; The Lore of Flight, Barnes and Noble Books, New York, 2nd edition 1996

The Autocar Handbook, a Guide to the motor car, Ninth edition, Iliffe & Sons, London, 1919.

Thirumalini, S; Lakshmikanthan, C; and Dhandapani, S; Cfd modelling for parametric investigation of flow through the inlet valve of a four-stroke engine. International Journal of Applied Engineering Research, 4(7), 2009.

Toh, Hoong T; Huang, Rong F; Lin, Kuan H; Chern, Ming-Jyh; Computational study on the effect of inlet port configuration on in-cylinder flow of a motored four-valve internal combustion engine. Journal of Energy Engineering, 137(4):198-206, 2011.

Varol, Yasin; Oztop, Hakan F; Firat, Mujdat; Koca, Ahmet; Cfd modeling of heat transfer and fluid flow inside a pent-roof type combustion chamber using dynamic model. International Communications in Heat and Mass Transfer, 37(9):1366-1375, 2010.

Versteeg, H; Malalasekera, W; An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method, Longman, 1995.

Wilcox, D. C.; Turbulence Modeling for CFD, 2nd edition, DCW Industries, Inc., La Canada CA, 1998.

Wilkinson, Paul H; Diesel Aviation Engines, 1940; edição online disponível em: <http://www.enginehistory.org/diesels.shtml>. acedido em 05/03/2012.

Willcox, M; Cleeves, J; Jackson, S; Hawkes, M et al.; Indicated Cycle Efficiency Improvements of a 4-Stroke, High Compression Ratio, SI, Opposed-Piston, Sleeve-Valve Engine Using Highly Delayed Spark Timing for Knock Mitigation, SAE, 2012. Disponível em: <http://papers.sae.org/2012-01-0378>.

Wilson, W K; History of the horizontally opposed marine oil engine, 1946.

Wittig, Wilhelm; Hees Wilhelm; Gas-Engine, Patent n.º US 225778 A 1880.

Wittig, Wilhelm; Hees, Wilhelm; Improvement In Gas-Engines, Patent n.º US 213539 A, 1879.

Wu, Yining; Wang, Yang; Zhen, Xudong; Guan, Shuai; Wang, Jiancai; Three-dimensional cfd (computational fluid dynamics) analysis of scavenging process in a two-stroke free-piston engine. *Energy*, 68:167-173, 2014.

Younossi, Obaid; Arena, Mark V; Moore, Richard M; Lorell Mark A; Mason, Joanna; Graser John C; Military Jet Engine Acquisition, Appendix B, An Overview of military jet engine history, Santa Monica, 2002.

Zima, Stefan; Gescheiterte Motorkonzeptionen - Ungeeignete Konstruktionen Oder Wandel der Randbedingungen, *MTZ*, 11/1997.

Sites de empresas ou entidades que fabricam, desenvolvem, investigam, financiam, divulgam e guardam a memória dos OPE (05/06/2016).

Achates Power: <http://achatespower.com/our-formula/opposed-piston/>

Advanced Propulsion Technologies: <http://www.propulsiontech.com/>

DARPA: <http://www.darpa.mil/>

Departamento de Defesa dos Estados Unidos da América: <http://www.defense.gov/>

Diesel Air Limited: <http://www.dair.co.uk/>

Doxdorf: <http://www.dieselduck.info/historical/01%20diesel%20engine/Doxford/>

EcoMotors: <http://ecomotors.com/>

Fairbanks Morse: <http://www.fairbanksmorse.com/engines/opposed-piston-model-38/>

FEV BmbH: <http://www.fev.com/>

Golle Motor GmbH: http://www.borderlands.de/net_pdf/net0309s4-8.pdf

Green Car Congress: <http://www.greencarcongress.com/>;

Green Car Congress: <http://www.greencarcongress.com/2012/04/pinnacle-20120424.html>;

Junkers: <http://www.technikmuseum-dessau.de/20englisch/05/motoren.pdf>

Junkers: <https://oldmachinepress.com/2015/09/26/junkers-jumo-223-aircraft-engine/>

Kharkiv Morozov Machine Building: <http://www.morozovkmb.com/>

Monolith Engine: <http://www.monolithengines.com/>

OPE wikipedia: <https://de.wikipedia.org/wiki/Gegenkolbenmotor#Weblinks>

OPE wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/Opposed-piston_engine;

OPE: <http://www.opposedpistonengines.com/index.html>, 2014. Site criado por Jean-Pierre Pirault, and Martin Flint; para disponibilizar para consulta o material excedentário do livro *Opposed Piston Engines: Evolution, Use, and Future Applications* publicado pela SAE em 2009

Pattakon: <http://www.pattakon.com/>

Pinnacle Engines: <http://www.pinnacle-engines.com/>

SAE: <https://www.sae.org/>;

Anexos

Folha em branco

Anexo A

Verificação da resistência do dentado à flexão

Folha em branco

Anexo A Verificação da resistência do dentado à flexão

As engrenagens são elementos cruciais dos órgãos de máquinas. Segundo Branco et al. (2012), podem falhar basicamente por dois tipos de causas distintas:

- i) Aparecimento de picadas na superfície dos dentes devido ao valor excessivo das pressões de contacto que são gerados no decurso do engrenamento dos dentes;
- ii) rotura dos dentes por excesso do valor da tensão máxima de flexão na secção crítica localizada no pé do dente.

Para a engrenagem em apreço considerou-se que a causa mais provável de ruína seria o excesso do valor da tensão máxima de flexão que ocorre no pé do dente, devido à flexão causada pela carga transmitida. É esse tipo de falha que se tenta prevenir ao realizar esta verificação de resistência do dentado à flexão.

O cálculo da capacidade de carga à rotura de uma engrenagem baseia-se na comparação da tensão máxima de flexão na secção crítica do pé do dente σ_{max} , com a tensão admissível σ_{adm} do material usado para cada uma das rodas, Branco et al. (2012), como se mostra na equação A1.

$$\sigma_{max} < \sigma_{adm} \quad (A.1)$$

De acordo com o modelo simplificado da teoria Lewis, enunciada em 1892, o cálculo da resistência do dentado é baseado na determinação da tensão máxima de flexão que ocorre na secção mais crítica do dente (base do dente).

Tensão máxima atuante na raiz do dente é dada pela equação A.2:

$$\sigma_{max} = \frac{F_t}{C_v L m_d Y} \quad (A.2)$$

onde: F_t representa a força tangencial, C_v , coeficiente de velocidade ou de solitação dinâmica, L a largura do dentado, m_d o módulo normal do dentado e Y é o fator de forma.

Esta equação é importante, pois forma a base do procedimento AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) para determinar a resistência à flexão de dentes de engrenagens. Ela é a base de cálculo de engrenagens, quando a vida e a fiabilidade não são importantes. Deste modo, pode-se usar esta equação para uma estimativa preliminar do tamanho das engrenagens necessárias para várias aplicações, Marat-Mendes (2012).

A determinação do coeficiente de velocidade, C_v é dada pela equação A.3

$$C_v = \frac{A}{A + V} \quad (A.3)$$

onde A é igual a 6 ($A=6$) para engrenagens de média precisão. Por sua vez a velocidade calcula-se pela equação A.4, e o diâmetro da engrenagem pela equação A.5

$$V = \omega * \frac{d}{2} = \frac{2 * \pi * n}{60} * \frac{d}{2} \quad (\text{A.4})$$

$$d = m_d Z = 1,5 * 56 = 84 \text{ mm} \quad (\text{A.5})$$

onde ω é a velocidade angular, d o diâmetro primitivo da roda dentada, n a velocidade de rotação, m_d o módulo do dentado e Z o número de dentes. Substituindo os valores na equação A.4, onde a velocidade de rotação do binário máximo considerado é de 2800 rpm obtém-se na equação A.6 o valor da velocidade tangencial.

$$V = \frac{2 * \pi * 2800}{60} * \frac{84 * 10^{-3}}{2} = 12,32 \text{ m/s} \quad (\text{A.6})$$

Substituindo o valor de A e da velocidade na equação A.3, obtém-se A.7 o valor de C_v :

$$C_v = \frac{6}{6 + 12,32} = 0,328 \quad (\text{A.7})$$

A força tangencial descrita na equação A.8 tem o valor de 159,52 N, onde B é o binário. Neste caso o binário máximo considerado é de 6,7 Nm.

$$F_t = \frac{B}{d/2} = \frac{6,7}{\frac{84}{2} * 10^{-3}} = 159,52 \text{ N} \quad (\text{A.8})$$

Valor tabelado do fator de forma $Y=0,416$ ($Z = 56$ dentes)

Logo o valor da tensão máxima obtém-se na equação A.9 que resulta da substituição, na equação A.2, dos valores entretanto calculados,

$$\sigma_{max} = \frac{159,52}{0,328 * 1,5 * 20 * 0,416} = 38,97 \text{ MPa} \quad (\text{A.9})$$

A tensão admissível será dada pela equação A.10.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_R}{n} = \frac{600}{5} = 120 \text{ MPa} \quad (\text{A.10})$$

onde σ_R é a tensão de rotura do material, valor tabelado para o aço CK 45, 600 MPa, e n é o coeficiente de segurança, considerou-se 5, valor superior para transmissões sujeitas a choques e oscilações de carga.

$$\sigma_{max} < \sigma_{adm} ; 38,97 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (\text{A.11})$$

A comparação feita na equação A.11 permite considerar validado este critério de verificação.

Quando um par de engrenagens roda a uma velocidade moderada ou elevada e há ruído, vão ocorrer os efeitos dinâmicos, logo a equação de flexão de Lewis toma a seguinte forma A.12 para permitir o cálculo do módulo do dentado.

$$m_d \geq \frac{n * F_t}{\sigma_R * C_v * L * Y} \quad (\text{A.12})$$

Substituem-se os valores na equação A.12 e obtém-se o valor do módulo do dentado na equação A.13.

$$m_e \geq \frac{5 * 159,52}{600 * 0,328 * 20 * 0,416} = 0,49 \text{ mm} \quad (\text{A.13})$$

Comparação entre o valor considerado e o valor calculado a partir da tensão máxima e da tensão admissível

$$m_d = 1,5 \text{ mm (valor considerado)} > 0,49 \text{ mm (valor calculado)} \quad (\text{A.14})$$

A comparação feita na equação A.14 permite considerar também validado este critério de verificação.

Por último considera-se também o dente sujeito a um carregamento dinâmico e para isso usa-se a Fórmula de Lewis corrigida para carregamento dinâmico, equação A.15

$$m_d \geq \frac{F_t * K_s * K_t * K_1}{\sigma_r * C_v * L * y * K_2} \quad (\text{A.15})$$

Substituindo-se os valores na equação A.15 obtém-se o valor do módulo do dentado na equação A16.

$$m_d \geq \frac{159,52 * 5 * 1,33 * 1,25}{600 * 0,328 * 20 * 0,416 * 1} = 0,81 \text{ mm} \quad (\text{A.16})$$

Na equação A.17 compara-se o valor considerado para o módulo do dentado e o valor calculado a partir da Fórmula de Lewis corrigida para carregamento dinâmico.

$$m_r = 1,5 \text{ mm (valor considerado)} > 0,81 \text{ mm (valor calculado)} \quad (\text{A.17})$$

A comparação feita na equação A.17 permite considerar também validado este critério de verificação.

Folha em branco

Anexo B

Analisador dos gases de escape

Folha em branco

Anexo B Analisador dos gases de escape

O analisador de gases de escape é um aparelho da marca Tecnotest modelo MULTIGAS 488 para motores a gasolina. A análise de gases é feita por infravermelhos. Este analisador permite medir os valores de CO, CO₂, HC, O₂, com base nos quais é automaticamente calculado o coeficiente de excesso de ar (coeficiente lambda), referência indispensável para a correta afinação do motor. Também é possível verificar o valor da velocidade de rotação do motor (rpm) e a temperatura do óleo (°C). O fabricante disponibiliza um *kit* para a medição de óxidos de azoto (NO_x), mas nunca chegou a ser adquirido, por esse motivo não foram feitas medições dos óxidos de azoto.

De seguida apresentam-se as características técnicas do analisador de gases de escape e um gráfico dos produtos da combustão do manual do fabricante.

Características técnicas:

Alimentação da rede 110/220/240 V (± 15%)

50 a 60 Hz (± 3%)

Âmbito medição:

CO 0-9,99% vol (res. 0,01)

CO₂ 0-19,9% vol (res. 0,1)

HC 0 a 9999 ppm vol (res. 0,1)

O₂ 0 a 4% vol. (res.0,01)

O₂ 4 ÷ 25,0% vol (res. 0,1)

Lambda 0,5-2,000 (res. 0,001)

Indução tacómetro 0-9990 rpm (res. 10)

Teste Lambda NO eletrónico

Temperatura de funcionamento (° C) 5 a 40

Gás de sucção medindo 8 l / min (aprox)

Tempo de resposta de <10 s (3 lung.sonda mt)

Redefinição de electrónica e automática

Descarga de condensação automática e contínuo.

Para o analisador de gases funcionar convenientemente foi necessário adquirir uma sonda nova de O₂ pois a anterior já não estava dentro do prazo de validade.

No manual do analisador de gases de escape da marca Tecnotest modelo MULTIGAS 488, vem o gráfico que se reproduz na figura 134. Este gráfico relaciona a correspondência entre os quatro gases analisados relativos a uma amostragem de 100 veículos alimentados com injeção em bom estado de manutenção. O fabricante refere ainda que para uma correta leitura do gráfico se deve considerar o CO como gás de referência.

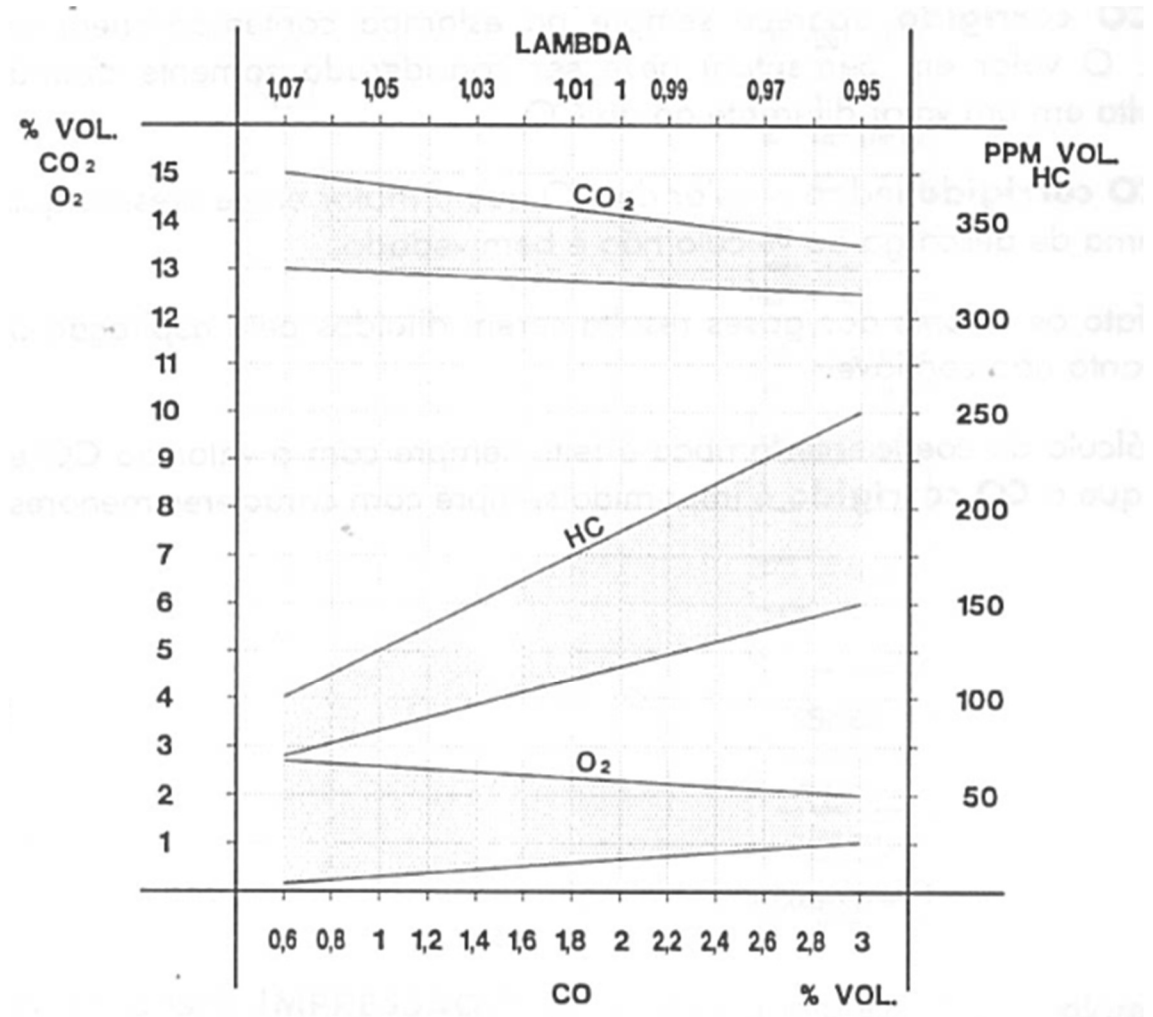


Figura 134 Gráfico dos produtos da combustão.

Anexo C

Detalhes da modelação do domínio

Folha em branco

Anexo C Detalhes da modelação do domínio

Todas as medidas se apresentam em milímetros. A câmara das figuras 135 e 136 têm uma altura de 8,7 mm.

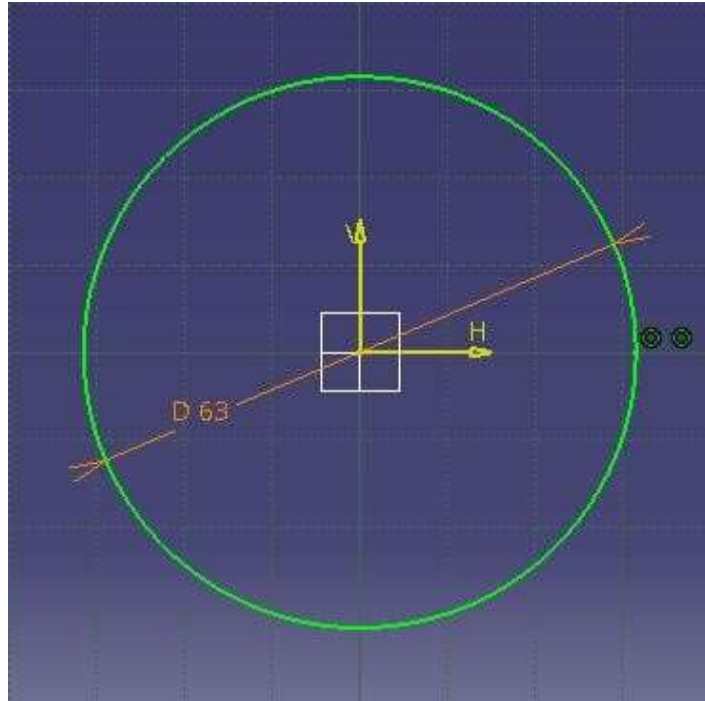


Figura 135 Diâmetro do cilindro e do espaçador na zona do cilindro

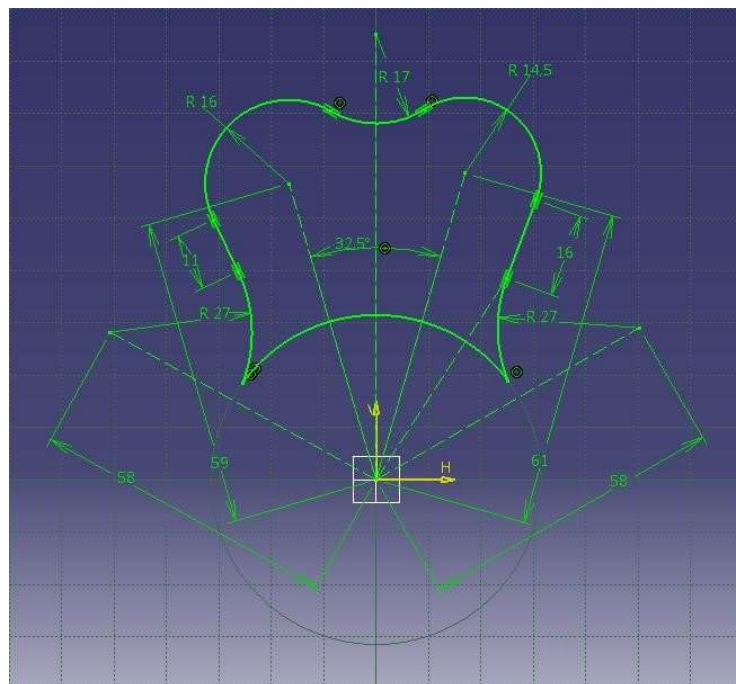


Figura 136 Dimensões da câmara entre as válvulas, adjacente ao cilindro.

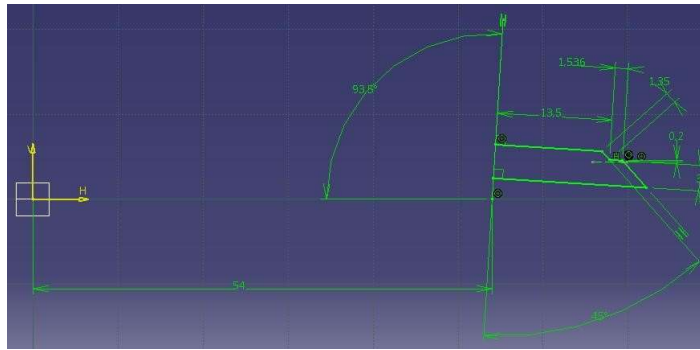


Figura 137 Detalhes da área da protrusão próxima da cabeça da válvula de admissão.

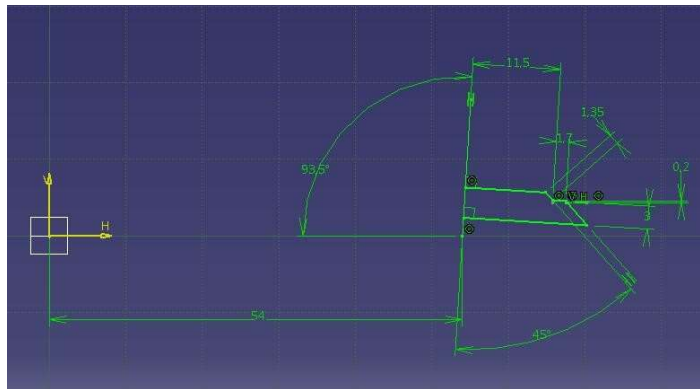


Figura 138 Detalhes da área da protrusão próxima da cabeça da válvula de escape.

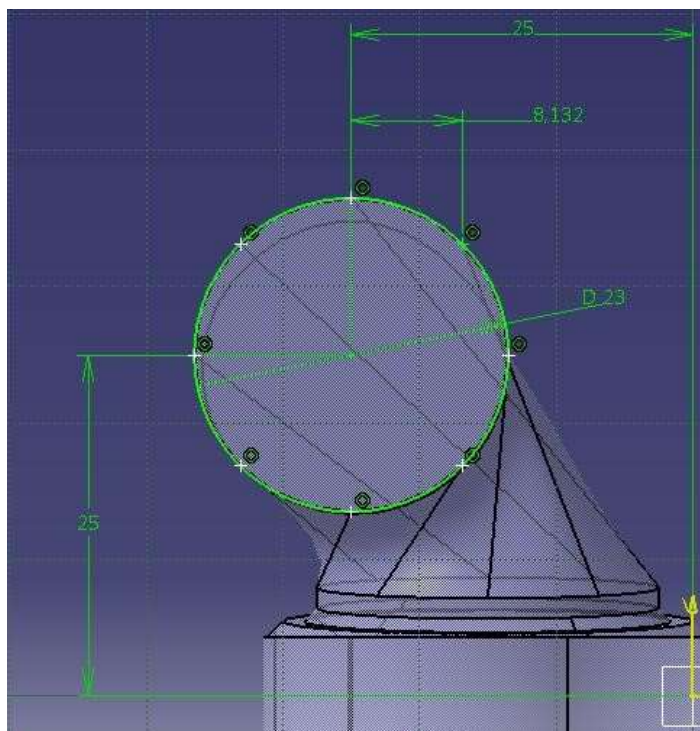


Figura 139 Detalhes da conduta de admissão.

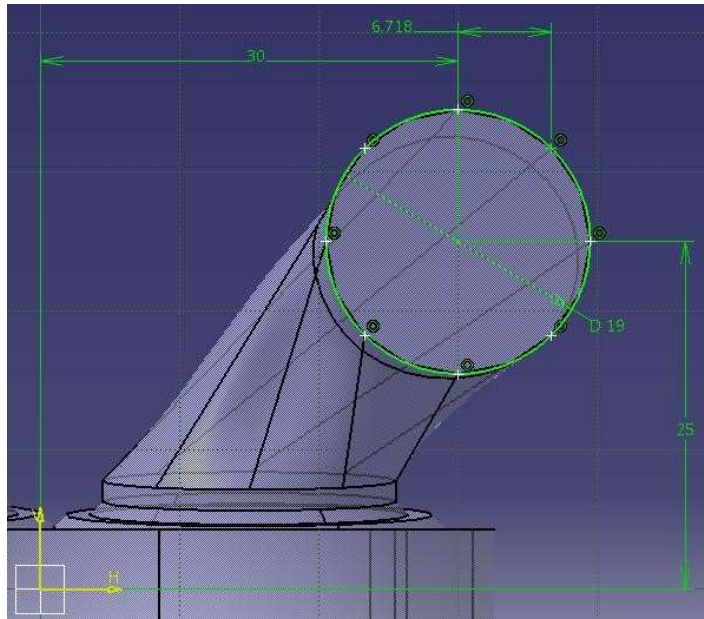


Figura 140 Detalhes da conduta de escape.

Folha em branco

Anexo D

Tabelas da configuração do *Fluent*

Folha em branco

Anexo D Tabelas da configuração do *Fluent*

D1 Geração da malha

Tabela 23 Parâmetros da malha

Mesh Parameters		
Reference Size (RS)	$2\pi R_{ev}/100$	0,00072 m
Minimum Mesh Size	$RS/3$	0,00024 m
Maximum Mesh Size	$3 \times RS$	0,00217 m
<i>Vlayer</i> Size	$2 \times RS/3$	0,00048 m
<i>Inboard</i> Size	$RS/2$	0,00036 m
Chamber- <i>Vlayer</i> Interface size	$RS/2$	0,00036 m
Cylinder and Chamber Size	RS	0,00072 m
Edge Sizing (Top and Bottom Seat Edges)	$\frac{3xLargerEdgeLenght}{2xVlayerSise}$	4
Edge Sizing (Top and Bottom <i>Vlayer</i> Edges)	$\frac{2x VlayerSise}{3}$	0,00032 m
Edge Sizing (Circular <i>Vlayer</i> Edges)	$\frac{2x100x MeshSise}{VlayerSise}$	75

Tabela 24 Configurações gerais da malha.

Global Mesh Settings		
Defaults	Physics Preference	CFD
	Solver Preference	FLUENT
	Relevance	0
Sizing	Use Advanced Size Function	On: Curvature
	Relevance Center	Fine
	Initial Size Seed	Active Assembly
	Smoothing	High
	Transition	Slow
	Span Angle Center	Fine
	Curvature Normal Angle	18,0°
	Minimum Size	0,00024 m
	Maximum Face Size	0,00217 m
	Maximum Size	0,00217 m
Growth Rate	1,20	

Tabela 25 Configurações locais da malha - cilindro

Local Mesh Settings - Cylinder		
Sweep Method	Src/Trg Selection	Automatic
	Free Face Mesh Type	All Quad
	Sweep Bias Type	-
	Sweep Bias	1
Body Sizing	Element Size	0,00072 m
	Behavior	Soft
	Growth Rate	1,15

Tabela 26 Configurações locais da malha - câmara

Local Mesh Settings - Chamber		
Body Sizing	Element Size	0,00072 m
	Behavior	Soft
	Growth Rate	1,15
Sweep Method (Chamber "Corners")(x2)	Src/Trg Selection	Automatic
	Free Face Mesh Type	All Tri
Face Sizing (intf-valve-ob-fluid-ch)(x4)	Element Size	0,00036 m
	Behavior	Soft
Body Sizing (Chamber "Corners")	Element Size	0,00017 m
	Behavior	Soft

Tabela 27 Configurações locais da malha - Vlayer

Local Mesh Settings - Vlayer		
Edge Sizing (Top & Bottom Seat Edges)	Number of divisions	4
	Behavior	Hard
Edge Sizing (Top & Bottom Vlayer Edges)	Element Size	0,00032 m
	Behavior	Hard
Edge Sizing (Vertical Vlayer Edges)	Number of divisions	4
	Behavior	Hard
Edge Sizing (Circular Vlayer Edges)	Number of divisions	75
	Behavior	Hard
Body Sizing	Element Size	0,00048 m
	Behavior	Soft
Sweep Method (x4)	Src/Trg Selection	Manual Source (Bottom Vlayer Face)
	Free Face Mesh Type	All Quad
	Sweep Bias Type	-
	Sweep Bias	1

Tabela 28 Configurações locais da malha - Inboard

Local mesh Settings - Inboard		
Sweep Method (x4)	Src/Trg Selection Free Face Mesh Type Sweep Bias Type Sweep Bias	Manual Source (Symmetry Face) All Quad - 1
Face Sizing (Symmetry Face)(x8)	Element Size Behavior	0,00036 m Hard

Tabela 29 Configurações locais da malha - Portas

Local Mesh Settings - Ports		
Face Sizing (Vlayer & Inboard Faces)	Element Size Behavior	0,00036 m Soft
Sweep Method (Bottom Port Zone)(x4)	Src/Trg Selection Free Face Mesh Type Sweep Bias Type Sweep Bias	Manual Source (Symmetry Face) All Tri - - - - - 1
Face Sizing (Symmetry Port Face)	Element Size Behavior	0,00036 m Hard
Face Sizing (Bottom Large Exhaust Port Face)	Element Size Behavior	0,00036 m Soft

D2 Condições de fronteira

Tabela 30 Parâmetros das condições fronteira de entrada para as condutas de admissão

Pressure Inlet		
Momentum	Reference Frame	Absolute
	Gauge Total Pressure	0 Pa (Constant)
	Supersonic/Initial Gauge Pressure	0 Pa (Constant)
	Direction Specification Method	Normal to Boundary
	Specification Method	Intensity and Hydraulic Diameter
	Turbulent Intensity	2%
	Hydraulic Diameter	0,023 m
Thermal	Total Temperature	300 K (Constant)

Tabela 31 Parâmetros das condições fronteira de saída para as condutas de escape

Pressure Outlet		
Momentum	Gauge Pressure	0 Pa (Constant)
	<i>Backflow</i> Direction Specification Method	Normal to Boundary
	Specification Method	Intensity and Hydraulic Diameter
	<i>Backflow</i> Turbulent Intensity	2%
	<i>Backflow</i> Hydraulic Diameter	0,019 m
Thermal	Total Temperature	440 K (Constant)

Tabela 32 Temperatura das paredes

Wall temperatures	
Wall Name	Temperature (K)
Both admission port walls	300
cylinder-walls chamber-walls All admission valve walls invalve-seat	400
Both exhaust port walls	440
All exhaust valve walls exvalve-seat Both piston walls	450

D3 Interfaces da malha

Tabela 33 Designações das interfaces da malha

Mesh Interfaces		
Mesh Interface	Interface Zone 1	Interface Zone 2
intf-ch-cyl	intf-chamber	intf-cylinder
intf-exvalve1-ib	intf-exvalve1-ib-fluid-ib	intf-exvalve1-ib-fluid-ob-port intf-exvalve1-ib-fluid-ob-vlayer
intf-exvalve1-ob	intf-exvalve1-ob-fluid-ch	intf-exvalve1-ob-fluid-vlayer
intf-int-exvalve1-ib	intf-int-exvalve1-ib-fluid-ib	intf-int-exvalve1-ib-fluid-port
intf-int-exvalve1-ob	intf-int-exvalve1-ob-fluid-port	intf-int-exvalve1-ob-fluid-vlayer
intf-exvalve1-port	intf-exvalve1-midport	intf-exvalve1-port
intf-exvalve2-ib	intf-exvalve2-ib-fluid-ib	intf-exvalve2-ib-fluid-ob-port intf-exvalve2-ib-fluid-ob-vlayer
intf-exvalve2-ob	intf-exvalve2-ob-fluid-ch	intf-exvalve2-ob-fluid-vlayer
intf-int-exvalve2-ib	intf-int-exvalve2-ib-fluid-ib	intf-int-exvalve2-ib-fluid-port
intf-int-exvalve2-ob	intf-int-exvalve2-ob-fluid-port	intf-int-exvalve2-ob-fluid-vlayer
intf-exvalve2-port	intf-exvalve2-midport	intf-exvalve2-port
intf-int-invalve1-ib	intf-int-invalve1-ib-fluid-ib	intf-int-invalve1-ib-fluid-port
intf-int-invalve1-ob	intf-int-invalve1-ob-fluid-port	intf-int-invalve1-ob-fluid-vlayer
intf-invalve1-ib	intf-invalve1-ib-fluid-ib	intf-invalve1-ib-fluid-ob-port intf-invalve1-ib-fluid-ob-vlayer
intf-invalve1-ob	intf-invalve1-ob-fluid-ch	intf-invalve1-ob-fluid-vlayer
intf-int-invalve2-ib	intf-int-invalve2-ib-fluid-ib	intf-int-invalve2-ib-fluid-port
intf-int-invalve2-ob	intf-int-invalve2-ob-fluid-port	intf-int-invalve2-ob-fluid-vlayer
intf-invalve2-ib	intf-invalve2-ib-fluid-ib	intf-invalve2-ib-fluid-ob-port intf-invalve2-ib-fluid-ob-vlayer
intf-invalve2-ob	intf-invalve2-ob-fluid-ch	intf-invalve2-ob-fluid-vlayer

D4 Eventos dinâmicos

Tabela 34 Eventos definidos para a malha dinâmica

Dynamic Events	
deactivate-exvalve-zone ¹	0°
deactivate-invalve-zone ²	0°
reduce-URF-due-to-exvalve-opening ³	135° ^o
activate-exvalve-zone ⁴	135° ^o
reduce-time-step-due-to-exvalve-opening ⁵	135° ^o
increase-URF-due-to-exvalve-opening ⁶	140° ^o
increase-time-step-due-to-exvalve-opening ⁷	140° ^o
reduce- URF -due-to-invalve-opening	350° ^o
reduce-time-step-due-to-invalve-opening	350° ^o
activate-invalve-zone	350° ^o
Increase- URF -due-to-invalve-opening	355°
Increase-time-step-due-to-invalve-opening	355°
Reduce- URF -due-to-exvalve-closing	370°
Reduce-time-step-due-to-exvalve-closing	370°
Desactivate-exvalve-zone	375°
Increase- URF -due-to-exvalve-closing	375°
Increase-time-step-due-to-exvalve-closing	375°
Reduce- URF -due-to-invalve-closing	585°
Reduce-time-step-due-to-invalve-closing	585°
Desactivate-invalve-zone	590°
Increase- URF -due-to-invalve-closing	590°
Increase-time-step-due-to-invalve-closing	590°

¹ Todos os domínios relacionados com o escape são desativados para diminuir o tempo de cálculo.

² Todos domínios os relacionados com a admissão são desativados para diminuir o tempo de cálculo.

³ Os valores *URF* são reduzidos devido às variações bruscas causadas pela abertura das válvulas.

⁴ Devido à abertura da válvula, a respetiva zona é ativada.

⁵ O *time-step* diminui devido a variações bruscas causadas pela abertura da válvula. O novo *time-step* é de 0,125°.

⁶ Os valores *URF* aumentam para os valores anteriores.

⁷ O *time-step* retorna ao seu valor anterior - 0,25°.

D5 Configurações da malha dinâmica

Tabela 35 Zonas estacionárias da malha dinâmica.

Stationary Zones	
Dynamic Mesh Zone	Meshing Options
	Cell Height
<i>Valve-name-seat</i>	0,0002 m
<i>intf-int-valve name-ib-fluid-ib</i>	0,0005 m
<i>intf-int-valve name-ob-fluid-vlayer</i>	0,0002 m

Tabela 36 Corpos rígidos da malha dinâmica.

Rigid Bodies			
Dynamic Mesh Zone	Motion Attributes		Meshing Options
	Motion Profile	Valve/Piston Axis ¹	Cell Height
exvalve1-ch	exvalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	0 m
exvalve1-ib	exvalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	0,0005 m
exvalve1-ob	exvalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	0,0002 m
exvalve2-ch	exvalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	0 m
exvalve2-ib	exvalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	0,0005 m
exvalve2-ob	exvalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	0,0002 m
fluid-exvalve1-ib	exvalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	----
fluid-exvalve1-vlayer	exvalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	----
fluid-exvalve2-ib	exvalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	----
fluid-exvalve2-vlayer	exvalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	----
fluid-invalve1-ib	invalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	-
fluid-invalve1-vlayer	invalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	-
fluid-invalve2-ib	invalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	-
fluid-invalve2-vlayer	invalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	-
invalve1-ch	invalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	0 m
invalve1-ib	invalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	0,0005 m
invalve1-ob	invalve	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	0,0002 m
invalve2-ch	invalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	0 m
invalve2-ib	invalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	0,0005 m
invalve2-ob	invalve	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	0,0002 m
lower-piston	**piston-full**	Y = 1	0,001 m
upper-piston	**piston-full**	Y = - 1	0,001 m

Tabela 37 Zonas de deformação da malha dinâmica

Deforming Zones					
Dynamic Mesh Zone	Geometry Definition			Meshing Options	
	Cylinder Radius	Cylinder Origin	Cylinder Axis	Zone Parameters	
intf-exvalve1-ob-uid-ch	0,0115 m	X = 0,054 m Z = -0,015 m	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	Min. Length Scale	0,00038339 m
				Max. Length Scale	0,00010954 m
				Max. Skewness	0,6
intf-exvalve2-ob-uid-ch	0,0115 m	X = 0,055 m Z = 0,015 m	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	Min. Length Scale	0,00010954 m
				Max. Length Scale	0,00038339 m
				Max. Skewness	0,6
intf-invalve1-ob-uid-ch	0,0135 m	X = 0,054 m Z = 0,015 m	X = 0,06104854 Y = 0,9981348	Min. Length Scale	0,00011098 m
				Max. Length Scale	0,00038842 m
				Max. Skewness	0,6
intf-invalve2-ob-uid-ch	0,0135 m	X = 0,054 m Z = -0,015 m	X = 0,06104854 Y = -0,9981348	Min. Length Scale	0,00011098 m
				Max. Length Scale	0,00038842 m
				Max. Skewness	0,646

Folha em branco

Anexo E

Perfil de elevação das válvulas

Folha em branco

Anexo E Perfil de elevação das válvulas

O movimento da válvula é definido por um arquivo.prof, onde a elevação total da válvula está associada a um determinado ângulo de rotação da cambota:

```
((valvename point)
(angle
0
0,25
0,5
0,75
1)
(lift
0,0001
0,00015
0,0002
0,00025
0,0003))
```

Este exemplo tem um total de 5 pontos que compreende um ângulo de rotação da cambota entre 0° e 1°. Para um ângulo de 0,75° da cambota a válvula eleva-se 0,00025 m. A figura 141 mostra o movimento de ambas as válvulas. As curvas foram criadas por uma função de aproximação aos resultados obtidos por medição direta da elevação das válvulas.

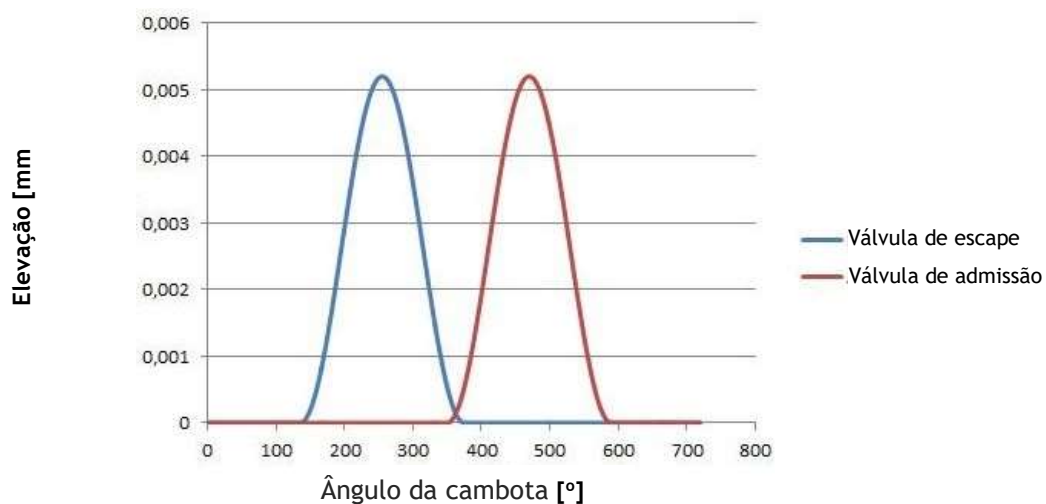


Figura 141 Perfil do movimento elevação das válvulas

Folha em branco

Anexo F
Código do MATLAB

Folha em branco

Anexo F Código do MATLAB

```
function rate
clc
clear
format long
x = 2000; % Engine Speed
y = 2*60/x; % Conversion from rpm to seconds
z = y/720; % Calculation of the time step in seconds
[A] = textread('in2000.txt', '%f'); % Read mass flow rate values for admission
time = linspace(0,y,720); % Creates a vector with 720 points until
y seconds
I = z*trapz(A') % Trapz function is used to calculate the area underneath the plot in order to
know the total mass.
[B] = textread('out2000.txt', '%f'); % Read mass flow rate values for exhaust
J = z*trapz(B') % Trapz function is used to calculate the area underneath the plot in order to
know the total mass.
% Plot the result to confirm the area calculated
figure,
area(B);
figure,
area(A)
end
```

Folha em branco

Anexo G

Geometrias alternativas para a câmara de combustão

Folha em branco

Anexo G Geometrias alternativas para a câmara de combustão

Após a conclusão da modelação numérica consideraram-se várias geometrias alternativas para o formato da câmara de combustão. Para esse efeito considerou-se que basta modificar ligeiramente a forma da cabeça dos pistões ou o formato do espaçador. De entre as várias hipóteses consideradas, apresentam-se nas figuras 142 e 143, uma câmara de combustão em cunha formada por ambos pistões, na figura 144 uma câmara de combustão de elevada turbulência com modificação da forma das cabeças dos pistões e na figura 145 uma câmara de combustão de elevada turbulência com modificação da forma do espaçador e manutenção das cabeças planas dos pistões.

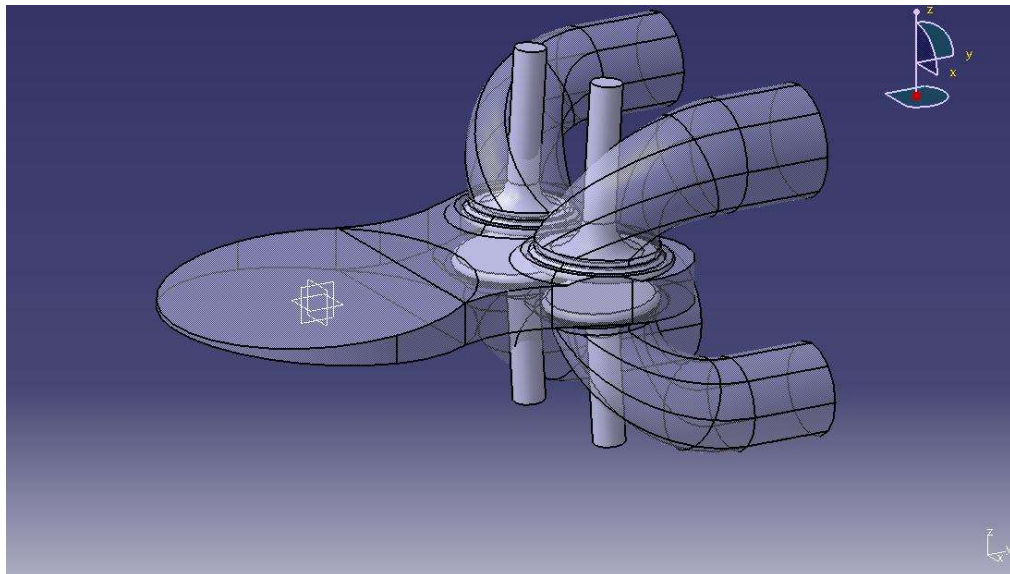


Figura 142 Câmara de combustão em cunha por modificação das cabeças dos pistões.

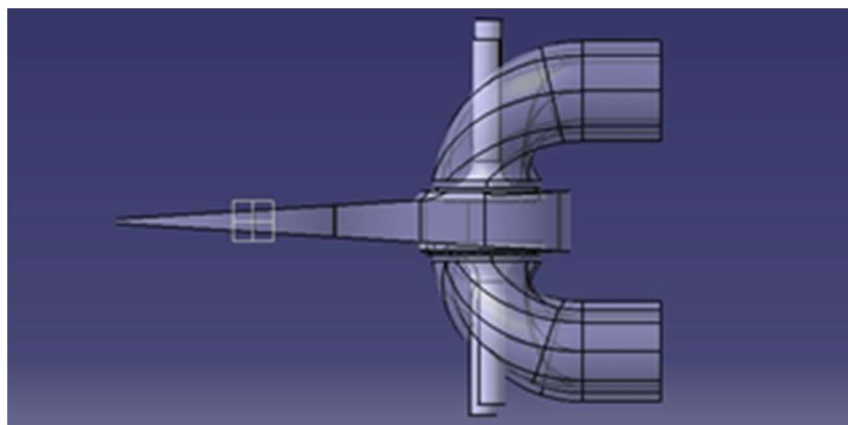


Figura 143 Vista lateral da câmara de combustão em cunha.

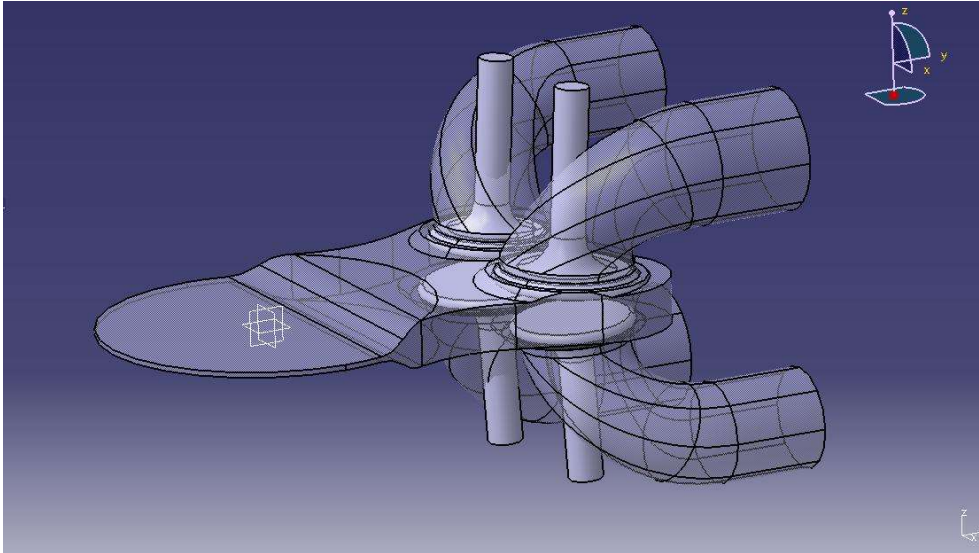


Figura 144 Câmara de combustão com modificação da forma das cabeças de pistão.

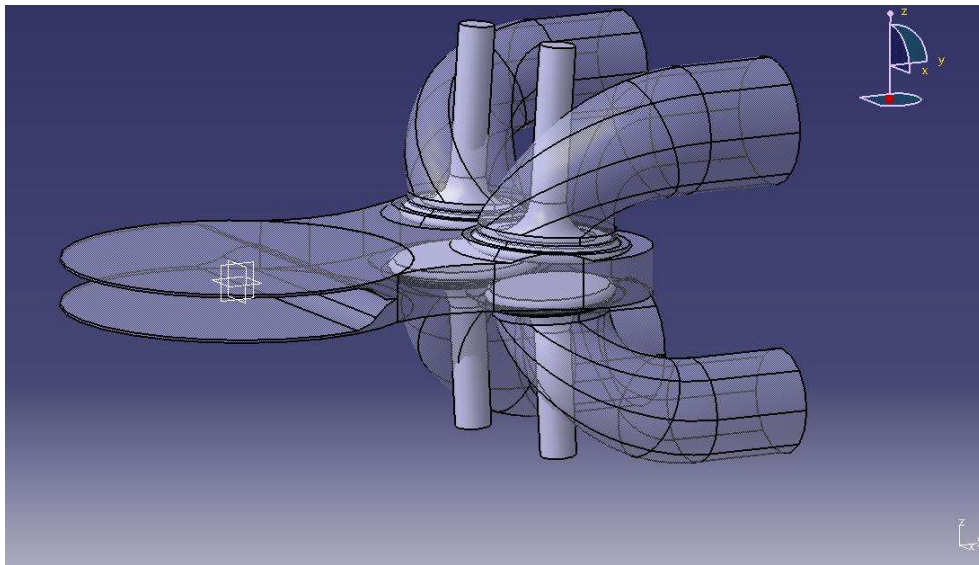


Figura 145 Câmara de combustão com modificação da forma do espaçador.

Anexo H

Pedido provisório de registo de patente

Folha em branco

Anexo H Pedido provisório de registo de patente



Centro das Cidades - 1149-015 Lisboa - Portugal
 Tel: +351 218011000 / Línea Auto: 800 200980 / Fax: +351 218011000 / Fax: +351 218010000 / e-mail: admin@inpi.pt / www.inpi.pt

Nº	CÓDIGO	DATA E HORA DE RECEÇÃO	MODALIDADE	PROCESSO RELACIONADO
20161000039112	0198	2016/06/15-12:07:12	PAT	

**PEDIDO DE PATENTE, MODELO DE UTILIDADE OU
DE TOPOGRAFIA DE PRODUTOS SEMICONDUTORES**

1 REQUERENTE
Código 2455183 Nacionalidade PORTUGUESA Nome INSTITUTO POLITÉCNICO DA GUARDA Endereço AV. DR. SÁ CARNEIRO, 50 Localidade GUARDA Código Postal 6300-559 Telefone 271220191 Telomóvel 964056232 Fax E-mail DIRECTOR.UID@IPG.PT Atividade (CAE) NIF
2 MODALIDADE / TIPO DE PEDIDO
Modalidade: PEDIDO PROVISÓRIO DE PATENTE Realização de pesquisa pelo INPI: SIM
3 EPÍGRAFE OU TÍTULO
MOTOR DE PISTÕES OPOSTOS
4 RESUMO
5 FIGURAS
6 INVENTORES
Nome FRANCISCO MIGUEL RIBEIRO DE PROENÇA BRÓJO Nacionalidade PORTUGUESA Endereço LARGO DA ESTAÇÃO, LOTE 6 - 2 DTO Localidade COVILHÃ Código Postal 6200-087 Telomóvel 969511009 E-mail BROJO@UBL.PT NIF 179309765
Nome JORGE MANUEL PEREIRA GREGÓRIO Nacionalidade PORTUGUESA Endereço RUA DO PONTÃO LOTE 31 Localidade GUARDA Código Postal 6300-624 Telomóvel 963000921 E-mail JGREGORIO@IPG.PT NIF 120450135

20161000039112 - 2016/06/15-12:07:12

1/2

7 REIVINDICAÇÃO DE PRIORIDADE	
8 DOCUMENTOS ANEXOS	
DOCUMENTO DO PEDIDO PROVISÓRIO DE PATENTE (Pedido de Registo da Patente OPE v1.pdf)	
9 OBSERVAÇÕES	
<p>O Requerente e o INPI acordam em submeter a Tribunal Arbitral eventuais litígios emergentes do presente ato, nos termos e condições especificados em Anexo. Esta cláusula vincula as partes que a subscrevem, apenas podendo ser revogada, por comum acordo, até a pronuncia da decisão arbitral.</p> <p>Autorizo que os meus dados sejam utilizados para efeitos de inquerito sobre a qualidade dos serviços on-line do INPI.</p> <p>Autorizo que os meus dados sejam facultados ao ARBITRARE Centro de Arbitragem para a Propriedade Industrial, Nomes de Domínio, Firmas e Denominações, a fim de que este centro me possa esclarecer e informar sobre os respetivos serviços de mediação e arbitragem.</p>	
10 TAXAS	
Taxa	Importância
PEDIDO PROVISÓRIO DE PATENTE	0,00 €
PESQUISA EM PEDIDO PROVISÓRIO DE PATENTE	0,00 €
Total:	0,00 €
11 PAGAMENTO	
Tipo de Pagamento	Não aplicável. Requerimento isento.
12 ASSINATURA DO REQUERENTE OU MANDATÁRIO/REPRESENTANTE LEGAL	
Assinatura/Nome	Correntino Mendes Rei
Nº B.I.	06896927
Data	2016/06/15

Atenção: Os dados relativos ao nome e morada serão publicados no Boletim da Propriedade Industrial, de acordo com o previsto no Código da Propriedade Industrial, aprovado pelo Decreto-Lei n.º 36/2003, de 5 de Março, ficando também incluídos nas bases de dados de marcas e patentes disponibilizadas neste portal.
 Se desejar que a morada não seja conhecida pode optar por indicar um Apartado Postal.
 Caso o requirir, poderá também querer e retificar os seus dados. Para mais informações consulte a política de privacidade deste portal.