



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Análise sobre a utilização do software AVL –
combustão (AVL FIRE)***

Gonçalo Gaspar Henriques

Leiria, *setembro* de 2024



Dissertação/Projeto/Relatório

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Análise sobre a utilização do software AVL –
combustão (AVL FIRE)***

Gonçalo Gaspar Henriques

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Luís Manuel Ventura Serrano, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e coorientação do Doutor Paulo Alexandre de Matos e Henriques de Carvalho, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, *setembro* de 2024

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Dedicatória

Dedico este projeto ao meu amigo Miguel, que, embora não esteja mais presente fisicamente, continua a inspirar-me com a sua energia e gosto que possuía pelos automóveis, dando-me coragem e motivação para dar sempre o melhor de mim.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

Em primeiro lugar, quero agradecer à minha família por todo o amor e carinho que me deram durante a execução deste trabalho, pois todo esse suporte deu-me força e motivação para nunca desistir.

Quero agradecer ao Professor Doutor Luís Serrano e Professor Doutor Paulo de Carvalho pela ajuda prestada na realização desta tese.

E por último, quero agradecer aos meus colegas de curso e amigos mais próximos pela contribuição que deram com diferentes pontos de vista e por acreditarem e me apoiarem até ao fim.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

O motor de combustão interna é um sistema mecânico complexo que desempenha um papel essencial em várias indústrias e no nosso dia a dia, tendo, por isso, grande relevância para a sociedade. Atualmente, as pesquisas neste campo estão focadas em encontrar soluções inovadoras para a construção, processos termodinâmicos e tecnologias aplicadas, com o objetivo de aumentar a eficiência de trabalho e reduzir as emissões de gases de escape.

Com o auxílio de *softwares* avançados, o tempo necessário para analisar novas variações e conceitos de funcionamento de motores foi significativamente reduzido. Por isso, as simulações computacionais assumem um papel crucial no desenvolvimento de motores. A modelação e simulação precisa da geometria do motor e do escoamento de fluidos são, assim, fundamentais para o design e otimização de motores.

Este trabalho centrou-se na análise da utilização do *software* AVL FIRE™ M, um *software* de dinâmica de fluidos computacional utilizado principalmente no desenvolvimento de vários tipos de unidades motrizes e seus componentes. A análise da utilização do *software* foi feita através de um modelo focado na análise de escoamento no cilindro de um motor diesel de injeção direta, tendo sido analisada com detalhe a pressão de combustão. Este modelo foi posteriormente adaptado de acordo com um outro estudo realizado onde foram realizados testes experimentais de desempenho do motor para dois combustíveis diferentes, diesel B7 e B100, sendo o objetivo comparar estes resultados com os resultados obtidos nas simulações com o intuito de validar a utilização do *software*.

Verificou-se que os resultados obtidos para os regimes às 1600 rpm com 25 e 57% de carga apresentam grande concordância com os resultados experimentais. Para os regimes às 2400 rpm com 45 e 100% de carga, os resultados obtidos já desviavam um pouco dos resultados experimentais, tendo obtido num dos casos cerca de 10% de diferença de pressão máxima em relação aos valores experimentais. No entanto, pode-se concluir que os resultados foram bons o suficiente para a finalidade pretendida, validando assim os resultados obtidos pelo *software*.

Palavras-chave: Motores de combustão interna, AVL FIRE, CFD, diesel B7, biodiesel, pressão de combustão.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

The internal combustion engine is a complex mechanical system that plays an essential role in various industries and in our daily lives, thus holding great significance for society. Currently, research in this field is focused on finding innovative solutions for construction, thermodynamic processes, and applied technology, with the aim of increasing work efficiency and reducing exhaust gas emissions.

With the help of advanced software, the time required to analyze new variations and concepts of engine operation has been significantly reduced. Therefore, computational simulations play a crucial role in engine development, and when combined with the enhancement of computational capacity, they become practically indispensable in the production and analysis process. The modeling and simulation of the engine geometry and fluid flow are, therefore, essential for optimization and engine design.

This work focused on the analysis of the use of the software AVL FIRE™ M, a computational fluid Dynamics software primarily used in the development of various types of power unit groups and their components. The analysis of the software usage was conducted through a model focused on the flow analysis in the cylinder of a direct diesel injection engine, with a detailed examination of the combustion pressure. This model was subsequently adapted based on another study where experimental performance tests of the engine were conducted for two different fuels, diesel B7 and B100, with the aim of comparing these results with the outcomes obtained from the simulations to validate the use of the software.

It was found that the results obtained for the 1600 rpm with 25 and 57% load regimes show a strong agreement with the experimental results. For the regimes at 2400 rpm with 45 and 100% load, the results obtained were deviated somewhat from the experimental results, having achieved in one case nearly 10% difference in maximum pressure compared to the experimental values. However, it can be concluded that the results were good enough for the intended purpose, thus validating the results obtained by the software.

Keywords: Internal combustion engines, AVL FIRE, CFD, diesel B7, biodiesel, combustion pressure.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de figuras

Figura 2-1 - Representação das 4 fases de um ciclo de um motor Diesel (Blundell & Harty, 2007).....	4
Figura 2-2 - Representação do sistema de injeção indireta (Bosch GmbH, 2007).	7
Figura 2-3 - Representação do sistema de injeção direta (Bosch GmbH, 2007).	8
Figura 2-4 - Diferentes tipos de injeção direta e suas aplicações(Mollenhauer & Tschoeke, 2010).	9
Figura 2-5 - Representação de um sistema common rail (1 Tanque de combustível, 2 Filtro de combustível,3 Bomba alimentadora, 4 Bobma de alta pressão, 5 Válvula de controlo de pressão, 6 Sensor de pressão, 7 régua de combustível (ou acumulador), 8 Injetores, 9 Sensores, 10 ECU) (Bosch GmbH, 2007).	9
Figura 2-6 - Diagrama P-V do ciclo Diesel (Mishra, 2017).	11
Figura 2-7 - Diagrama P-V de um ciclo Diesel real de um motor Diesel (sobrealimentado) (Bosch GmbH, 2007).	12
Figura 2-8 - Pressão no cilindro (p), abertura do bico do injetor (IN), e pressão da linha de combustível do sistema de injeção (p_l), em função dos graus de cambota de um motor Diesel de injeção direta (Heywood, 1988).	13
Figura 2-9 - Pressão no cilindro (p), taxa de injeção de combustível (mfi), e taxa de libertação de calor líquida (Q_n) (Heywood, 1988).....	13
Figura 2-10 - Diagrama de taxa de libertação de calor típico de um motor diesel de injeção direta, identificando as diferentes fases de combustão (Heywood, 1988).....	14
Figura 2-11 - Curva típica de pressão no cilindro em função do ângulo de cambota (DieselNet, 2018).	14
Figura 2-12 - Esquema da destilação fracionada do petróleo (Torre de Destilação Do Petróleo, n.d.).	16
Figura 2-13 - Comparação do spray do injetor entre combustível com maior e menor viscosidade (Bosch GmbH, 2007).....	18
Figura 2-14 - Projeções mundiais para o consumo de combustíveis alternativos nos automóveis (Demirbas, 2008).....	20
Figura 2-15 - Fontes dos principais combustíveis líquidos para os automóveis (Demirbas, 2008).....	21

Figura 2- 16 – Maiores impactos, caso o CFD não fosse utilizado por engenheiros de design (Boucher, 2011).	23
Figura 2-17 - Coletor de admissão do motor real (esquerda) e modelo CAD do respetivo coletor (direita) (Galamboš et al., 2020).....	24
Figura 2- 18 – Comparação entre os dados medidos das variações de pressão no coletor de admissão e os resultados obtidos nas simulações (Galamboš et al., 2020).	24
Figura 3-1 - Ilustração referente aos diferentes tipos de utilização do software AVL FIRETM M (AVL, n.d.-b).	28
Figura 3-2 - Domínio computacional da geometria do pistão (com o respetivo número de células) no PMS (Deshmukh et al., 2020).	32
Figura 3-3 - Comparação entre a curva de pressão obtida pela simulação e curva experimental (Deshmukh et al., 2020).	33
Figura 3-4 - Gráficos das emissões de CO para diferentes ângulos do spray no PMS e 10° antes do PMS (Deshmukh et al., 2020).....	33
Figura 3-5 - Gráficos das emissões de NOx para diferentes ângulos do spray no PMS e 10° antes do PMS (Deshmukh et al., 2020).....	34
Figura 3-6 - Gráficos das emissões de fuligem para diferentes ângulos do spray no PMS e 10° antes do PMS (Deshmukh et al., 2020).....	34
Figura 3-7 - Motor Kubota V3300 acoplado ao dinamómetro (Karami et al., 2021).35	
Figura 3-8 - Comparação entre os dados experimentais e os dados da rede neuronal - pico de taxa de libertação de calor (Karami et al., 2021).....	35
Figura 3-9 - Malha computacional do motor nas posições de PMS e PMI (Karami et al., 2021).....	36
Figura 3-10 - Comparação das curvas de pressão no cilindro medidas experimentalmente e calculadas numericamente (Karami et al., 2021).....	36
Figura 4-1 - Ambientes gráficos para a execução dos ciclos NEDC e WLTP(Bastos, 2019).....	38
Figura 4-2 - Veículo protótipo VW Eos 2.0 TDI utilizado nos ensaios (Bastos, 2019).	40
Figura 4-3 - Representação da montagem experimental para a medição da pressão do cilindro(Bastos, 2019).	41

Figura 4-4 - Média da pressão de combustão às 1600 rpm @25% de carga, com o combustível B7(Bastos, 2019).....	41
Figura 4-5 - Fluxograma do pré-processamento (FAME M) (AVL, n.d.-a).....	42
Figura 4-6 - Fluxograma da configuração de toda a simulação (FIRE M).	43
Figura 4-7 - Comparação entre as curvas de pressão no interior do cilindro entre os valores experimentais de 25 e 57% de carga às 1600 rpm e o modelo original.....	44
Figura 4-8 – Gráficos da taxa de injeção de combustível para as diferentes variantes do teste às 1600 rpm com 57% de carga.	45
Figura 4-9 - Gráficos da pressão para as diferentes variantes do teste às 1600 rpm com 57% de carga.	46
Figura 4- 10 - Comparação dos gráficos de taxa de injeção de combustível entre a Variante 5 e a Variante 8 para o teste às 1600 rpm e 57% de carga.....	47
Figura 4- 11 - Comparação dos gráficos de pressão entre a Variante 5 e a Variante 8 para o teste às 1600 rpm e 57% de carga.....	47

Figura 5-1 – Resultados obtidos para o regime de 1600 rpm e 25% de carga; (a): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível B7; (b): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível FAME R; (c): injection rate utilizado na simulação para o combustível B7; (d): injection rate utilizado na simulação para o combustível FAME R;..... 48

Figura 5- 2 - Resultados obtidos para o regime de 1600 rpm e 57% de carga; (a): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível B7; (b): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível FAME R; (c): injection rate utilizado na simulação para o combustível B7; (d): injection rate utilizado na simulação para o combustível FAME R;..... 49

Figura 5- 3 - Resultados obtidos para o regime de 2400 rpm e 45% de carga; (a): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível B7; (b): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível FAME R; (c): injection rate utilizado na simulação para o combustível B7; (d): injection rate utilizado na simulação para o combustível FAME R;..... 51

Figura 5- 4 - Resultados obtidos para o regime de 2400 rpm e 100% de carga; (a): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível B7; (b): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o

combustível FAME R; (c): injection rate utilizado na simulação para o combustível B7; (d): injection rate utilizado na simulação para o combustível FAME R;.....	52
Figura 5-5 - Gráfico da temperatura média obtida para o regime de 1600 rpm e 57% de carga para os combustíveis B7 e FAME R.....	56
Figura 5-6 - Gráfico da taxa média de libertação de calor obtida para o regime de 1600 rpm e 57% de carga para os combustíveis B7 e FAME R.	56
Figura 5-7 - Gráfico da taxa média de emissão de CO ₂ obtida para o regime de 1600 rpm e 57% de carga para os combustíveis B7 e FAME R.	57
Figura II-1 - Modelo do motor (AVL, n.d.-a).....	68
Figura II-2 - Curva da taxa de injeção (AVL, n.d.-a).	69
Figura II-3- Criação de um novo modelo AVL FAME™ M (AVL, n.d.-a).....	69
Figura II-4– Malha do contorno do pistão (AVL, n.d.-a).	70
Figura II- 5– Criação do FAME™ M Engine Segment (AVL, n.d.-a).....	71
Figura II-6 – Definições da geometria (AVL, n.d.-a).	71
Figura II-7 – Propriedades do injetor (AVL, n.d.-a).....	71
Figura II-8 – Volume de compensação (AVL, n.d.-a).....	72
Figura II-9 – Movimento do pistão (AVL, n.d.-a).....	72
Figura II-10 – Calculadora do refinamento do cone do jato de combustível (AVL, n.d.-a).....	72
Figura II-11 – Definições para a Calculadora do refinamento do cone do jato de combustível (AVL, n.d.-a).	73
Figura II-12 – Refinamento do cone do jato de combustível (AVL, n.d.-a).	73
Figura II-13 – Criação do modelo (AVL, n.d.-a).....	74
Figura II-14 – Seleção dos dados da malha (AVL, n.d.-a).	75
Figura II-15 – Modo de operação do modelo (AVL, n.d.-a).	75
Figura II-16 – Modo de operação – início e fim da simulação através do ângulo de cambota (AVL, n.d.-a).	76
Figura II-17 – Ativação dos módulos do Domínio (AVL, n.d.-a).....	76
Figura II-18 - Abertura e seleção do projeto exemplo final (AVL, n.d.-a).	77
Figura II-19 - Exportação do ficheiro do material AVL_NC7 (AVL, n.d.-a).	78
Figura II-20 - Importação do ficheiro (AVL, n.d.-a).	78
Figura II-21 - Seleção do material (AVL, n.d.-a).	79

Figura II-22 – Materiais dispersos (AVL, n.d.-a).	79
Figura II-23 - Equação de controlo (AVL, n.d.-a).	80
Figura II-24 - Modelo de emissões (AVL, n.d.-a).	80
Figura II-25 - Resultados 3D das emissões (AVL, n.d.-a).	81
Figura II-26 – Resultados 2D das emissões (AVL, n.d.-a).	81
Figura II-27 - Reação Geral em Fase Gasosa (AVL, n.d.-a).	82
Figura II-28 – Modelo de Transporte de Espécies (AVL, n.d.-a).	82
Figura II-29 - Resultados 3D do Transporte de Espécies (AVL, n.d.-a).	82
Figura II-30 - Resultados 2D do Transporte de Espécies (AVL, n.d.-a).	83
Figura II-31 - Modelo do jato de combustível (AVL, n.d.-a).	83
Figura II-32 - Submodelos do jato de combustível (AVL, n.d.-a).	84
Figura II-33 – Definições do bico do injetor Diesel (AVL, n.d.-a).	84
Figura II-34 - Geometria do injetor (AVL, n.d.-a).	85
Figura II-35 - Detalhes geométricos do jato e do injetor (AVL, n.d.-a).	85
Figura II- 36 - Visualizador 3D do contorno do pistão e do jato de combustível (AVL, n.d.-a).	85
Figura II-37 - Definições do jato de combustível (AVL, n.d.-a).	86
Figura II-38 - Distribuição de tamanho das partículas do jato (AVL, n.d.-a).	86
Figura II-39 - Taxa de injeção de combustível (AVL, n.d.-a).	87
Figura II-40 - Condições de entrada (AVL, n.d.-a).	87
Figura II- 41 - Resultados 3D do jato - Dados baseados em parcelas (AVL, n.d.-a).	87
Figura II-42 - Resultados 3D do jato - Dados baseados em parcelas (AVL, n.d.-a)..	88
Figura II- 43 - Resultados 3D do jato - Dados baseados em células (AVL, n.d.-a)...	88
Figura II-44 - Resultados 2D do jato – Geral (AVL, n.d.-a).	89
Figura II-45 - Resultados 2D do jato – Massas (AVL, n.d.-a).	89
Figura II- 46 - Resultados 2D do jato – Informação sobre o tamanho das parcelas (AVL, n.d.-a).	89
Figura II-47 - Controlo do solucionador (AVL, n.d.-a).	90
Figura II-48 - Controlo do solucionador - Equação da continuidade (AVL, n.d.-a)..	90
Figura II-49 - Controlo do solucionador - Equação do momento (AVL, n.d.-a).	91
Figura II-50 - Controlo do solucionador - Equação da turbulência (AVL, n.d.-a).	91
Figura II-51 - Controlo do solucionador - Equação da energia (AVL, n.d.-a).	92
Figura II-52 - Controlo do solucionador - Equação das espécies (AVL, n.d.-a).	92
Figura II-53 - Controlo numérico (AVL, n.d.-a).	93

Figura II-54 - Condições de Fronteira padrão (AVL, n.d.-a).	93
Figura II-55 - Condições Iniciais (AVL, n.d.-a).	96
Figura II-56 – Saída (AVL, n.d.-a).	97
Figura II-57 - Resultados 3D da Saída (AVL, n.d.-a).....	98
Figura II-58 - Resultados 2D da Saída (AVL, n.d.-a).....	99
Figura II-59 - Separador Simulations (AVL, n.d.-a).	99
Figura II-60 - Adicionar o monitor Detail (AVL, n.d.-a).	100
Figura II-61 - Selecionar a ferramenta Run (AVL, n.d.-a).	100
Figura II-62 - Janela Task Selection (AVL, n.d.-a).	100
Figura II-63 - Janela Run simulation (AVL, n.d.-a).	101
Figura II- 64 - Monitor Detail (AVL, n.d.-a).....	101
Figura II-65 - Job Control (AVL, n.d.-a).	101
Figura II-66 – Gráfico da pressão absoluta média (AVL, n.d.-a).	102
Figura II-67 - Gráfico da temperatura média (AVL, n.d.-a).	102
Figura II- 68 - Gráfico da taxa média de libertação de calor (AVL, n.d.-a).	102

Lista de tabelas

Tabela 2- 1 - Atualizações da norma EN590 ao longo dos anos (adaptado de (DieselNet, n.d.)).....	17
Tabela 2-2 - Comnparação de propriedades entre diesel EN590 B7 e FAME R (McCrary et al., 2007), (European Biofuels Technology Platform, 2011), (Neste Corporation, 2020), (Bastos, 2019), (Gis et al., 2011).....	22
Tabela 2-3 - Representação comparativa dos resultados obtidos (Galamboš et al., 2020).....	25
Tabela 4-1 - Especificações técnicas do motor e da carroçaria do veículo (Bastos, 2019).....	39
Tabela 5- 1 - Sumário dos dados obtidos das simulações e respetiva comparação com os resultados experimentais.....	54
Tabela II-1 - Especificações do motor Diesel utilizado (AVL, n.d.-a).....	68
Tabela II-2 - Definição das condições de fronteira – BND_Head (AVL, n.d.-a).....	93
Tabela II-3 - Definição das condições de fronteira – BND_Injector (AVL, n.d.-a)..	94
Tabela II-4 - Definição das condições de fronteira – BND_Liner (AVL, n.d.-a).....	94
Tabela II-5 - Definição das condições de fronteira – BND_Piston (AVL, n.d.-a). ...	94
Tabela II-6 - Definição das condições de fronteira – BND_Comp_Vol (AVL, n.d.-a).	95
Tabela II- 7 - Definição das condições de fronteira – BND_Axis (AVL, n.d.-a).....	95
Tabela II-8 - Definição das condições de fronteira – BoundaryConnect (AVL, n.d.-a).	95

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de siglas

- AVA – Abertura da Válvula de Admissão
- AVE – Abertura da Válvula de Escape
- CAD – *Computer-Aided Design* (Design Assistido por Computador)
- CAE – *Computer-Aided Engineering* (Engenharia Assistida por Computador)
- CFD – *Computational Fluid Dynamics* (Dinâmica de Fluidos Computacional)
- CI – *Compression Ignition* (Ignição por Compressão)
- CO – Monóxido de Carbono
- CO₂ – Dióxido de Carbono
- DDM – *Discrete Droplet Method* (Método das Gotas Discretas)
- DI – *Direct Injection* (Injeção Direta)
- ECU – *Engine Control Unit* (Unidade de Controlo do Motor)
- FAME – *Fatty Acid Methyl Esters* (Ésteres Metílicos de Ácidos Gordos)
- FAME R – *Fatty Acid Methyl Esters - Rapeseed* (Ésteres Metílicos de Ácidos Gordos - Colza)
- FVA – Fecho da Válvula de Admissão
- FVE – Fecho da Válvula de Escape
- GGPR – *General Gas Phase Reaction* (Reação Geral em Fase Gasosa)
- HVO – *Hydrotreated Vegetable Oils* (Óleos Vegetais Hidrogenados)
- MCI – Motor de Combustão Interna
- MDF – Método das Diferenças Finitas
- MEF – Método dos Elementos Finitos
- NEDC – *New European Driving Cycle*
- NO_x – Óxidos de Nitrogénio
- PCI – Poder Calorífico Inferior
- PMI – Ponto Morto Inferior

PMS – Ponto Morto Superior

r_c – Relação de Compressão

SCC – *Shallow depth Combustion Chamber*

TSO – *Tomato Seeds Oil* (Óleo de Sementes de Tomate)

WLTP – *Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Procedure*

Índice

DEDICATÓRIA	III
AGRADECIMENTOS	V
RESUMO	VII
ABSTRACT	IX
LISTA DE FIGURAS	XI
LISTA DE TABELAS	XVII
LISTA DE SIGLAS	XIX
ÍNDICE	XXI
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Estrutura do Relatório	2
2. FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1. Motores de combustão interna: Diesel	3
2.1.1. Injeção de combustível nos motores Diesel	6
2.1.2. Pressão da combustão	10
2.2. O combustível: diesel	15
2.2.1. Origem	15
2.2.2. Propriedades	17
2.3. Biodiesel	19
2.3.1. FAME (<i>Fatty Acid Methyl Ester</i>)	21
2.4. Dinâmica de Fluidos Computacional	22
2.4.1. Softwares	23
	xxi

3.	SOFTWARE AVL FIRE	27
3.1.	Componente FAME M	27
3.2.	Componente FIRE M	28
4.	METODOLOGIA	37
4.1.	Dados Experimentais	37
4.2.	Utilização do <i>software</i> AVL FIRE™ M	41
4.3.	Modelo final	43
5.	APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS E DISCUSSÃO	47
5.1.	1600 rpm e 25% de carga	48
5.2.	1600 rpm e 57% de carga	49
5.3.	2400 rpm e 45% de carga	50
5.4.	2400 rpm e 100% de carga	52
5.5.	Análise Global dos Resultados	54
6.	CONCLUSÃO	61
	BIBLIOGRAFIA	63
	ANEXOS	65
	Anexo I – Dados das Simulações e Dados Experimentais	65
	Anexo II – Modelo - Tutorial	67
	Pré-processamento	69
	<i>Dados de aresta (edge data)</i>	70
	FAME M – Segmento de Motores	70
	Configuração da Simulação (<i>Simulation Setup</i>)	73
	Criação do modelo	74

Seleção da malha	75
Modo de Execução (<i>Run Mode</i>)	75
Domínio	76
Material	76
Equação de Controlo	80
Módulo - Emissões	80
Módulo – Reação Geral em Fase Gasosa	81
Módulo – Transporte de Espécies	82
Módulo – Jato de combustível	83
Controlo do Solucionador	90
Controlo Numérico	92
Condições de Fronteira	93
Condições Iniciais	95
Reinicialização e Suavização	96
Saída	96
Execução da Simulação	99
Pós-processamento	101

1. Introdução

O motor de combustão interna é um sistema mecânico complexo que desempenha um papel vital em muitas indústrias e no nosso quotidiano (estima-se que existam 1,3 mil milhões de carros em circulação no nosso planeta), tendo assim uma importância relevante na sociedade. Atualmente, o trabalho de pesquisa realizado em motores de combustão interna baseia-se principalmente na busca por soluções inovadoras para o design construção, processos termodinâmicos e tecnologia que levariam a um aumento da eficiência de trabalho e à redução de emissões. Metas foram impostas pelo Parlamento Europeu para reduzir em 100% as emissões de CO₂ dos automóveis novos de passageiros e dos veículos comerciais ligeiros a partir de 2035, proibindo daí em diante de serem comercializados no mercado interno, caso estejam equipados com um motor de combustão interna. No entanto, esta proibição não se aplica ao resto do mundo, e não se prevê, tão cedo, que esta tecnologia deixe de ser utilizada. De maneira a reduzir a emissão de poluentes, têm sido testados diferentes tipos de combustíveis alternativos aos combustíveis fósseis, tais como os biocombustíveis, combustíveis sintéticos, e hidrogénio. Caso estes combustíveis venham a apresentar bons resultados, a nível de emissões e desempenho, poderão ser uma possível alternativa aos combustíveis fósseis, acabando por ter um papel importante na sustentabilidade da nossa sociedade sem descartar por completo uma tecnologia que tem vindo a ser desenvolvida e melhorada há mais de um século.

Graças aos *softwares* modernos, o processo de análise de novas variedades e conceitos de funcionamento de motores é significativamente mais curto. Por esta razão, a influência das simulações computacionais desempenha um papel importante no projeto de motores, e, aliada à melhoria da capacidade computacional, representa uma parte quase inevitável da produção e processo de análise. A modelação e simulação precisa da geometria do motor e do escoamento de fluidos é assim essencial para projetar e otimizar motores.

Este trabalho centrou-se na análise da utilização do *software* AVL FIRE™ M, um *software* de dinâmica de fluidos computacional utilizado principalmente no desenvolvimento de vários tipos de grupos de unidades motrizes e seus componentes, tais como motores de combustão interna, motores elétricos e baterias. A utilização deste *software* pode desempenhar um papel importante no desenvolvimento de motores para utilizarem outras fontes de energia, tais como os biocombustíveis, acelerando assim este processo. Desta forma, um dos objetivos da realização deste trabalho é validar o *software* através da

comparação dos resultados obtidos via simulação com os resultados obtidos experimentalmente para diferentes tipos de combustíveis, neste caso o diesel B7 e B100.

O primeiro passo no desenvolvimento do presente estudo consistiu numa revisão bibliográfica aos aspetos técnicos retratados no trabalho, tais como as especificidades de um motor diesel, das características dos combustíveis a utilizar e utilização de *softwares* de simulação computacional.

De seguida, a análise da utilização do *software* AVL FIRE™ M foi feita através de um modelo focado na análise de escoamento no cilindro de um motor diesel de injeção direta. Este modelo foi posteriormente adaptado de acordo com um estudo realizado sobre a influência de diferentes concentrações de biodiesel no desempenho do motor, sendo o objetivo comparar os resultados obtidos nas simulações com os resultados experimentais deste estudo com o intuito de validar a utilização do *software*.

1.1. Estrutura do Relatório

Este relatório encontra-se dividido nos seguintes capítulos:

Capítulo 1 – neste capítulo fez-se uma breve descrição de todo o trabalho realizado, bem como os objetivos que se pretendem alcançar e os métodos de execução para os atingir.

Capítulo 2 – foi realizada uma revisão de literatura sobre os aspetos técnicos abordados no estudo, incluindo as características de um motor diesel, as propriedades dos combustíveis usados e a aplicação de *softwares* de simulação computacional.

Capítulo 3 – neste capítulo foi feita uma abordagem mais profunda acerca do AVL FIRE™ M e dos seus componentes.

Capítulo 4 – foi caracterizado o modelo utilizado no *software*, modelo este disponibilizado pela AVL, que sofreu adaptações específicas para este estudo. Também foi descrita a origem dos dados experimentais que iriam validar a utilização do *software*.

Capítulo 5 – neste capítulo são apresentados os resultados obtidos nas simulações para cada um destes testes. Posteriormente, estes resultados são comparados e discutidos com os valores experimentais de modo a concluir se o objetivo do trabalho foi cumprido.

Capítulo 6 – apresentam-se as conclusões acerca dos benefícios de utilização do *software* em questão e a validação do mesmo, bem como as perspetivas de continuação do trabalho.

2. Fundamentos e Revisão Bibliográfica

O enquadramento científico teve como objetivo comprovar a validação de *software* de CFD relativamente a resultados experimentais anteriormente obtidos e analisar os seus benefícios, com especial foco no AVL FIRE™ M.

De maneira a compreender o trabalho desenvolvido, teve também como objetivo o aprofundamento dos conhecimentos em motores de combustão interna de ignição por compressão e as propriedades do diesel e biodiesel.

2.1. Motores de combustão interna: Diesel

Um MCI (Motor de Combustão Interna), é uma máquina térmica que gera potência através da conversão da energia química presente no combustível em calor e na produção de trabalho mecânico. A conversão da energia química em calor é realizada através da combustão, enquanto a subsequente conversão desta energia térmica em trabalho mecânico é realizada através dessa mesma energia térmica, aumentando a pressão dentro de um meio que executa o trabalho à medida que se expande. (Bosch GmbH, 2007).

O motor diesel é um motor de ignição por compressão, concebido por Rudolf Diesel. Este tipo de motores queima combustível que é injetado na câmara de combustão quando o ar se encontra comprimido. A ignição ocorre quando a temperatura e pressão dentro do cilindro se encontram elevadas o suficiente para inflamar espontaneamente o combustível atomizado. Por outras palavras, a combustão é iniciada pelo calor gerado da autoignição do combustível devido à compressão (Blundell & Harty, 2007).

Estes motores podem operar a 2 ou a 4 tempos, sendo os motores a 4 tempos os mais utilizados na grande maioria das aplicações automóveis. Tal como um motor de 4 tempos a gasolina, um motor de ignição por compressão completa um ciclo em 2 revoluções da cambota. Este ciclo é composto por 4 fases, sendo elas: admissão de ar, compressão, combustão/expansão e escape, conforme se pode analisar nas ilustrações da Figura 2-1 (Blundell & Harty, 2007).

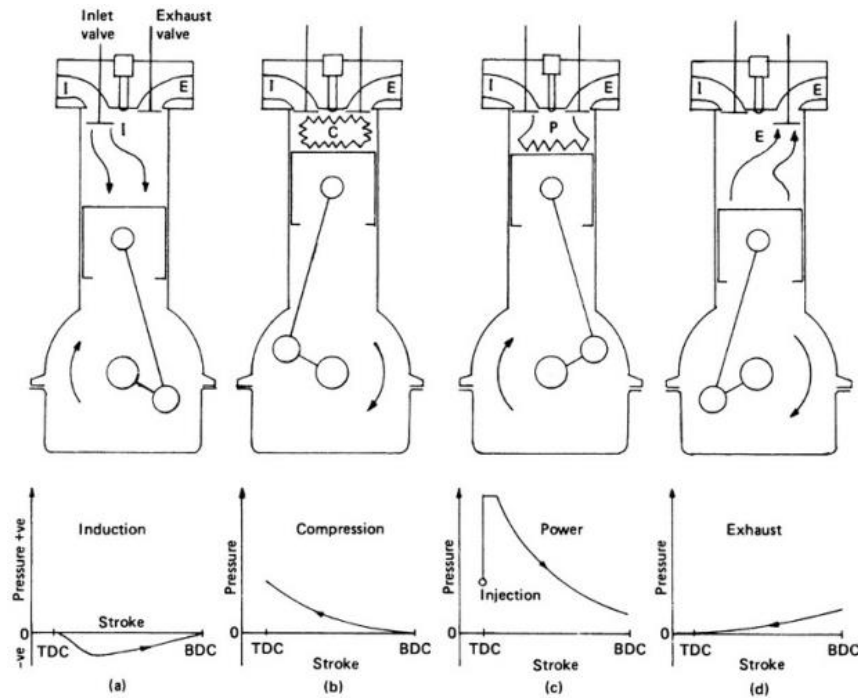


Figura 2-1 - Representação das 4 fases de um ciclo de um motor Diesel (Blundell & Harty, 2007).

Na primeira fase, a fase de admissão (a), a válvula de admissão encontra-se aberta e a válvula de escape fechada, sendo que neste momento o pistão inicia um movimento descendente desde o Ponto Morto Superior (PMS) até ao Ponto Morto Inferior (PMI). O movimento descendente do pistão estabelece uma depressão dentro do cilindro, criando um diferencial de pressão em relação ao exterior, induzindo assim ar à pressão atmosférica a entrar e preencher o interior do cilindro. Na fase de compressão (b), ambas as válvulas fecham e o pistão inicia o movimento ascendente em direção ao PMS. O ar contido no cilindro pode ser comprimido até 1/24 do seu volume inicial, dependendo do motor (Blundell & Harty, 2007). Durante esta fase, o ar admitido é comprimido até 30 a 55 bar em motores naturalmente aspirados, ou até 80 a 110 bar em motores sobrealimentados, pelo que a temperatura aumenta até 700 a 900 °C. Esta temperatura é suficiente para induzir a autoignição no combustível injetado nos cilindros pouco antes do final da fase de compressão, à medida que o pistão se aproxima do PMS (Bosch GmbH, 2007). Na fase de combustão/expansão (c), as válvulas mantêm-se fechadas, e o combustível previamente injetado como um jato de gotículas finas a alta pressão encontra-se propriamente atomizado e distribuído pelo ar no interior do cilindro, fazendo com que o calor da compressão o vaporize e inflame. Num curto espaço de tempo, o pistão atinge o PMS e a combustão liberta grandes quantidades de energia térmica que é convertida rapidamente em energia cinética, iniciando assim a expansão. O pistão é então empurrado em direção ao PMI, sendo a sua

energia cinética transmitida à cambota. Por fim, na fase de escape (d), os gases resultantes da combustão são libertados para o exterior através da abertura da válvula de escape. Neste momento o pistão chega ao PMI e inicia o seu movimento novamente em direção ao PMS. A energia criada pela pressão dos gases de escape acelera a expulsão destes gases para fora do cilindro (Blundell & Harty, 2007).

Em suma, o motor Diesel é o que oferecer maior eficiência no campo dos MCI, podendo chegar a valores teóricos próximos de 50 %. Este valor representa um baixo consumo de combustível e conseqüentemente uma reduzida emissão de dióxido de carbono, sendo estes os motivos principais que lhe conferem elevada relevância no panorama da indústria automóvel. A eficiência efetiva do motor é definida como a relação entre a energia fornecida pelo combustível e o trabalho útil, podendo ser obtida pela seguinte expressão (Bosch GmbH, 2007):

$$\eta = \frac{W_e}{W_B}$$

Em que,

- W_e representa o trabalho efetivo medido à cambota
- W_B representa a energia disponibilizada pelo combustível

A relação de compressão (r_c) é definida como a relação entre o volume máximo do cilindro, quando este se encontra na sua posição mais afastada em relação à cabeça do motor (PMI), e o volume mínimo do pistão, quando se encontra na posição mais próxima em relação à cabeça do motor (PMS). Por outras palavras, é a relação entre a soma do volume varrido pelo pistão e do volume da câmara de combustão e o volume da câmara de combustão. A relação de compressão pode então ser obtida pela seguinte expressão (Blundell & Harty, 2007):

$$r_c = \frac{V_v + V_c}{V_c}$$

Em que:

- V_v representa o volume varrido pelo pistão
- V_c representa o volume da câmara de combustão

Este tipo de motores opera com elevadas pressões de compressão, normalmente numa gama de valores de relação de compressão entre 14 e 24, devido à necessidade de provocar autoignição no combustível. Em contraste, os motores a gasolina operam com valores que se situam no intervalo de 7 a 13 (Blundell & Harty, 2007).

A mistura do combustível com o ar pode ser definida pelo parâmetro λ (lambda), designado por coeficiente de excesso de ar ou coeficiente de diluição. Este coeficiente representa a dimensão do desvio da mistura ar-combustível real em relação à mistura estequiométrica. No caso do diesel, a mistura considerada estequiométrica é de aproximadamente 15 kg de ar necessários para queimar 1 kg de combustível (relação 15:1) (Bosch GmbH, 2007).

$$\lambda = \frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível} \times \text{relação estequiométrica}}$$

Para $\lambda=1$, a massa de ar aspirada é igual à massa de ar teórica necessária para queimar toda a massa de combustível injetada. Caso $\lambda<1$, existe défice de ar (chamando-se mistura rica), e caso $\lambda>1$, há excesso de ar (chamando-se mistura pobre). Para motores sobrealimentados, ao ralenti sem carga, este coeficiente pode atingir valores superiores a 10. Já em situações de carga máxima, atinge valores entre 1,15 e 2 (Bosch GmbH, 2007).

2.1.1. Injeção de combustível nos motores Diesel

O MCI Diesel possui um injetor de combustível por cada cilindro do motor, que injeta o combustível dentro da câmara de combustão de modo que ocorra a libertação de energia que conduz à produção de trabalho. Assim, é necessário que o combustível seja introduzido a uma pressão elevada devido à pressão do ar já existente no interior do cilindro, que também é bastante elevada (Martins, 2020).

A injeção do combustível pode ser classificada como direta ou indireta, consoante a localização do injetor. Em caso de existir apenas uma câmara de combustão, classifica-se como injeção direta, e em caso de existir uma câmara de combustão dividida, classifica-se como injeção indireta. Na Figura 2-2 está representado o funcionamento da injeção indireta. Este tipo de injeção é o mais antigo e consiste na injeção de combustível numa pré-câmara de combustão aquecida previamente por uma vela de incandescência. A injeção é efetuada a uma pressão relativamente mais baixa, que não ultrapassa os 300 bar. A geometria deste

sistema de injeção é concebida de modo a otimizar o fluxo da mistura ar-combustível (Bosch GmbH, 2007).

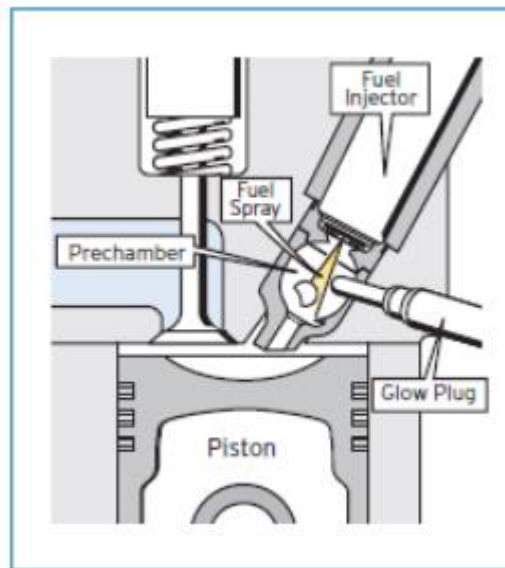


Figura 2-2 - Representação do sistema de injeção indireta (Bosch GmbH, 2007).

Posteriormente, surgiu a injeção direta, onde o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão, e o injetor se encontra localizado no topo da câmara de combustão, dispensando assim a existência de uma pré-câmara de combustão, como se pode verificar na ilustração da Figura 2-3. No entanto, de modo a proporcionar a melhor atomização da mistura ar-combustível possível, a geometria da câmara teve de ser redesenhada (o topo do pistão possui uma geometria que promove a criação de turbulência e conseqüentemente melhor atomização e mistura do combustível no ar) e o injetor passou a possuir vários orifícios, contrariamente ao injetor na injeção indireta que possui apenas um orifício, com o objetivo de gerar um efeito de *spray*, ao pulverizar o combustível. Neste sistema a pressão de combustível pode chegar aos 2000 bar (Bosch GmbH, 2007).

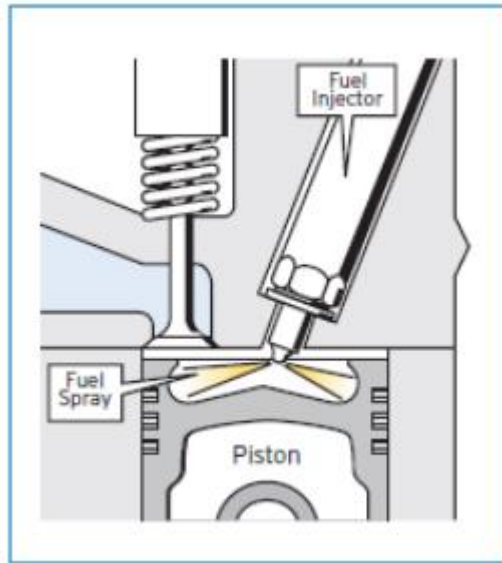


Figura 2-3 - Representação do sistema de injeção direta (Bosch GmbH, 2007).

As funções básicas de um sistema de injeção direta podem ser divididas em quatro subfunções:

- Alimentação de combustível a baixa pressão – Circuito composto por filtros de combustível, bomba de combustível de baixa pressão e válvulas de controle. Este circuito é responsável por conectar o tanque de combustível ao sistema de alta pressão e às linhas de retorno de combustível.
- Criação de alta pressão e alimentação de combustível a alta pressão – Circuito composto por uma bomba de alta pressão e um acumulador (apenas em alguns casos). Este circuito garante a estabilidade da pressão de injeção para o correto funcionamento do motor. Neste circuito são também montadas válvulas que controlam o fluxo de massa de combustível e a pressão.
- Medição de combustível – Nos sistemas mais avançados é realizada através de válvulas solenoide ou piezoelétricas atuadas eletricamente, que se encontram montadas na bomba de alta pressão ou diretamente nos injetores. A massa de combustível injetada na câmara de combustão é injetada com precisão em função da velocidade e carga do motor.
- Preparação de combustível – Utilizando de forma otimizada a pressão de injeção para a formação de uma mistura primária com a finalidade de obter um *spray* fluido que é distribuído de forma ideal na câmara de combustão em termos de tempo e localização. Este processo acontece no bico do injetor.

As funções básicas descritas acima são implementadas de forma distinta consoante o tipo de sistema de injeção. Na Figura 2-4 está representada uma visão geral dos sistemas de injeção disponíveis comercialmente e os seus respetivos campos de aplicação (Mollenhauer & Tschoeke, 2010).



Figura 2-4 - Diferentes tipos de injeção direta e suas aplicações(Mollenhauer & Tschoeke, 2010).

O sistema de injeção direta a ser estudado com particular interesse no domínio do trabalho desenvolvido é o sistema *common rail*. Na Figura 2-5 pode-se verificar a representação de um sistema deste tipo.

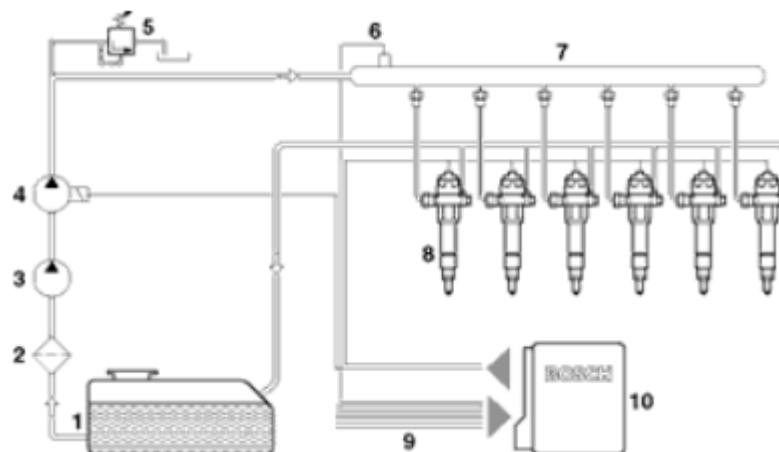


Figura 2-5 - Representação de um sistema common rail (1 Tanque de combustível, 2 Filtro de combustível, 3 Bomba alimentadora, 4 Bobma de alta pressão, 5 Válvula de controlo de pressão, 6 Sensor de pressão, 7 régua de combustível (ou acumulador), 8 Injetores, 9 Sensores, 10 ECU) (Bosch GmbH, 2007).

O sistema *common rail* separa a geração de pressão da injeção. A pressão é gerada de forma independente em relação ao ciclo de injeção através de uma bomba de alta pressão que fornece combustível sob pressão de injeção para um acumulador ou régua de combustível (em inglês *rail*) (Mollenhauer & Tschoeke, 2010). Assim, a principal característica deste sistema é o facto de a pressão de injeção ser independente da rotação do motor e da quantidade de combustível injetado, o que possibilita a integração do sistema de injeção juntamente com uma série de funcionalidades do motor diesel, aumentando o grau de liberdade disponível para definir o processo de combustão (Bosch GmbH, 2007).

Como foi referido acima, a pressão é gerada por uma bomba de êmbolo de alta pressão, sendo utilizada uma bomba em linha para o caso dos veículos pesados e uma bomba de pistão radial para o caso dos veículos ligeiros. A bomba funciona em binários máximos baixos e, portanto, reduz substancialmente os requisitos de potência de acionamento. No caso dos veículos ligeiros, a pressão necessária no *rail* é regulada pela válvula de controlo de pressão montada na bomba ou no *rail*. As bombas de alta pressão nos veículos comerciais possuem um sistema de controlo da quantidade de combustível (Bosch GmbH, 2007).

A pressão do sistema gerada pela bomba de alta pressão flui através de um circuito de controlo de pressão e é aplicado a um injetor (solenóide ou piezoelétrico) que garante o correto fornecimento de combustível na câmara de combustão. Num instante definido com precisão, a ECU transmite um sinal de ativação ao solenóide do injetor para iniciar a injeção, sendo a quantidade de combustível injetado definida pelo período de abertura do injetor e pela pressão do sistema (Bosch GmbH, 2007).

Nos sistemas *common rail*, o movimento da agulha do bico do injetor e, por conseguinte, do padrão de injeção, pode ser controlado dentro de um intervalo definido. O sistema pode acionar o solenóide extremamente rápido várias vezes seguidas para injetar múltiplas vezes. As pré-injeções e múltiplas injeções podem ser utilizadas para reduzir a emissão de gases de escape e emissão de ruído, diminuir o consumo e melhorar prestações. (Bosch GmbH, 2007).

2.1.2. Pressão da combustão

Um dos parâmetros importantes na análise de um motor Diesel é a pressão da combustão, ou seja, a pressão máxima alcançada após a inflamação do combustível. Esta pressão é responsável por transmitir a potência necessária às rodas do veículo (Bastos, 2019).

O ciclo Diesel ideal é composto por quatro processos, dois deles isentrópicos, um a pressão constante, e outro a volume constante. Estes processos são: compressão isentrópica, adição de calor a pressão constante, expansão isentrópica e dissipação de calor a volume constante. Estes processos termodinâmicos encontram-se representados no diagrama Pressão-Volume na Figura 2-6. O primeiro processo inicia-se com a admissão de ar para o interior do cilindro, seguido da compressão isentrópica, W_{in} , (1-2), onde existe um aumento de pressão à medida que o volume diminui. De seguida, dá-se o processo a pressão constante, Q_{in} , (2-3), onde há propagação de calor resultante da combustão e o pistão começa o movimento descendente, aumentando o volume. Segue-se então a expansão isentrópica, W_{out} , (3-4), onde o pistão continua o seu movimento descendente até ao PMI, resultando assim numa diminuição da pressão e no aumento do volume. Por último, dá-se a dissipação isocórica do calor, Q_{out} , (4-1), a volume constante, fechando assim o ciclo (Mishra, 2017).

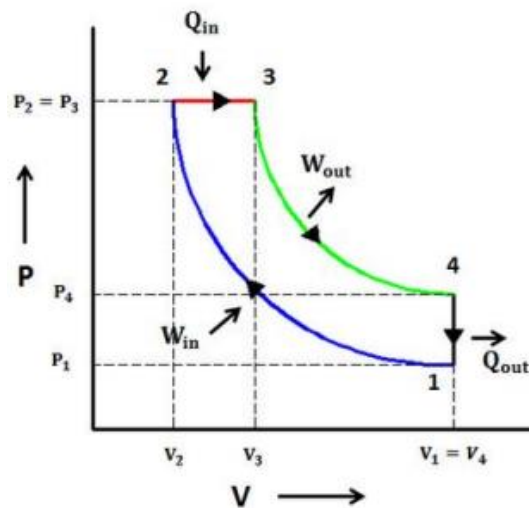


Figura 2-6 - Diagrama P-V do ciclo Diesel (Mishra, 2017).

No entanto, o ciclo Diesel real acontece de uma forma menos controlada e não ocorre de uma forma tão linear, como se pode comprovar pela ilustração da Figura 2-7. Para além disso, também é adicionado o trabalho W_G das trocas de gás derivadas da sobrealimentação (Bastos, 2019).

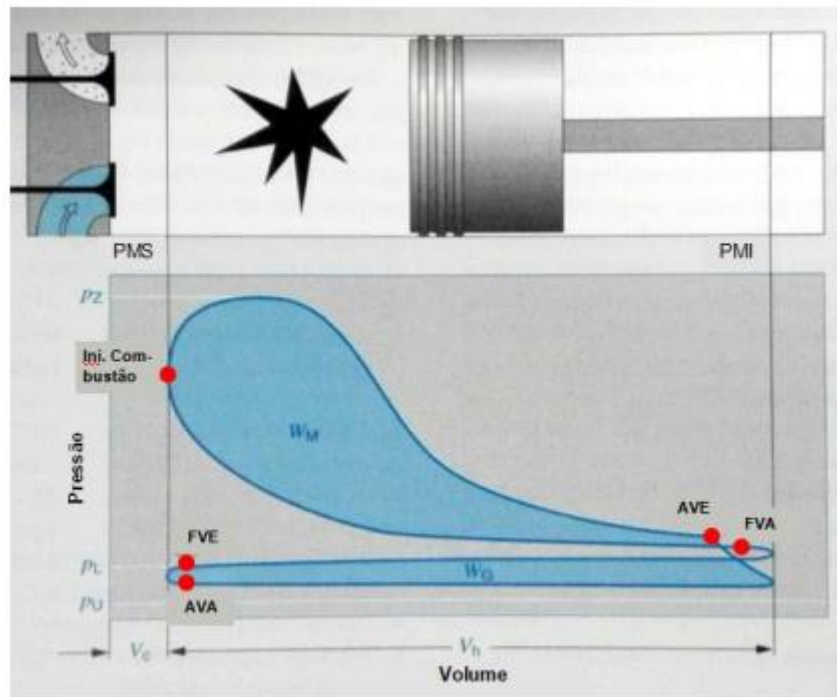


Figura 2-7 - Diagrama P-V de um ciclo Diesel real de um motor Diesel (sobrealimentado) (Bosch GmbH, 2007).

Na Figura 2-8 encontram-se representados dados típicos de um motor diesel relativos à pressão no cilindro em função do ângulo de cambota, abertura do bico do injetor e a pressão do combustível no bico do injetor durante as fases de compressão e expansão de um motor diesel de injeção direta. A taxa de injeção de combustível, a pressão de injeção, a geometria e número de orifícios do bico do injetor, a duração e atraso da injeção são alguns dos parâmetros mais influentes na caracterização da curva de pressão no cilindro. Analisando o processo, é possível verificar que existe um atraso de cerca de 9° de cambota entre o início da injeção e o início da combustão, identificada pela mudança de declive na curva de pressão. A pressão cresce rapidamente por mais alguns graus de cambota, depois mais lentamente até atingir um valor máximo perto dos 5° depois do PMS. A injeção continua após a combustão.

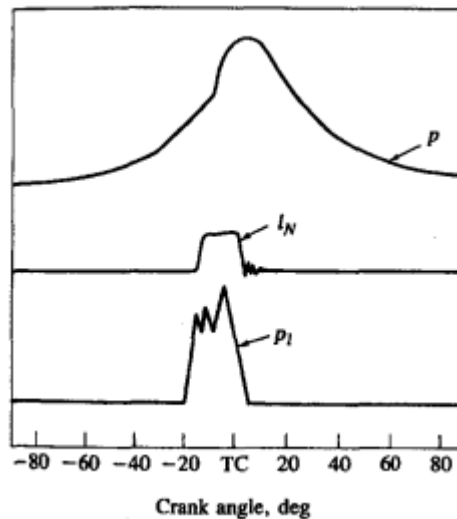


Figura 2-8 - Pressão no cilindro (p), abertura do bico do injetor (I_N), e pressão da linha de combustível do sistema de injeção (p_l), em função dos graus de cambota de um motor Diesel de injeção direta (Heywood, 1988).

Na Figura 2-9 é representado o diagrama de taxa de libertação de calor correspondente a esta curva de pressão. Este diagrama mostra que existe uma ligeira absorção de calor até ao fim da fase de compressão, podendo este fenómeno ser explicado pela ocupação de uma fração de volume de ar comprimido por combustível que vaporiza.

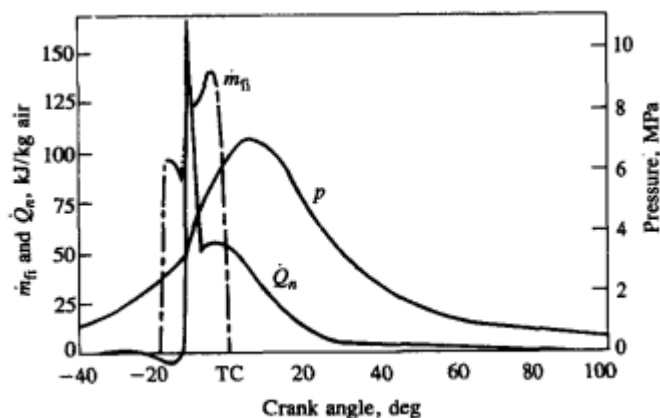


Figura 2-9 - Pressão no cilindro (p), taxa de injeção de combustível (m_{fi}), e taxa de libertação de calor líquida (Q_n) (Heywood, 1988).

Todas as fases gerais de um processo de compressão-ignição de um motor diesel encontram-se sumarizadas na Figura 2-10. A primeira fase é relativa ao atraso de ignição (a-b), que é o período entre o início da injeção de combustível e o início da combustão. De seguida ocorre a fase de pré-mistura ou fase de combustão rápida (b-c), onde a combustão do combustível que se misturou com o ar dentro dos limites de inflamabilidade durante o período de atraso de ignição ocorre rapidamente em alguns graus de cambota. As elevadas taxas de libertação de calor desta fase são derivadas da adição desta mistura em chamas ao combustível que se encontra pronto a inflamar. Segue-se a fase de combustão de mistura

controlada (c-d), que corresponde à fase onde a mistura ar-combustível presente durante o atraso de ignição já foi consumida, e a taxa de libertação de calor é controlada pela quantidade de combustível que fica disponível para inflamar. Esta fase é controlada por vários processos, sendo o mais importante o processo de difusão do oxigénio até ao combustível, resultando assim num pico de libertação de calor inferior ao da primeira fase. Na última fase de combustão (d-e), continua a existir libertação de calor ao longo da fase de expansão numa taxa muito menor, proveniente da presença de pequenas frações de combustível nos gases de escape ou de produtos de combustão provenientes de uma mistura rica ainda por queimar (Heywood, 1988).

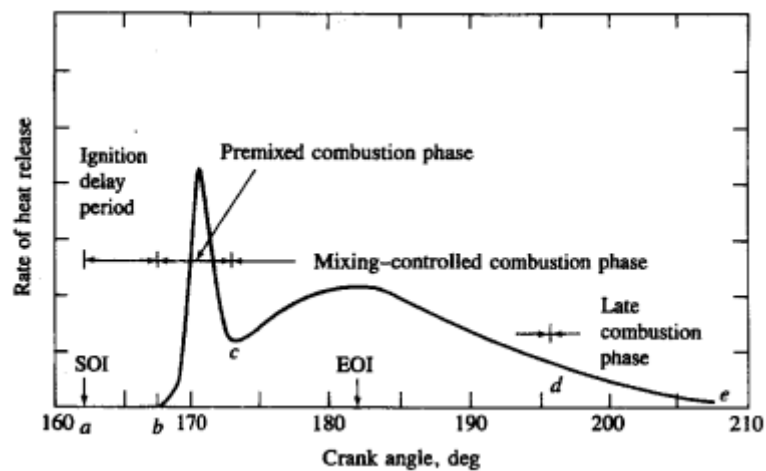


Figura 2-10 - Diagrama de taxa de libertação de calor típico de um motor diesel de injeção direta, identificando as diferentes fases de combustão (Heywood, 1988).

O diagrama ilustrado na Figura 2-11 representa numa maneira mais simplificada a influência das fases acima referidas relativamente à curva de pressão no cilindro.

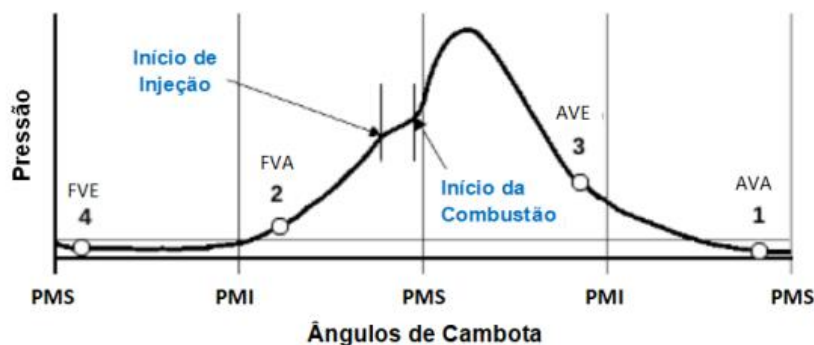


Figura 2-11 - Curva típica de pressão no cilindro em função do ângulo de cambota (DieselNet, 2018).

2.2. O combustível: diesel

O gasóleo, ou diesel, é um dos produtos da destilação fracionada do petróleo bruto. Este contém uma multiplicidade de hidrocarbonetos individuais com diferentes pontos de ebulição variando entre cerca de 180 °C a 370 °C, sendo utilizado nos motores Diesel (Bosch GmbH, 2007). É composto essencialmente por átomos de hidrogénio e carbono, e em concentrações mais baixas por enxofre, nitrogénio e oxigénio. É um combustível pouco volátil e inflamável, pouco tóxico, límpido e possui um forte odor. A sua principal característica é a sua capacidade de se autoinflamar na presença de elevadas pressões e temperaturas, sendo a sua utilização ideal para motores de ignição por compressão (Mollenhauer & Tschoeke, 2010).

2.2.1. Origem

Quando Rudolf Diesel desenvolveu o primeiro motor de ignição por compressão no final do século XIX, percebeu que a resistência da gasolina à autoignição tornava-a um combustível inadequado para este tipo de motores. Através da realização de vários testes com diferentes tipos de combustível chamados de destilados médios (onde se encontra o gasóleo) descobriu que estes eram mais indicados para este tipo de aplicações. Estes combustíveis são componentes do petróleo bruto que evaporam a temperaturas mais elevadas do que a gasolina (Mollenhauer & Tschoeke, 2010).

O petróleo bruto é composto por um vasto conjunto de hidrocarbonetos, desde os mais leves, como os gases, até aos mais viscosos, como o alcatrão. Após a refinação, o petróleo separa-se em várias frações que são processadas quimicamente para a produção dos diferentes combustíveis e outros produtos. Da destilação fracionada são obtidos os seguintes produtos, dos mais leves aos mais pesados: gases (propano, butano, etc), nafta, gasolina, querosene, diesel, parafinas, óleos lubrificantes, entre outros, tal como se pode analisar na Figura 2-12, onde cada gama de temperaturas no interior da torre corresponde a um determinado produto (Bastos, 2019).

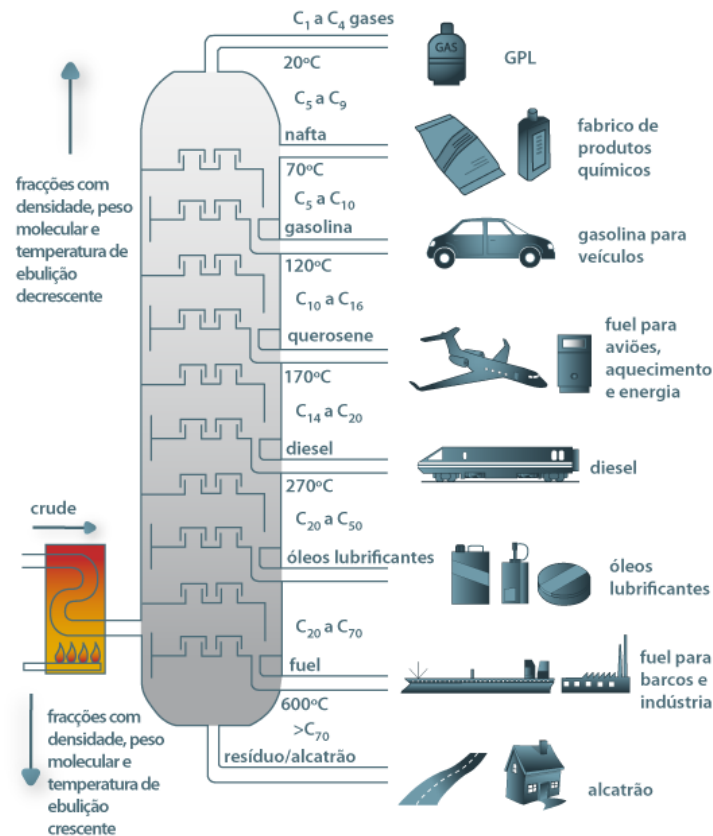


Figura 2-12 - Esquema da destilação fracionada do petróleo (Torre de Destilação Do Petróleo, n.d.).

A qualidade do diesel comercializado a nível europeu é especificada pela norma EN590. Esta norma definiu em grande parte todos os parâmetros de combustível a um nível de qualidade relativamente elevado (Mollenhauer & Tschoeke, 2010). Várias propriedades do combustível, tais como o número de cetano e a quantidade de enxofre e biodiesel estão sujeitos a esta regulamentação. Embora a norma EN590 se tenha focado principalmente em aplicações rodoviárias, vários estados-membro europeus consideram esta especificação como válida para aplicações industriais. Como se pode constatar na Tabela 2-1, as principais modificações introduzidas a cada alteração são referentes à diminuição do teor de enxofre no combustível e mais recentemente a introdução e aumento do teor de biodiesel presente no combustível, tendo estas modificações sido motivadas pela legislação de emissão de poluentes ao longo dos anos (DieselNet, n.d.).

Tabela 2- 1 - Atualizações da norma EN590 ao longo dos anos (adaptado de (DieselNet, n.d.)).

Norma	Atualização
EN590:1993	<ul style="list-style-type: none"> • Teor de enxofre limitado a 0,2% • Número de cetano limite: 49 (mínimo)
EN590:1996	<ul style="list-style-type: none"> • Teor de enxofre limitado a 500 ppm
EN590:1999	<ul style="list-style-type: none"> • Teor de enxofre limitado a 350 ppm • Número de cetano limite: 51 (mínimo)
EN590:2004	<ul style="list-style-type: none"> • Teor de enxofre limitado a 50 ppm (para norma Euro 4) • Teor de enxofre limitado a 10 ppm (para norma Euro 5) • Teor de FAME imposto a 5%
EN590:2009	<ul style="list-style-type: none"> • Teor de FAME limitado a 7%

2.2.2. Propriedades

No âmbito do trabalho desenvolvido, as propriedades com particular interesse a analisar são: densidade, poder calorífico, viscosidade, número de cetano, *flash point* (temperatura de inflamação) e volatilidade.

- Densidade – é a massa de um determinado volume de combustível, sendo o seu valor representado em quilograma por metro cúbico (kg/m^3). Numericamente, é igual ao peso de um litro de combustível, sendo o peso expresso em quilograma-força. Por norma, o valor da densidade do diesel situa-se entre os 820 e os 845 kg/m^3 , à temperatura de 15 °C (Mollenhauer & Tschoeke, 2010), sendo relativamente superior comparando com a densidade da gasolina, que se situa entre os 720 e os 775 kg/m^3 (Bosch GmbH, 2007).
- Poder calorífico – é definido como a quantidade de energia disponível por unidade de massa durante o processo de combustão. Usualmente o seu valor é apresentado em megajoules por quilograma (MJ/kg). Geralmente, são definidos dois valores designados como poder calorífico superior e poder calorífico inferior (PCS e PCI), consoante o estado físico da água nos produtos (líquido ou vapor, respetivamente). No âmbito dos MCI utiliza-se usualmente o PCI (Bastos, 2019). O PCI do diesel

possui valores que variam entre os 42,8 e os 43,2 MJ/kg. O PCI da gasolina é ligeiramente superior, variando entre 44 e 44,5 MJ/kg (Heywood, 1988).

- Viscosidade – é a capacidade de um material fluido de absorver tensões enquanto se deforma. Por outras palavras, a viscosidade caracteriza-se pela resistência de um fluido ao escoamento. Esta é distinta entre viscosidade dinâmica (η), cuja unidade é o Pa.s e viscosidade cinemática, que é a que usualmente vem especificada nas normas, cuja unidade é o mm^2/s ou centistoke (cSt). A viscosidade do combustível influencia a eficácia de como este chega às bombas de alimentação de combustível e aos injetores, tal como a atomização do combustível no bico dos injetores. No caso de a viscosidade ser muito elevada, a pressão interna é muito maior, podendo provocar danos no filtro e o efeito de *spray* do injetor também pode ser afetado (Mollenhauer & Tschoeke, 2010). Na Figura 2-13 é possível analisar uma comparação na pulverização do injetor entre combustíveis com maior e menor viscosidade. Utilizando um combustível com viscosidade adequada é possível obter um *spray* com uma dispersão maior e mais uniforme, ao contrário do que acontece com um combustível de maior viscosidade. No entanto, uma viscosidade muito baixa resulta numa lubrificação mais deficiente de todo o sistema de combustível, podendo causar danos por desgaste (Bastos, 2019). Fazendo referência à norma EN590, a gama de valores permitida para a viscosidade está compreendida entre 2 a 4,5 cSt à temperatura de 40 °C (Bosch GmbH, 2007).

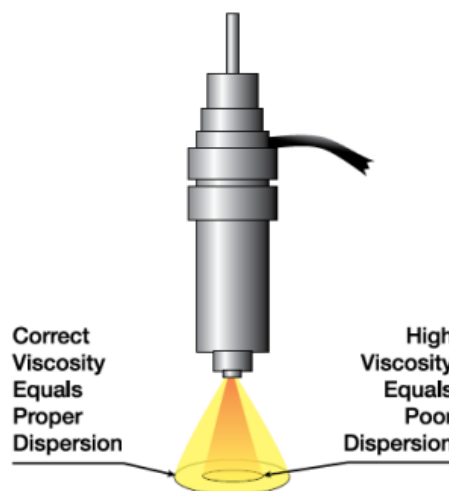


Figura 2-13 - Comparação do *spray* do injetor entre combustível com maior e menor viscosidade (Bosch GmbH, 2007).

- Número de Cetano – é o parâmetro que indica a qualidade de ignição do diesel, ou seja, caracteriza o atraso do combustível à ignição espontânea, desde o momento em que é injetado na câmara de combustão até ao momento da autoignição. Quanto maior este número, menor é o tempo que o combustível demora a autoinflamar. Deste modo, combustíveis com baixo número de cetano possuem baixa qualidade de ignição, produzindo maiores atrasos e conseqüentemente levam a um mau arranque a frio e picos de pressão elevados, que também levam a emissões de escape mais altas e maior ruído (Mollenhauer & Tschoeke, 2010). A norma EN590 estipula que o número de cetano do combustível deve ser superior a 51, otimizando assim o funcionamento dos motores (Bosch GmbH, 2007).

2.3. Biodiesel

A grande maioria dos combustíveis utilizados tem origem no petróleo bruto, sendo que se estima que existam ainda cerca de um milhão de milhões de barris (10^{12}) de petróleo e que desde as primeiras utilizações até esta parte se utilizaram cerca de 70 mil milhões de barris (Martins, 2020).

De maneira a controlar a dependência dos combustíveis fósseis, têm vindo a desenvolver-se métodos alternativos que privilegiam a utilização de resíduos vegetais ou animais e até mesmo reaproveitamento do dióxido de carbono presente na atmosfera. Após o processamento, estes resíduos transformam-se num novo combustível com estrutura química bastante semelhante à do gasóleo convencional, proveniente de recursos fósseis, tornando-o utilizável nos MCI sem necessidade de alterações significativas nos seus componentes. Os principais motivos que despertam maior atenção para a utilização destes resíduos são o facto de estes serem um recurso renovável com crescimento sustentável para o futuro, possuírem propriedades que não colocam em causa a segurança ambiental (baixo teor de enxofre por exemplo) e terem um potencial económico superior ao dos combustíveis fósseis (Bastos, 2019). Deste modo, o biodiesel é considerado uma alternativa ao diesel proveniente de recursos fósseis. Foi demonstrado que este reduz significativamente as emissões de partículas, hidrocarbonetos e monóxido de carbono, o que levou a maiores pesquisas nos últimos anos (McCrary et al., 2007).

Créditos fiscais e incentivos foram concedidos às empresas que comercializam biodiesel. No entanto, várias questões permanecem que têm retardado o uso generalizado deste tipo de combustível. Estas questões incluem a garantia da qualidade na produção, as

propriedades de escoamento a frio e a estabilidade oxidativa. Por outro lado, caso haja interesse em adaptar os motores para funcionarem corretamente com o biodiesel, existem oportunidades para ajustar as estratégias de controlo de combustão a fim de aproveitar as propriedades vantajosas deste combustível que são atraentes para motores de ignição por compressão (McCrary et al., 2007). Foram realizados testes por fabricantes de motores da União Europeia em misturas com diesel até 5 a 10% (designados B5 ou B10, respetivamente), ou em 25 a 30% e 100% puro biodiesel (B100), o que resultou em garantias para cada tipo de uso (European Biofuels Technology Platform, 2011). Para percentagens acima de 20% existem problemas ao nível da degradação dos componentes do sistema de injeção de combustível nos motores (sobretudo em componentes compostos por partes plásticas e de borracha), acumulação de depósitos de carvão no interior do motor, assim como proliferação de bactérias no interior dos depósitos de armazenamento, devido à elevada tendência de absorção de água deste combustível (Neste Corporation, 2016). No caso de utilização de biodiesel puro, é necessário realizar alterações a nível de vedantes e tubagens. Já o uso de biodiesel como um componente de baixa mistura no combustível de transporte, tal como os 7% impostos de acordo com a norma EN590 (conhecido como diesel B7), não requer alterações no sistema de distribuição, evitando assim mudanças de infraestrutura dispendiosas (European Biofuels Technology Platform, 2011).

Através da análise do gráfico da Figura 2-14 pode-se constatar a tendência crescente para o consumo de combustíveis provenientes de fontes renováveis, prevendo-se um largo desenvolvimento dessa tendência a curto-médio prazo. Futuramente, assume-se que o biodiesel irá substituir parcialmente o diesel e que o bioetanol substituirá parcialmente a gasolina (Bastos, 2019).

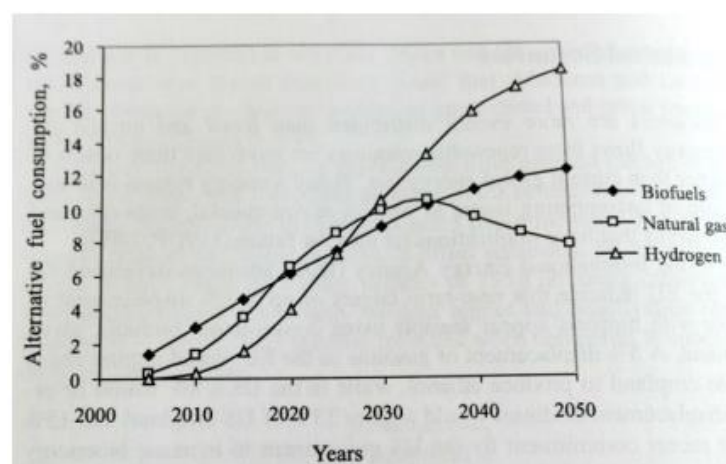


Figura 2-14 - Projeções mundiais para o consumo de combustíveis alternativos nos automóveis (Demirbas, 2008,).

Como foi referido anteriormente, o biodiesel pode ser produzido a partir de diferentes tipos de óleos e gorduras. As propriedades do combustível podem variar significativamente consoante a matéria-prima utilizada devido à presença de diferentes ácidos gordos ou gorduras (McCrary et al., 2007). No esquema da Figura 2-15 encontram-se representados os recursos mais utilizados na produção de cada biocombustível.

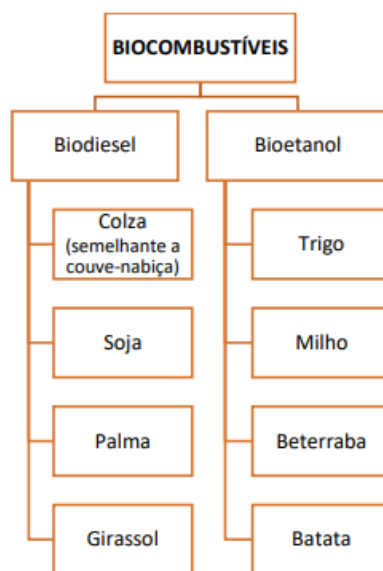


Figura 2-15 - Fontes dos principais combustíveis líquidos para os automóveis (Demirbas, 2008).

2.3.1. FAME (*Fatty Acid Methyl Ester*)

No presente trabalho o tipo de biodiesel a ser analisado com particular interesse é o FAME (*Fatty Acid Methyl Ester*) ou em português, ésteres metílicos de ácidos gordos, tendo um foco mais incidente no FAME R, que é proveniente da colza (em inglês *rapeseed*).

FAME é o termo genérico aplicado a todos os óleos vegetais e animais e gorduras transesterificadas com metanol, incluindo a colza, a soja e ésteres metílicos de girassol, entre outros. A utilização de óleos vegetais puros pode levar ao aparecimento de problemas consideráveis devido à sua elevada viscosidade e à sua tendência severa para causar o entupimento dos bicos dos injetores. Os óleos transesterificados com metanol não possuem estes problemas (Bosch GmbH, 2007).

Na Tabela 2-2 estão compiladas as principais propriedades do FAME R e do diesel (segundo a norma EN590), de maneira a poder analisar e comparar as suas diferenças.

Tabela 2-2 - Comparação de propriedades entre diesel EN590 B7 e FAME R (McCrary et al., 2007), (European Biofuels Technology Platform, 2011), (Neste Corporation, 2020), (Bastos, 2019), (Gis et al., 2011).

	Unidade	FAME R	Diesel EN590 B7
Densidade (@15°C)	kg/m ³	870 - 926	820-845
Poder Calorífico Inferior	MJ/kg	37,1 - 38	42,8 – 43,2
Viscosidade (@40°C)	cSt	3,5 – 4,9	2 – 4,5
Número de Cetano	-	50 - 65	51

2.4. Dinâmica de Fluidos Computacional

A engenharia assistida por computador (CAE) é uma tecnologia que utiliza a capacidade computacional para dar suporte à engenharia, auxiliando-a no desenvolvimento de produtos/projetos através de cálculos e análises estáticas, dinâmicas, térmicas, magnéticas, de fluidos, acústicas. A Dinâmica de Fluidos Computacional (DFC ou CFD) é uma tecnologia pertencente à CAE que se especializa na análise e estudo do escoamento de fluidos, podendo ser utilizada para avaliar o escoamento de líquidos e gases bem como as suas interações. Dependendo da sua aplicação, o CFD pode ser utilizado para obter melhores percepções acerca de: escoamentos ar/gás, escoamento de um fluido, aquecimento/arrefecimento, reações químicas/combustão, turbulência, outros fenômenos físicos relacionados (Boucher, 2011). Deste modo, é necessário construir um modelo discreto, ou um espaço dividido em volumes finitos elementares. Baseado no método dos volumes finitos, o CFD consiste em resolver equações diferenciais de balanço de momento, energia e massa utilizando métodos numéricos (Boucher, 2011).

A complexidade dos produtos atuais, bem como dos seus ambientes operacionais, torna a avaliação do comportamento e da função dos mesmos extremamente desafiante (Boucher, 2011). As principais pressões sofridas pelas empresas no que toca ao desenvolvimento de novos produtos são o tempo de desenvolvimento, a qualidade e o custo do produto. Desta forma, o desenvolvimento de novos produtos necessita de uma melhor visão dos seus comportamentos para tomar as decisões de design corretas de maneira a responder a essas pressões. A análise via CFD melhora a precisão com que o comportamento no mundo real é avaliado, uma vez que muitos dos fatores que contribuem para a

complexidade do comportamento no mundo real, tais como a aplicação de várias forças e fenómenos físicos em simultâneo e o funcionamento do produto em condições extremas, conseguem ser recriados através de simulações num ambiente virtual. Como resultado, são criados menos protótipos físicos pois é possível testar vários designs virtualmente, o que leva também à redução de custos e redução de tempo de desenvolvimento. Para além disso, esta abordagem pode trazer maior inovação nos produtos sem comprometer datas de lançamento e metas de qualidade e ajuda os desenvolvedores a tomar decisões relativamente à otimização do produto. A Figura 2-16 apresenta os maiores impactos caso o CFD não fosse utilizado pelos engenheiros responsáveis pelo design do produto.

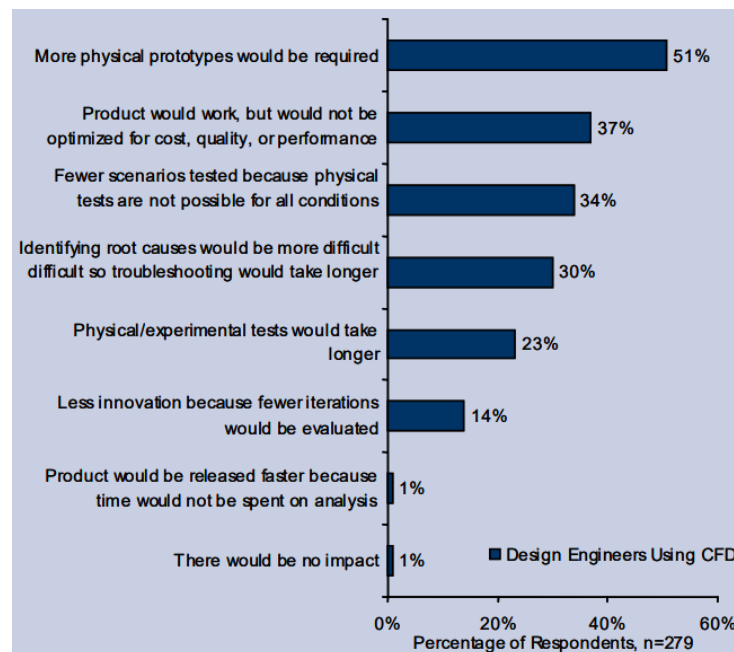


Figura 2- 16 – Maiores impactos, caso o CFD não fosse utilizado por engenheiros de design (Boucher, 2011).

2.4.1. Softwares

A investigação nos motores de combustão interna baseia-se principalmente na descoberta de soluções novas e inovadoras para a construção, processos termodinâmicos e tecnologia que levaria a um aumento da eficiência de trabalho (Galamboš et al., 2020).

Graças aos *softwares* modernos, o processo de análise de novas variedades e conceitos de funcionamento dos MCI é significativamente mais curto. Por esta razão, a influência das simulações computacionais de determinados processos desempenham um papel importante

no projeto de motores e, aliada à melhoria da capacidade computacional, representam uma parte quase inevitável da produção e processo de análise (Galamboš et al., 2020).

Galamboš et al., 2020 modelaram um coletor de admissão de um motor de combustão interna com o propósito de simular o fluxo de ar dentro do coletor para monitorizar valores de pressão interna durante vários segundos em três pontos de operação diferentes. Um modelo CAD, que se encontra representado na Figura 2-17, foi desenhado com base no coletor de admissão real, sendo que este serviu de base para a criação do modelo CFD 3D, no *software* STAR CCM+.

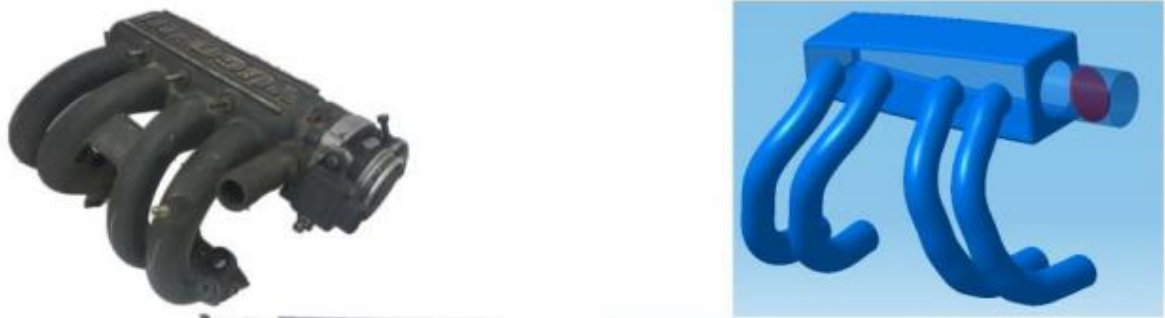


Figura 2-17 - Coletor de admissão do motor real (esquerda) e modelo CAD do respectivo coletor (direita) (Galamboš et al., 2020).

A validação do modelo foi realizada através da utilização de dados obtidos em medições experimentais de pressão absoluta no coletor de admissão para os mesmos três pontos de operação do motor. A comparação entre os dados medidos e os resultados das simulações mostram que o desvio do valor médio da pressão de admissão foi menor que 2%, como se pode verificar na Figura 2-18 e Tabela 2-3.

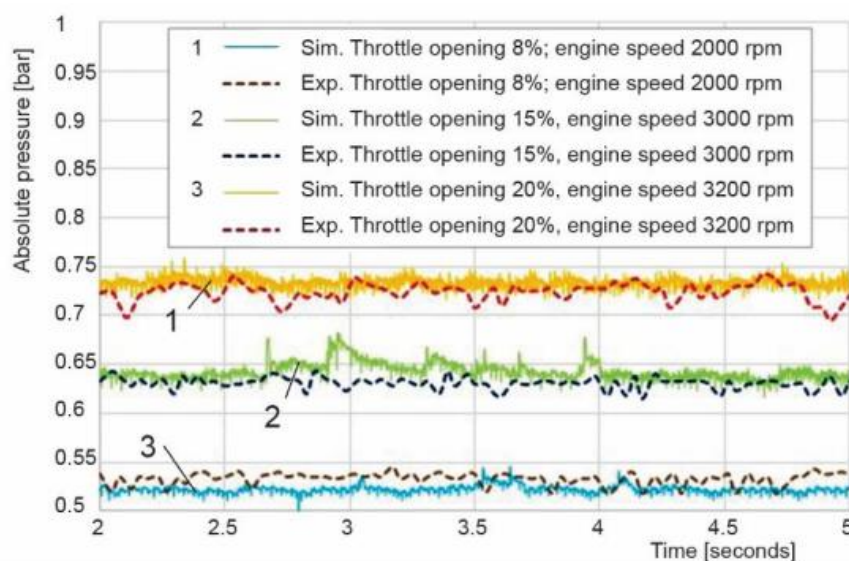


Figura 2-18 – Comparação entre os dados medidos das variações de pressão absoluta no coletor de admissão e os resultados obtidos nas simulações (Galamboš et al., 2020).

Tabela 2-3 - Representação comparativa dos resultados obtidos (Galamboš et al., 2020).

Case	Throttle opening [%]	Average absolute pressure value [bar]		Relative deviation [%]
		Experiment	Simulation	
I	8	0.53	0.52	1.28
II	15	0.63	0.64	1.74
III	20	0.73	0.74	0.70

Estes resultados permitiram concluir que o modelo poderia ser utilizado com sucesso para monitorizar a pressão do coletor de admissão em diferentes pontos de funcionamento do motor, validando assim os resultados das simulações e o respetivo *software*.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

3. Software AVL FIRE

O AVL FIRE™ M é um *software* de dinâmica de fluidos computacional (CFD) multifísico capaz de analisar o comportamento de vários tipos de escoamentos em torno de veículos e objetos ou transferências de calor entre quaisquer domínios fluídos ou sólidos detalhadamente. Para além do programa principal, existem outras ferramentas auxiliares a este, responsáveis pelo pré-processamento da simulação. No âmbito deste trabalho, apenas foi utilizada a ferramenta FAME M para esse efeito. Este fornece todos os dados de entrada necessários, tais como o domínio computacional, geração da malha, seleção de modelos, definição de propriedades e de condições de fronteira.

Nos próximos subcapítulos serão descritos com maior detalhe as características destes programas.

3.1. Componente FAME M

O FAME M oferece todas as ferramentas necessárias para preparar e executar criações de malhas computacionais para análise térmica em CFD, servindo assim de pré processador para o FIRE M. As soluções automatizadas fornecem malhas dominadas por poliedros, hexaedros e tetraedros com camadas limite de malha em número e espessura definidos pelo utilizador para problemas de domínio único e múltiplo. Por forma a completar as soluções automatizadas, uma malha interativa e estruturada em blocos é disponibilizada para atender às necessidades específicas da aplicação.

Como pré-processador para o software FIRE M, o FAME M é usado para preparar e fornecer todas as informações necessárias para o solucionador FIRE simular com precisão o problema sob investigação. Os parâmetros de entrada incluem:

- Uma descrição da região para a qual um problema deve ser resolvido - domínio computacional.
- A criação de uma malha computacional, dividindo o domínio computacional num número finito de elementos.
- A seleção de modelos físicos e químicos envolvidos no problema.
- A definição de propriedades.
- A definição das condições de fronteira nas interfaces entre o domínio computacional e o ambiente.

Todas as entradas definidas durante as operações de pré-processamento são utilizadas pelo solucionador para encontrar uma solução para o problema em cada elemento resultante da divisão do domínio computacional. Quanto mais refinada a malha computacional e maior o número de elementos da malha, mais precisa se torna a solução. No entanto, o preço de uma maior precisão é pago por custos mais elevados em termos de requisitos de hardware e tempo de computação.

Utilizadores qualificados do software FIRE M criam, portanto, malhas computacionais que são refinadas apenas em regiões onde são esperadas grandes variações de variáveis e grosseiras em regiões com poucas mudanças.

Portanto, a criação de uma malha computacional que melhor comprometa a precisão da solução, o tempo de solução e o hardware necessário requer muita experiência (AVL, n.d.-a).

3.2. Componente FIRE M

O AVL FIRE™ M é um *software* de dinâmica de fluidos computacional (CFD) multifísico capaz de analisar o comportamento de escoamentos monofásicos e multifásicos, escoamentos reativos e não reativos, transferências de calor em sistemas unidimensionais e multidimensionais. Devido às suas vastas potencialidades, pode então ser descrito como um *software* de CFD de uso geral. No entanto, é principalmente utilizado para o desenvolvimento de todos os tipos de unidades motrizes e seus componentes. Para além disso, também é possível visualizar distribuições de temperatura dentro de estruturas (AVL, n.d.-b).

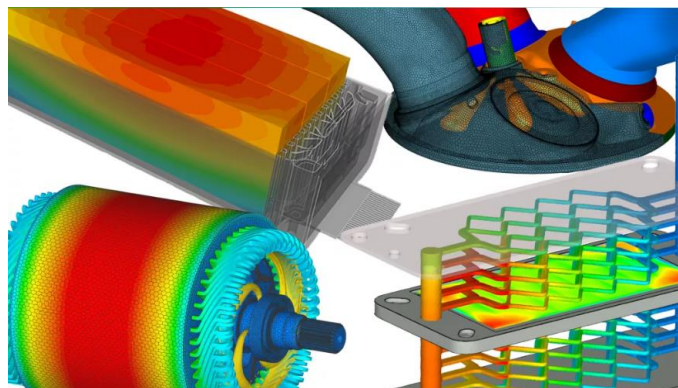


Figura 3-1 - Ilustração referente aos diferentes tipos de utilização do software AVL FIRE™ M (AVL, n.d.-b).

O FIRE™ M possui capacidades únicas de pré-processamento, resolução e pós-processamento. Pode lidar com qualquer malha computacional, desde células hexaédricas até poliédricas, incluindo malhas com interfaces arbitrárias. Ao combinar a tecnologia básica de volumes finitos para malhas poliédricas com o método da Fronteira Imersa, é possível resolver aplicações com qualquer complexidade geométrica, assim como movimentos de corpos e malhas. Este oferece também uma modelação de turbulência de última geração que tem em conta a complexidade dos escoamentos reais. Além disso, suporta o cálculo de campos eletromagnéticos e o comportamento eletrotérmico de baterias (AVL, n.d.-b).

Adicionalmente, o *software* possui as seguintes vantagens:

- Fácil de usar – existência de vários tutoriais e modelos que facilitam a sua utilização.
- Dados como base para o desenvolvimento – criação de malhas precisas e cálculos fornecem os resultados mais precisos, o que permitem tomar decisões baseadas em dados.
- Trabalho eficiente – capacidade de simular simultaneamente várias áreas ao mesmo tempo.
- Várias aplicações novas – corpo embutido, que permite simplificar o manuseamento de corpos geometricamente complexos na interface fluido-sólido em termos de discretização de escoamentos, condições de fronteira, taxa de variação e cálculos de gradiente; aplicação relativa ao arrefecimento de um motor elétrico; simulação de descontrolo térmico em baterias; modelação da degradação de *fuel cells* (AVL, n.d.-b).

O AVL CFD Solver é baseado na abordagem de Elementos Finitos. O algoritmo de solução empregado permite flexibilidade no uso de quaisquer malhas não estruturadas, incluindo malhas constituídas por volumes de cálculo poliédricos. O código resolve fluxos incompressíveis e compressíveis, incluindo fluxos supersónicos. Os modelos de turbulência de última geração são implementados para cálculos precisos de fluxos turbulentos.

O *software* possui um vasto conjunto de módulos, cada um deles concebido para se focar em aspetos específicos da simulação da combustão ou dinâmica de fluídos. Os principais módulos utilizados no trabalho desenvolvido são: *Emission*, *General Gas Phase Reactions*, *Species Transport* e *Spray*.

- *Emission*

O Módulo de *Emission* do AVL FIRE™ M permite o cálculo de poluentes (principalmente óxidos de azoto e fuligem) em motores. Os modelos de NO_x e fuligem do FIRE foram desenvolvidos e extensivamente testados para todos os tipos de aplicações de motores de combustão interna, bem como para aplicações de combustão não relacionadas com motores. Os modelos provaram a sua capacidade de refletir as características da formação de NO_x e fuligem durante os processos de combustão. Um pré-requisito importante para um cálculo realista dos níveis de emissão de NO_x e fuligem, no entanto, é a previsão correta da evolução espacial e temporal da pulverização de combustível líquido, vapor de combustível e, finalmente, libertação de calor e temperatura.

- *General Gas Phase Reactions*

O Módulo *General Gas Phase Reactions* do AVL FIRE™ M permite a simulação de reações químicas arbitrárias dentro de uma estrutura geral de CFD. Podem ser calculados vários tipos de aplicações, como todos os tipos de fluxos de reações químicas, processos de combustão em motores, etc. O Módulo *General Gas Phase Reactions* do AVL FIRE™ M permite a simulação de vários tipos de problemas cinéticos químicos em CFD 3D. Isto abre uma enorme variedade de aplicações, que envolvem reações químicas em fase gasosa. Entre estes estão todos os tipos de fluxos de reações químicas, processos de combustão em fornos e queimadores, aplicações de engenharia de processo como a calcinação, etc.

O FIRE M fornece um solucionador de última geração para o sistema de equações de reações químicas. Os dados de entrada para as propriedades das espécies e sistema de reações químicas podem ser fornecidos por ficheiros de dados, que utilizam formatação compatível com o CHEMKIN.

- *Species Transport*

O Módulo *Species Transport* fornece as equações necessárias para o transporte de espécies químicas em fase gasosa e líquida no domínio computacional. Estão disponíveis diversas opções para o cálculo das propriedades físicas das espécies químicas e da mistura de gases e líquidos. Para problemas gerais de transporte de espécies, como a mistura de múltiplos componentes, aplicações de catalisadores ou sistemas de reações definidos pelo utilizador, pode ser definido um número arbitrário de espécies químicas com um conjunto arbitrário de propriedades. As misturas gasosas e líquidas podem ser tratadas com este modelo. O Modelo *Species Transport* também pode ser aplicado em combinação com o módulo *Multiphase*. As propriedades materiais dos gases e dos líquidos baseiam-se nas

misturas gasosas e líquidas definidas em *Gas composition* e *Liquid composition*, respectivamente, na base de dados de propriedades.

- *Spray*

O Módulo *Spray* do AVL FIRE™ M é utilizado para calcular as gotículas, as partículas sólidas e as bolhas na região de simulação, utilizando a abordagem lagrangiana.

As simulações de spray envolvem fenômenos de escoamento multifásico e requerem a solução numérica de equações de conservação para a fase gasosa e líquida simultaneamente. No que diz respeito à fase líquida, praticamente todos os cálculos de spray no ambiente de engenharia são hoje baseados num método estatístico denominado Método das Gotas Discretas (DDM). Isto funciona resolvendo equações diferenciais ordinárias para a trajetória, momento, transferência de calor e massa de gotículas individuais, cada uma sendo membro de um grupo de gotículas idênticas e que não interagem denominadas 'parcela'. Assim, um membro do grupo representa o comportamento da parcela completa.

As parcelas são introduzidas no domínio do escoamento com condições iniciais de posição, tamanho, velocidade, temperatura e número de partículas na parcela. O software suporta a introdução de gotículas, emergindo de um bico como um spray e entrando no domínio do fluxo através das áreas de entrada como uma mistura gás/líquido. O processo de atomização dos sprays é contabilizado em submodelos distintos. A troca de momento gota-gás, a dispersão turbulenta, a evaporação de gotículas, a ruptura secundária, a colisão de gotículas e a interação gotícula-parede são cobertas por um conjunto abrangente de modelos que permitem a utilização do módulo para muitos regimes de escoamento diferentes. O vapor das gotículas em evaporação é utilizado como termo fonte de uma equação de transporte adicional para a fração de vapor vazio na formulação Euleriana. As partículas sólidas podem ser calculadas com a abordagem DDM desligando modelos específicos, tal como o modelo de evaporação. As gotículas são rastreadas pela forma Lagrangiana através da malha computacional utilizada para resolver as equações diferenciais parciais da fase gasosa. É considerado o acoplamento bidirecional completo (interação) entre as fases gasosa e líquida (AVL, n.d.-a).

De seguida, serão apresentados alguns exemplos sobre a utilização do AVL FIRE.

Deshmukh et al., 2020 investigaram a influência do ângulo do *spray* do bico do injetor e mudanças induzidas pela geometria do pistão de um motor diesel na eficiência do combustível e no padrão de emissões, mais especificamente a influência nas emissões de

monóxido de carbono (CO), óxidos de azoto (NO_x) e fuligem. O escoamento dentro dos cilindros afeta drasticamente o desempenho da combustão e as características das emissões de um motor de ignição por compressão, sendo o ângulo do *spray* de combustível um dos fatores mais críticos que afetam a formação da mistura ar-combustível, a combustão e emissões.

Para este estudo foi tido em consideração um motor de quatro cilindro de configuração em V, com um pistão com câmara de combustão de baixa profundidade, em inglês *Shallow depth Combustion Chamber* (SCC), e quatro ângulos diferentes de *spray* de combustível - 120°, 130°, 140° e 150°. O motor operava com carga média a uma velocidade de 1800 rpm. O *software* 3-D ESE foi utilizado para a criação da malha, e o AVL FIRE™ M foi utilizado na simulação da dinâmica de fluidos. Os cálculos dentro de cada célula computacional foram realizados de acordo com o método dos elementos finitos (MEF) para preservar as propriedades conservativas, enquanto a discretização da equação de momento foi feita pelo método das diferenças finitas (MDF).

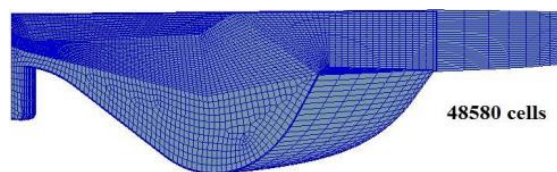


Figura 3-2 - Domínio computacional da geometria da câmara de combustão (com o respetivo número de células) no PMS (Deshmukh et al., 2020).

Os resultados da simulação referentes à pressão nos cilindros foram comparados com resultados obtidos experimentalmente, como é possível verificar na Figura 3-3. Uma vez que os resultados foram bastante semelhantes, o modelo foi validado e seguiu-se para o objetivo do estudo em causa.

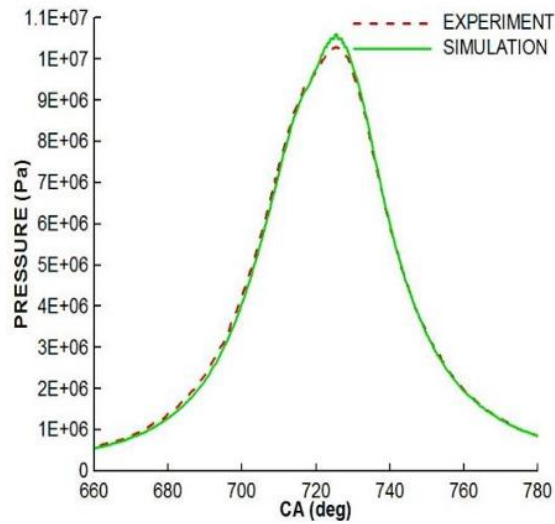


Figura 3-3 - Comparação entre a curva de pressão obtida pela simulação e curva experimental (Deshmukh et al., 2020).

Nas Figuras 3-4, 3-5 e 3-6, encontram-se representados os resultados obtidos para os diferentes ângulos relativamente às emissões de CO, NO_x e fuligem, respectivamente.

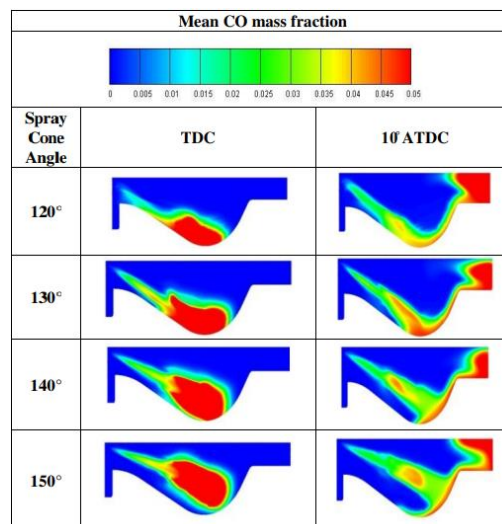


Figura 3-4 - Gráficos das emissões de CO para diferentes ângulos do spray no PMS e 10° antes do PMS (Deshmukh et al., 2020).

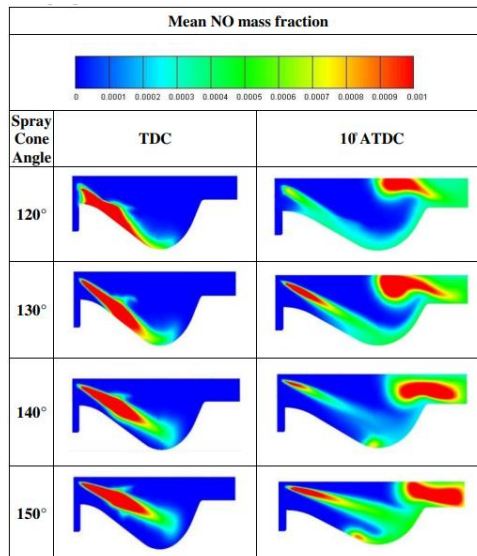


Figura 3-5 - Gráficos das emissões de NO_x para diferentes ângulos do spray no PMS e 10° antes do PMS (Deshmukh et al., 2020).

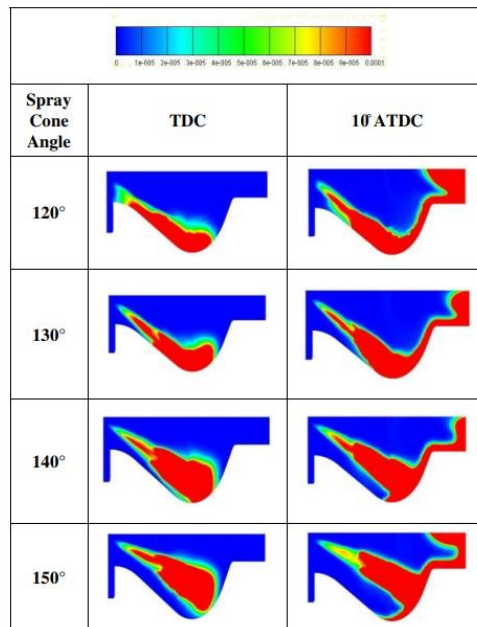


Figura 3-6 - Gráficos das emissões de fuligem para diferentes ângulos do spray no PMS e 10° antes do PMS (Deshmukh et al., 2020).

A partir da análise dos gráficos, foi possível concluir que para os 120° obtiveram-se os valores mais reduzidos de emissões de CO e NO_x e os valores mais elevados de emissões de fuligem. Para os 150°, os resultados foram o inverso, obtiveram-se os valores mais elevados de emissões de CO e NO_x e os valores mais reduzidos de emissões de fuligem.

Karami et al., 2021 realizaram um estudo acerca da utilização de biodiesel proveniente de sementes de tomate, em inglês *Tomato seeds oil* (TSO), misturado com o diesel convencional em diferentes percentagens - B0 (diesel puro), B5, B10 e B20. Neste estudo foram investigados parâmetros de combustão como o atraso de ignição, a duração da

combustão, a taxa de libertação de calor, a pressão no cilindro e o trabalho indicado. A motivação deste estudo deve-se ao interesse em estudar este tipo de combustíveis devido ao facto de estes reduzirem significativamente a emissão de gases de efeito de estufa com apenas uma pequena penalização no desempenho do motor relativamente ao diesel convencional e pelo facto de estes serem obtidos de fontes renováveis.

Os testes experimentais deste estudo foram realizados no motor Kubota V3300, de quatro cilindros e injeção indireta, acoplado a um dinamómetro, como se pode verificar na Figura 3-7. Os testes foram realizados separadamente nos combustíveis B0, B5, B10 e B20 com cargas de 0%, 25%, 50%, 75% e 100% e velocidades compreendidas entre 1200 e 2400 rpm com incremento de 200 rpm.

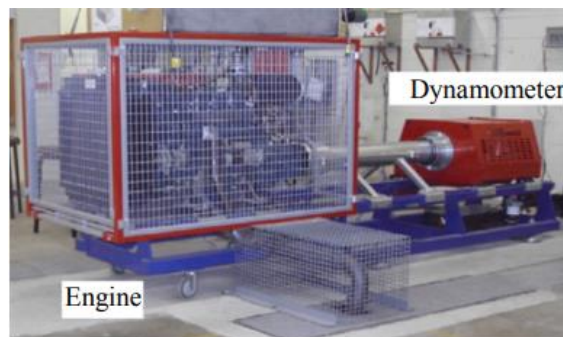


Figura 3-7 - Motor Kubota V3300 acoplado ao dinamómetro (Karami et al., 2021).

Relativamente às simulações, foi desenvolvido um modelo de uma rede neuronal artificial para prever as características da combustão, e foi utilizado o *software* AVL FIRE para realizar as simulações numéricas.

Pela análise da Figura 3-8, é possível verificar que a rede neuronal possui uma boa precisão a prever dados, uma vez que a maior diferença comparativamente aos resultados experimentais (16,67 %, inferior ao valor experimental) ocorreu por volta dos 10 graus de cambota.

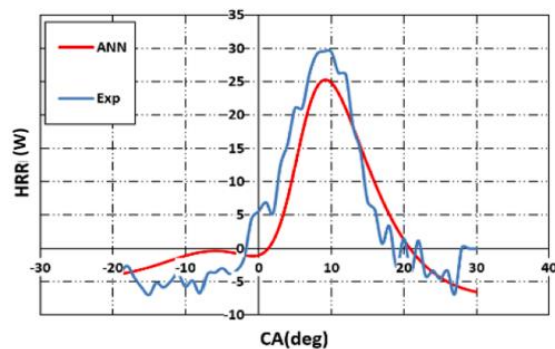


Figura 3-8 - Comparação entre os dados experimentais e os dados da rede neuronal - pico de taxa de libertação de calor (Karami et al., 2021).

No AVL FIRE, a malha utilizada para a simulação da combustão foi preparada no módulo FAME Engine Plus. Esta está representada na Figura 3-9 nas posições de PMS e PMI. Inicialmente a malha foi criada com elementos de grandes dimensões, tendo sido o seu tamanho gradualmente reduzido até ao ponto em que o tamanho da malha não iria influenciar significativamente os resultados da simulação, tornando os resultados independentes da malha.

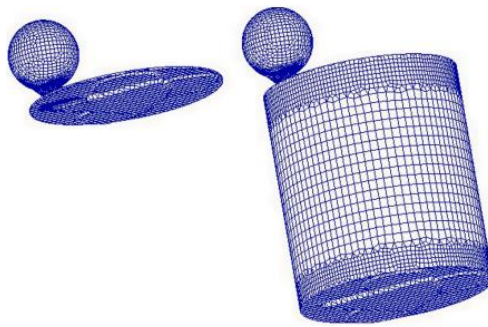


Figura 3-9 - Malha computacional do motor nas posições de PMS e PMI (Karami et al., 2021).

A Figura 3-10 mostra uma comparação entre os dados medidos experimentalmente e os dados simulados numericamente para a pressão dentro do cilindro em relação ao ângulo da cambota para o combustível B10 às 1800 rpm com 100% de carga.

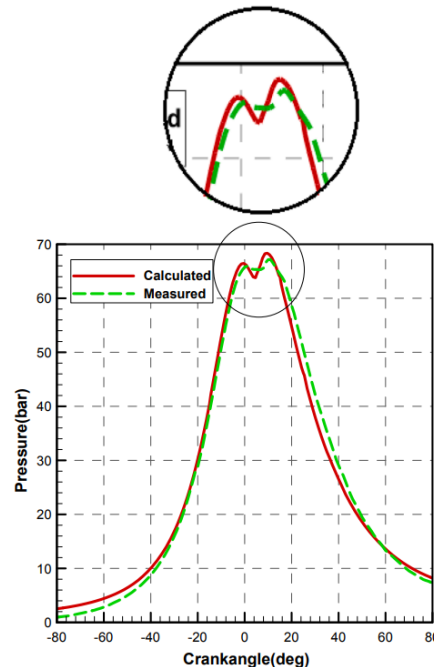


Figura 3-10 - Comparação das curvas de pressão no cilindro medidas experimentalmente e calculadas numericamente (Karami et al., 2021).

Observa-se que existe uma excelente concordância entre os dados experimentais e os numéricos ao longo da simulação, o que permite validar os resultados da mesma. As pequenas diferenças podem ter sido causadas pela incerteza nos parâmetros de entrada

iniciais, tais como a temperatura das paredes do cilindro, a temperatura da superfície do pistão no fecho das válvulas e possivelmente o impacto da fricção entre o pistão e o cilindro no modelo da simulação.

4. Metodologia

4.1. Dados Experimentais

Os dados experimentais utilizados neste trabalho têm o propósito de validar as capacidades do *software* em simular comportamentos reais, neste caso a combustão no interior do cilindro de um motor diesel, com ênfase no estudo da pressão no cilindro.

Estes dados foram retirados de um projeto cujo objetivo era analisar a influência de diferentes combustíveis num motor (Bastos, 2019). O trabalho foi centrado na influência de diferentes concentrações de biodiesel no desempenho do motor, incluindo óleos vegetais hidrogenados. Foram realizados testes com quatro diferentes tipos de combustíveis com diferentes proporções de biodiesel e óleos vegetais hidrogenados (HVO) incorporados no diesel de origem fóssil: B0, B7, B15, B100 e HVO15, considerando, respetivamente, 0, 7, 15 e 100% de biodiesel incorporado no gasóleo e ainda 15% de HVO.

Por forma a levar a cabo este estudo, Bastos,2019 analisou as propriedades que definem cada combustível, tais como a densidade, número de cetano e fração de fonte renovável que possuem. De seguida, fez uma análise aos respetivos métodos de realização dos ciclos de homologação de veículos, NEDC (*New European Driving Cycle*) e WLTP (*World Harmonized Light Vehicle Teste Procedure*), com o intuito de analisar os efeitos, em termos de consumos, desempenho do motor e análise de emissões que este tipo de combustíveis poderá promover. Estes ciclos foram replicados para um programa elaborado no *software* LabVIEW®, que indica as devidas instruções no momento de operação dos ciclos no dinamómetro.

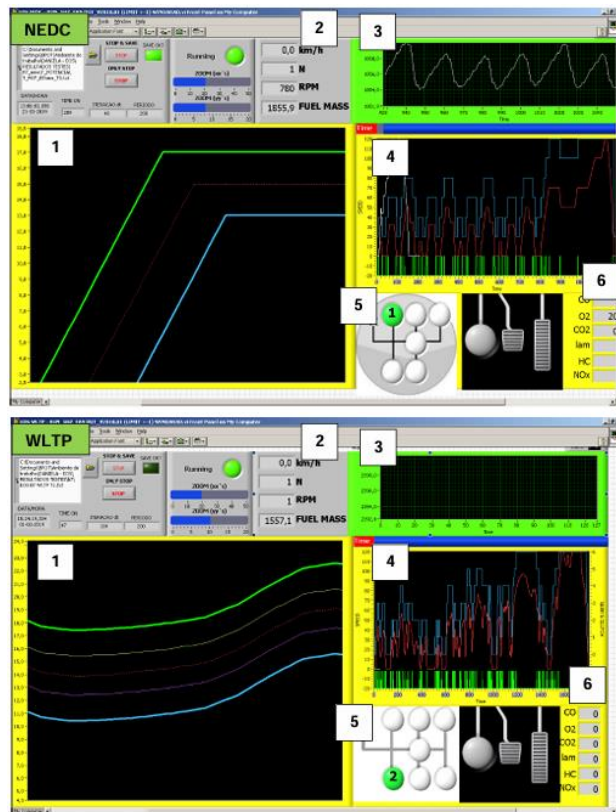


Figura 4-1 - Ambientes gráficos para a execução dos ciclos NEDC e WLTP (Bastos, 2019).

Em termos experimentais, foi utilizado um veículo VW EOS com motor 2.0 litros dotado de um sistema de injeção do tipo *Common Rail*. O veículo encontra-se representado na Figura 4-2. As principais especificações técnicas do motor e do veículo em questão encontram-se detalhadas na Tabela 4-1.

Tabela 4-1 - Especificações técnicas do motor e da carroçaria do veículo (Bastos, 2019).

Parâmetro	Valor
Motor	
Código	CBAB
Tipo	4 cilindros em linha
Potência	103 kw (140 CV) @ 4200 RPM
Binário	320 Nm @ 1750-2500 RPM
Cilindrada	1968 cm ³
Relação de compressão	16,5:1
Gestão do motor	Bosch EDC 17 (Sistema de injeção de combustível <i>Common-Rail</i>)
Combustível	Diesel (de acordo com a norma DIN EN590)
Sobrealimentação	Turbocompressor
Sistema de Tratamento de Gases de Escape	EGR (Recirculação de gases de escape), DPF (Filtro de Partículas Diesel)
Carroçaria	
Área Frontal	2,16 m ²
C _d	0,33
Peso (considerado)	1570 kg



Figura 4-2 - Veículo protótipo VW Eos 2.0 TDI utilizado nos ensaios (Bastos, 2019).

Os testes foram efetuados no dinamómetro MAHA LPS 3000, de modo a obter as curvas de desempenho do motor, através de testes de potência discretos, assim como o comportamento ao longo da realização dos ciclos NEDC e WLTP, em termos de consumo, desempenho (potência à roda e acelerações) e emissões.

Adicionalmente, foram efetuadas medições da pressão de combustão nos regimes de rotação do motor que melhor representam a utilização do motor ao longo dos ciclos de condução, bem como no ponto de binário máximo. Para tal efeito, utilizou-se uma vela de incandescência com tecnologia de medição da pressão de combustão. O princípio de medição é do tipo piezo-resistivo e pela deformação da membrana, que contém extensómetros, é transmitido o sinal da pressão do interior da câmara de combustão. A par disso, foi utilizado um *encoder* acoplado ao veio da cambota do motor, de modo a fazer a leitura da rotação, bem como foi medido o ponto de injeção de combustível pela implementação de um transdutor de corrente no cabo de sinal do injetor nº1 do motor. Estes sinais foram enviados para um circuito eletrónico de potência, e depois enviados pela placa de aquisição de dados ao *software* LabVIEW® (Bastos, 2019). O esquema da montagem necessária para realizar esta medição encontra-se representado na Figura 4-3.

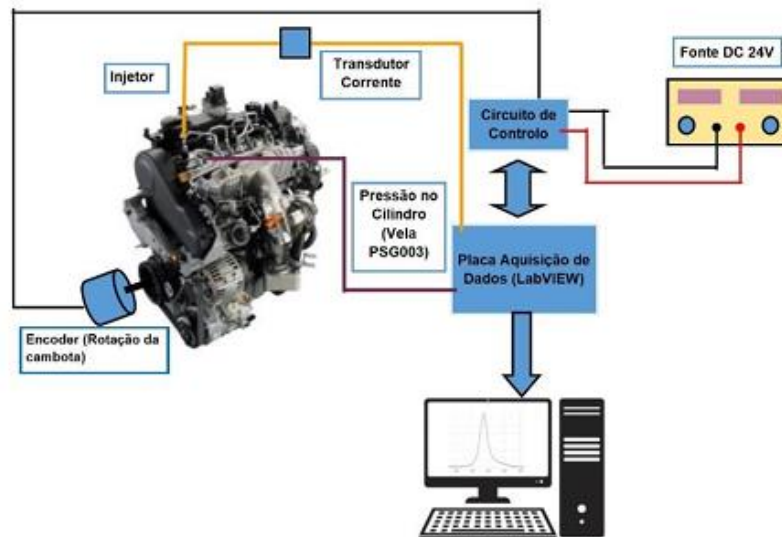


Figura 4-3 - Representação da montagem experimental para a medição da pressão do cilindro (Bastos, 2019).

Como referido anteriormente, os dados obtidos para a pressão no interior do cilindro e ponto de injeção do combustível são os que possuem maior relevância no presente trabalho para validar as capacidades do *software* em simular a combustão no interior do cilindro. Foram utilizados os dados obtidos para os combustíveis B7 e B100, nos seguintes regimes: 1600 rpm, com 25 e 57% de carga, e 2400 rpm, com 45 e 100% de carga, ou seja, foram realizados 8 testes diferentes. Como exemplo, o gráfico da Figura 4-4 contém a média da pressão de combustão obtida pela medição de 50 ciclos de motor às 1600 rpm e 25% de carga, bem como o respetivo momento de injeção, com o combustível B7.

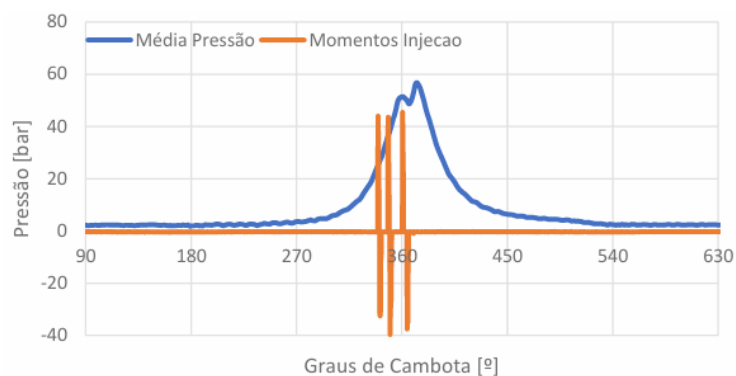


Figura 4-4 - Média da pressão de combustão às 1600 rpm @25% de carga, com o combustível B7 (Bastos, 2019).

4.2. Utilização do *software* AVL FIRE™ M

Neste subcapítulo descreve-se a utilização do *software* AVL FIRE™ M. O modelo utilizado neste projeto tem por base o modelo utilizado no tutorial “*In-Cylinder Flow (DI Diesel Segment) (9606) Example*”, disponibilizado pela AVL. Este tutorial contém uma

introdução à configuração de uma simulação para análise de escoamento no cilindro de um motor diesel DI (Direct Injection) por meio de simulação CFD 3D com base nos dados de entrada fornecidos. Este modelo será adaptado às condições experimentais por forma a conseguir comparar os resultados das simulações com os resultados reais e posteriormente comprovar as competências do software. Todo o procedimento de configuração deste modelo encontra-se disponível no Anexo II. Neste subcapítulo apenas serão apresentados dois fluxogramas sobre as etapas a seguir para configurar corretamente a simulação: um fluxograma relativo à configuração do projeto no FAME M e outro fluxograma correspondente à configuração da simulação no FIRE M.

Na Figura 4-5, encontra-se representado o fluxograma que representa a configuração padrão de um projeto no FAME M.

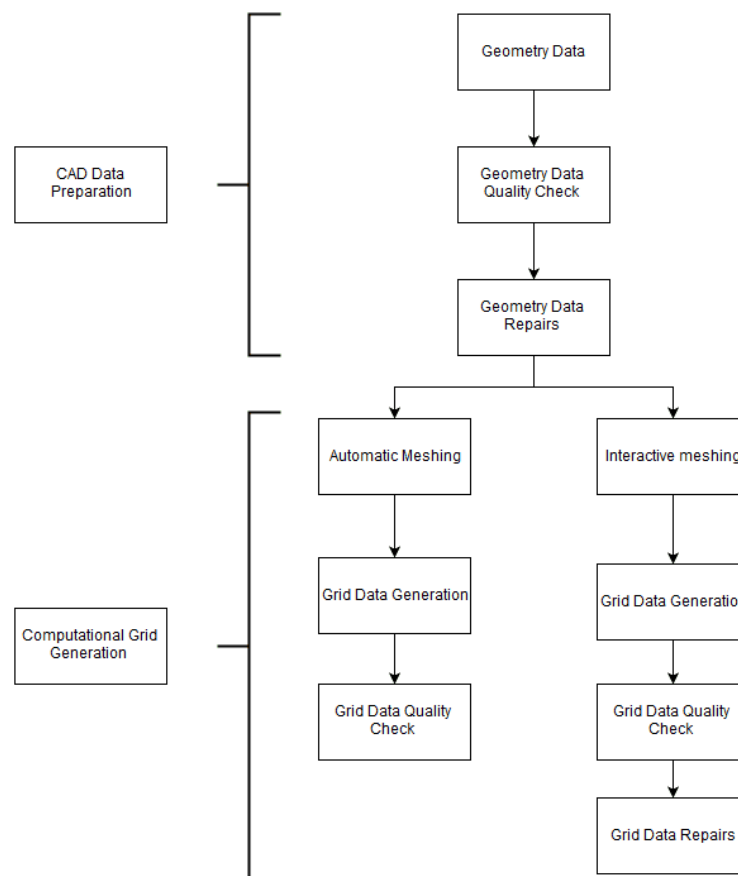


Figura 4-5 - Fluxograma do pré-processamento (FAME M) (AVL, n.d.-a).

Neste trabalho, apenas foi necessário importar a geometria e criar a malha, uma vez que o modelo já teria sido preparado e testado anteriormente. Ainda no FAME M, os parâmetros da câmara de combustão foram definidos no *FAME M Engine Segment* e o refinamento da malha apropriado para a região do bico do injetor foi definida pelo *Spraycone Refinement Calculator*.

Na Figura 4-6 encontra-se o fluxograma correspondente à configuração da simulação no FIRE M, onde se encontra englobado toda a configuração do projeto, desde o pré-processamento ao pós-processamento.

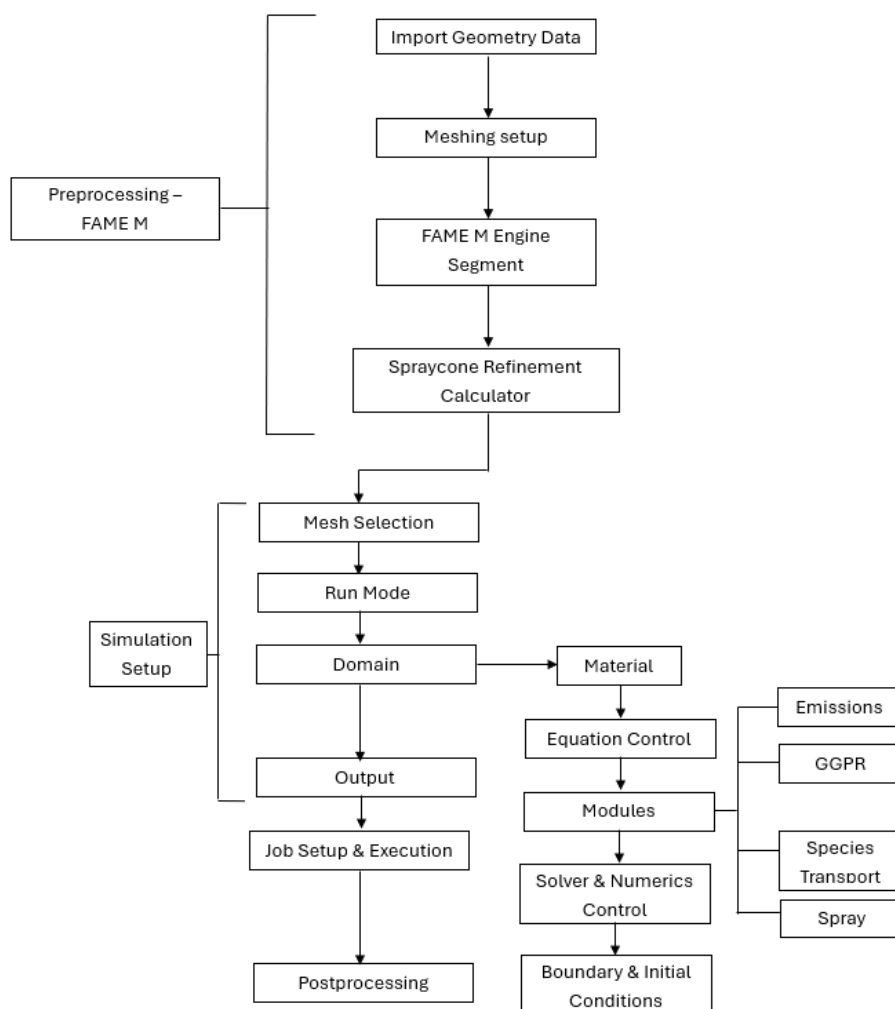


Figura 4-6 - Fluxograma da configuração de toda a simulação (FIRE M).

4.3. Modelo final

Como referido no Capítulo 4.1, o modelo criado a partir do tutorial foi adaptado às condições experimentais por forma a conseguir comparar os resultados das simulações com os resultados reais. As adaptações realizadas foram: alteração do *injection rate*, alteração do *injection mass*, alteração da velocidade do motor (1600 e 2400 rpm) e alteração do combustível (B7 e FAME R). Foram realizados 8 testes: para as 1600 rpm, com cargas de

25 e 57%, e para as 2400 rpm, com cargas de 45 e 100%, para os combustíveis B7 e FAME R.

Cada alteração face à simulação anterior foi denominada de “Variante”, à qual correspondia um *Case*.

Um *Case* (ou Caso), é essencialmente uma configuração de uma simulação individual que inclui a configuração, condições de fronteira, malha, propriedades do material, condições iniciais e configurações do solucionador necessárias para um determinado cenário. Cada Caso é tratado como uma configuração independente que pode ser executado de forma autónoma para produzir resultados. Os Casos podem ser agrupados num conjunto de Casos (*Case Set*), com o objetivo de monitorizar e analisar vários Casos simultaneamente ou sequencialmente. Desta forma, podem ser analisadas em simultâneo uma série de simulações com parâmetros diferentes, podendo os seus resultados serem comparados mais facilmente. Neste trabalho, foram apenas criados dois conjuntos de Casos, 1600 RPM e 2400 RPM, apenas por uma questão de organização de simulações.

Apesar de serem conhecidos os momentos de injeção dos dados experimentais (abertura e fecho do bico do injetor), não foi possível retirar os valores originais dos ensaios experimentais relativos ao *injection rate*.

Como se pode verificar na Figura 4-7, os resultados obtidos de pressão no interior do cilindro para as 1600 rpm utilizando os dados originais do modelo encontram-se situados entre os resultados obtidos para as cargas a 25 e 57%. Através de uma interpolação linear, chegou-se ao valor 44,73, assumindo assim o valor de 45% de carga para o modelo original.

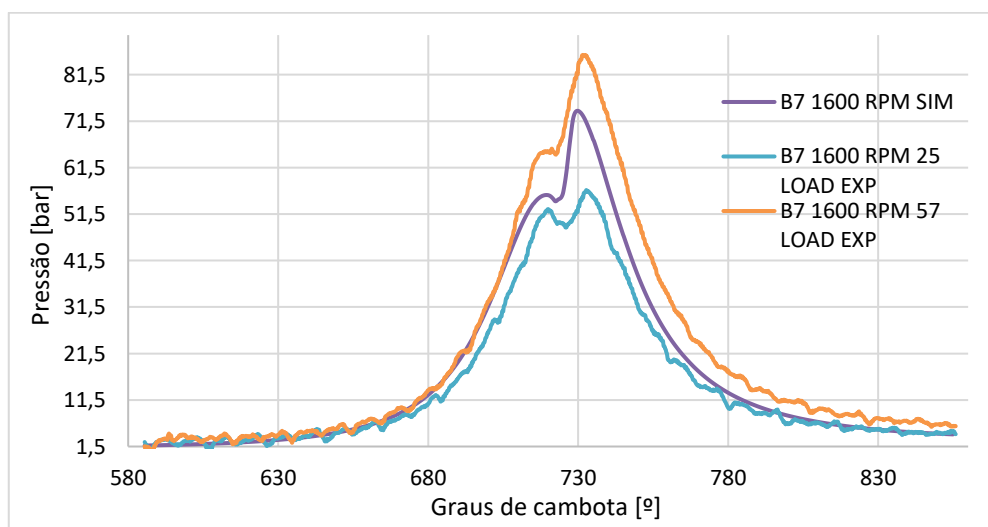


Figura 4-7 - Comparação entre as curvas de pressão no interior do cilindro entre os valores experimentais de 25 e 57% de carga às 1600 rpm e o modelo original.

Os valores de carga originais foram obtidos pelo mesmo método para os restantes casos, à exceção do teste para as 2400 rpm e 100% carga, uma vez que os resultados originais eram bastante baixos. Para esse caso, foi necessário adotar uma abordagem de tentativa e erro.

Através destas interpolações foi possível também, de forma linear, obter os valores de *injection rate* e *injection mass*. A partir daí, foram realizadas várias simulações com uma abordagem de tentativa e erro com o objetivo de aproximar ao máximo a curva obtida na simulação da curva experimental. As alterações efetuadas envolviam o aumento do *injection rate* e *injection mass*, o atraso ou avanço de injeção e o aumento do tempo de abertura do bico do injetor. Na Figura 4-8 é apresentado um exemplo desta abordagem, para o teste às 1600 rpm e 57% de carga com o combustível B7. Na Figura 4-9, encontram-se os resultados das simulações para cada uma dessas abordagens. É possível verificar que apesar das severas alterações do *injection rate* e do *injection mass*, as diferenças nos resultados são mínimas, o que significa que não era possível obter melhores resultados para estas condições.

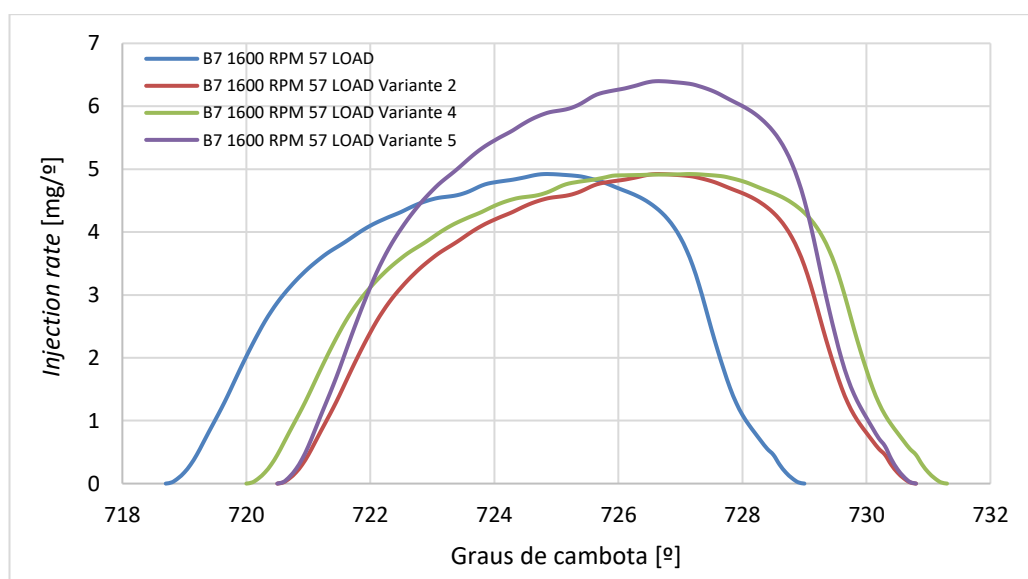


Figura 4-8 – Gráficos da taxa de injeção de combustível para as diferentes variantes do teste à 1600 rpm com 57% de carga.

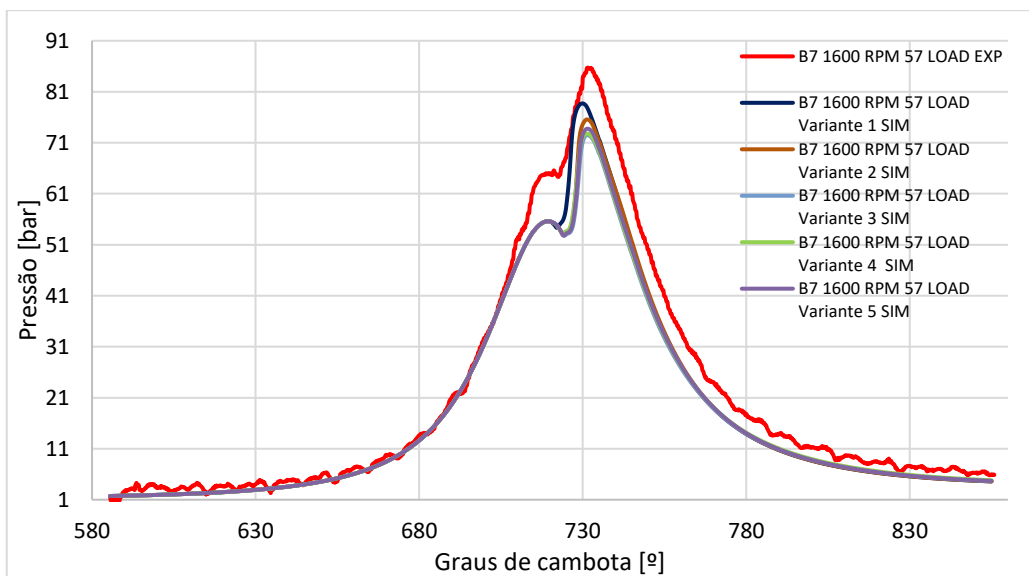


Figura 4-9 - Gráficos da pressão para as diferentes variantes do teste à 1600 rpm com 57% de carga.

Nas primeiras simulações, à semelhança do modelo original, foi utilizado apenas um momento de injeção, a injeção principal. No entanto, para os testes em que se utilizaram as cargas a 57, 45 e 100%, os resultados não eram satisfatórios. Deste modo, passaram a ser utilizados os valores experimentais da abertura e fecho do bico do injetor, com o objetivo de tornar a simulação o mais próximo da realidade possível. Por exemplo, na Figura 4-10 é possível analisar a comparação, para o teste à 1600 rpm e 57% de carga com o combustível B7, dos ficheiros relativos ao *injection rate* da Variante 5, onde foi utilizada apenas 1 injeção (injeção principal) e da Variante 8, onde foram utilizadas 3 injeções (2 pré-injeções e 1 injeção principal). Na Figura 4-11 é possível verificar o impacto da mudança do número de injeções. Pode-se afirmar que os resultados obtidos utilizando os valores experimentais se tornaram mais próximos da realidade, como era expectável.

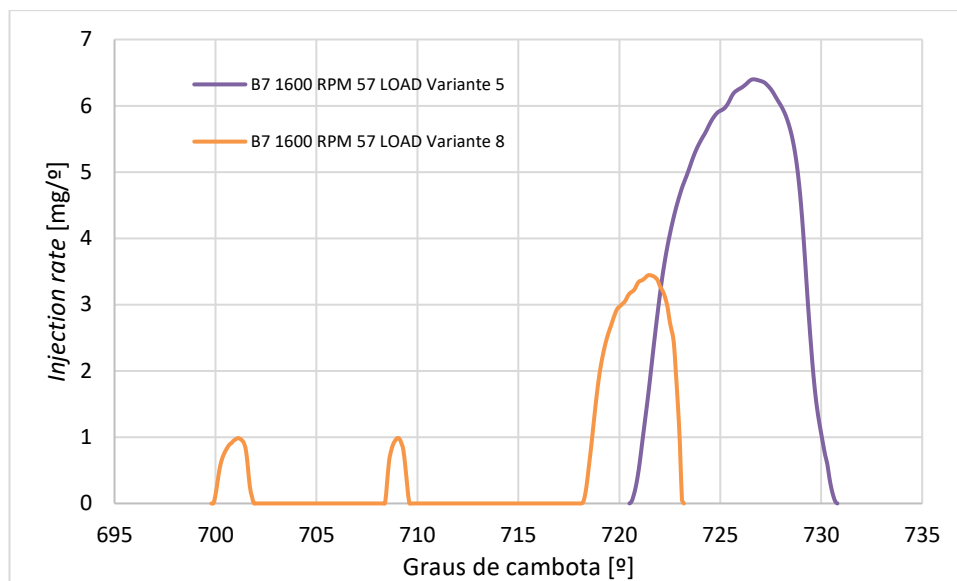


Figura 4- 10 - Comparação dos gráficos de taxa de injeção de combustível entre a Variante 5 e a Variante 8 para o teste às 1600 rpm e 57% de carga.

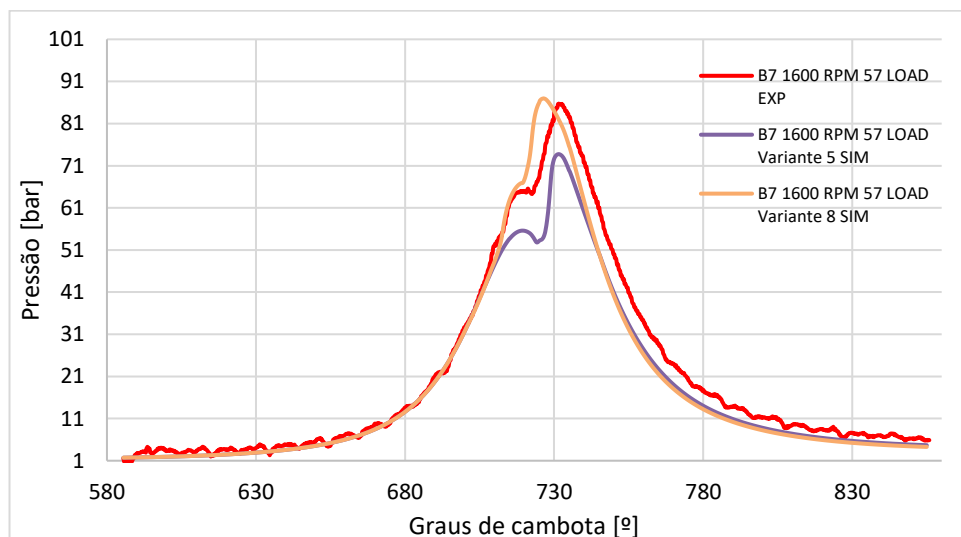


Figura 4- 11 - Comparação dos gráficos de pressão entre a Variante 5 e a Variante 8 para o teste às 1600 rpm e 57% de carga.

Deste modo, seguiu-se o mesmo procedimento para os restantes testes nos diferentes regimes, onde posteriormente se continuou a adotar abordagem sistemática de análise de resultados e posteriores correções, em busca de melhores resultados. Os resultados obtidos para cada teste serão apresentados no capítulo seguinte.

5. Apresentação de Resultados e Discussão

Ao longo do presente trabalho, foram realizadas no total 51 simulações, distribuídas pelos 8 testes realizados, com o objetivo de tentar aproximar ao máximo as curvas de pressão obtidas às curvas de pressão medidas experimentalmente. Nos gráficos abaixo serão

apresentados lado a lado os resultados obtidos para os testes onde foram utilizados os mesmos regimes, ou seja, velocidade e carga, para os diferentes combustíveis, de maneira a facilitar a sua comparação, bem como o *injection rate* utilizado para cada caso.

5.1. 1600 rpm e 25% de carga

Na Figura 5-1 encontram-se apresentados os gráficos obtidos das simulações à velocidade de 1600 rpm e 25% de carga para os combustíveis B7 e FAME R, bem como a comparação direta com os dados experimentais correspondentes e o *injection rate* utilizado.

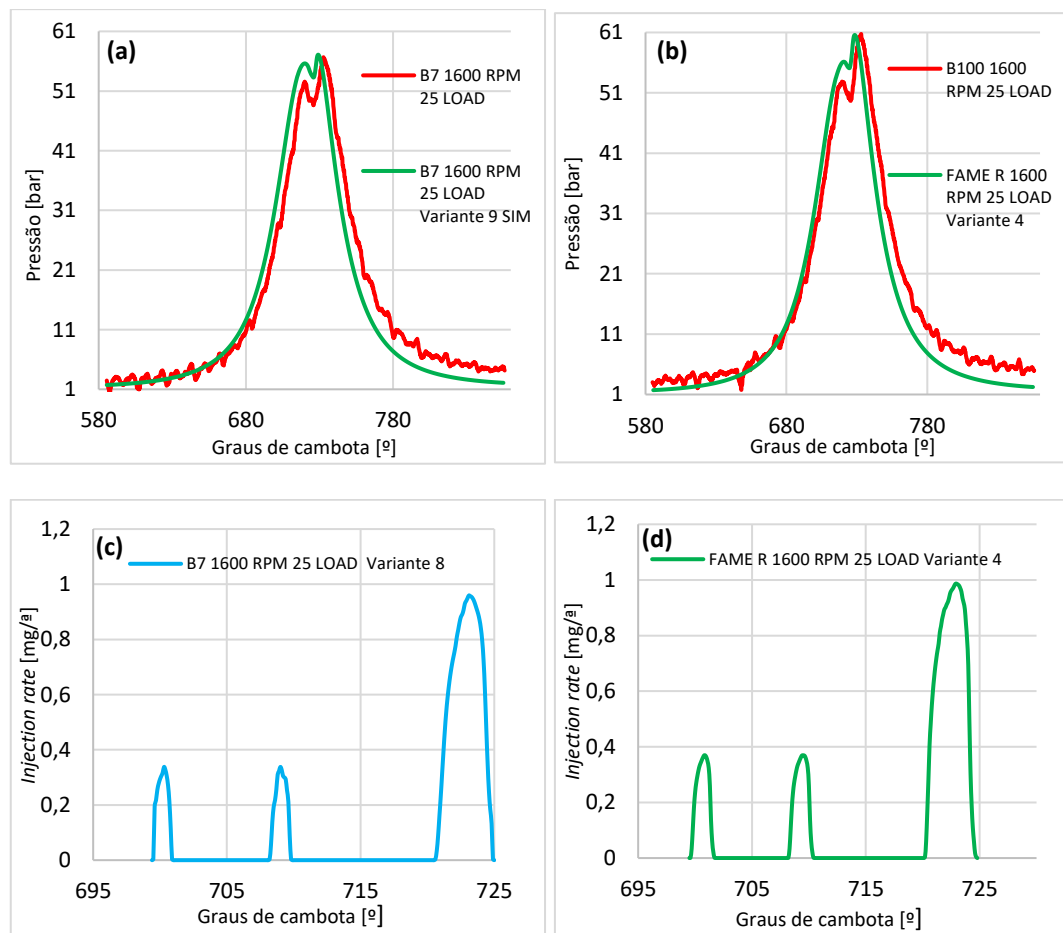


Figura 5-1 – Resultados obtidos para o regime de 1600 rpm e 25% de carga; (a): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível B7; (b): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível FAME R; (c): *injection rate* utilizado na simulação para o combustível B7; (d): *injection rate* utilizado na simulação para o combustível FAME R;

A partir da análise dos gráficos (a) e (b) da Figura 5-1 é possível verificar que, para ambos os casos, os resultados obtidos nas simulações foram bastante parecidos aos resultados experimentais. No caso do B7, o pico de pressão mais elevado da simulação (57,087 bar) ocorreu aos 729,2 graus, enquanto no teste experimental obteve-se um valor de 56,672 bar aos 732,7 graus. No caso do FAME R, o pico de pressão mais elevado da

simulação (60,575 bar) ocorreu aos 728,4 graus, enquanto no teste experimental obteve-se um valor de 60,741 bar aos 733,1 graus. Em ambas as simulações, o pico de pressão mais elevado dá-se alguns graus antes comparativamente aos testes experimentais – cerca de 3,5 graus no B7 e 4,7 graus no FAME R.

Em ambos os casos, o valor de pressão máximo do FAME R é superior ao do B7. Isto deve-se ao facto do *injection rate* do FAME R (representado em (d)) ser ligeiramente superior ao do B7 (representado em (c)) e de este injetar combustível durante mais tempo – duração total de 9,36 segundos para o FAME R e 7,92 segundos para o B7.

5.2. 1600 rpm e 57% de carga

Na Figura 5-2 encontram-se apresentados os gráficos obtidos das simulações à velocidade de 1600 rpm e 57% de carga para os combustíveis B7 e FAME R, bem como a comparação direta com os dados experimentais correspondentes e o *injection rate* utilizado.

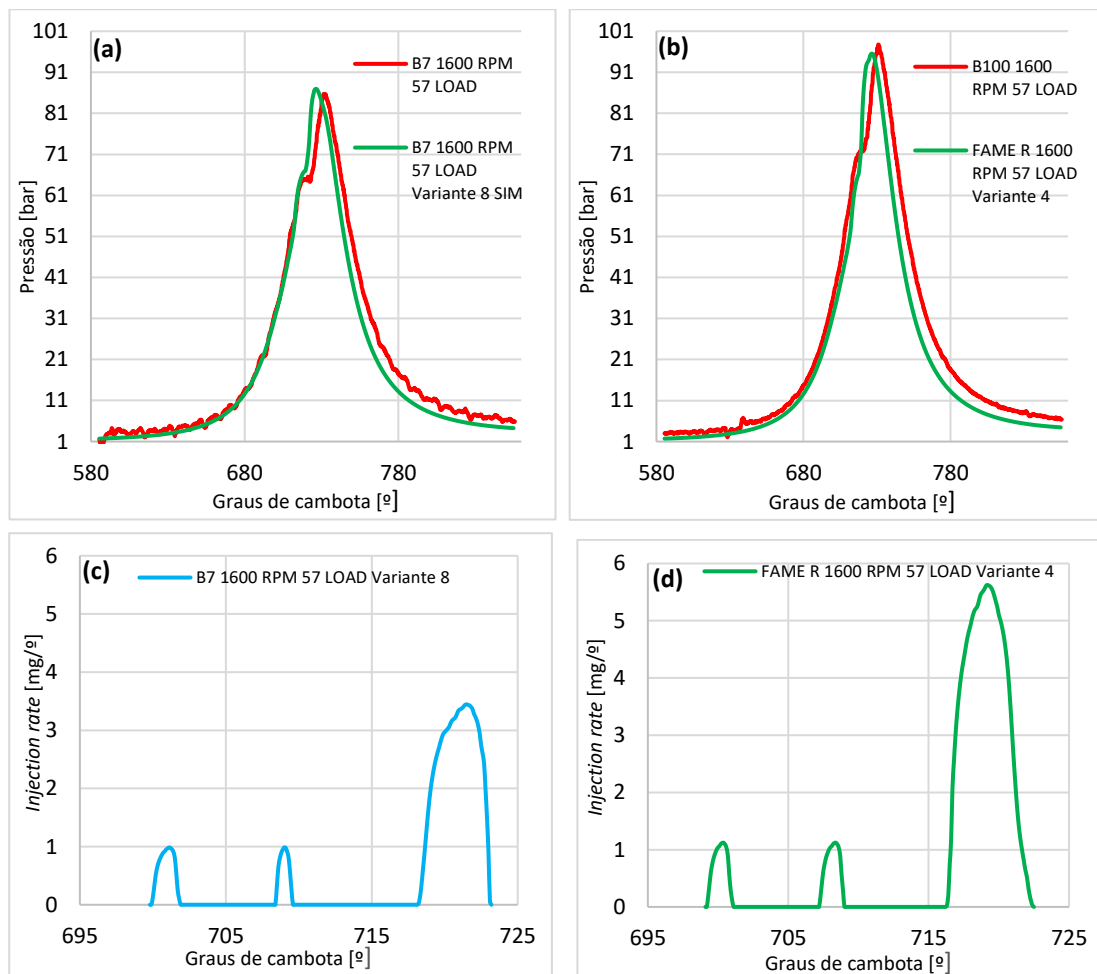


Figura 5- 2 - Resultados obtidos para o regime de 1600 rpm e 57% de carga; (a): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível B7; (b): comparação entre o resultado da simulação e o

resultado experimental para o combustível FAME R; (c): injection rate utilizado na simulação para o combustível B7; (d): injection rate utilizado na simulação para o combustível FAME R;

A partir da análise dos gráficos (a) e (b) da Figura 5-2, à semelhança dos testes representados nos gráficos da Figura 5-1, é possível verificar que, para ambos os casos, os resultados obtidos nas simulações foram bastante parecidos aos resultados experimentais. No caso do B7, o pico de pressão mais elevado da simulação (86,977 bar) ocorreu aos 726,4 graus, enquanto no teste experimental obteve-se um valor de 85,736 bar aos 731,7 graus. No caso do FAME R, o pico de pressão mais elevado da simulação (95,525 bar) ocorreu aos 726,4 graus, enquanto no teste experimental obteve-se um valor de 97,758 bar aos 731 graus. Em ambas as simulações, o pico de pressão mais elevado dá-se alguns graus antes comparativamente aos testes experimentais – cerca de 5,3 graus no B7 e 4,6 graus no FAME R. Assim, pode-se verificar que o avanço do pico máximo foi maior relativamente aos testes realizados para as 1600 rpm a 25% de carga, e que este também ocorreu cerca de 2 graus mais cedo em ambos os casos.

Foi possível verificar que a quebra de pressão, originada pela ocupação de uma fração de volume de ar comprimido por combustível que vaporiza após a injeção, é menos pronunciada (quase inexistente) comparativamente aos testes realizados para a carga a 25%, onde existem 2 picos de pressão e uma quebra visível.

Em ambos os casos, o valor de pressão máximo do FAME R é superior ao do B7, devido às razões já referidas acima.

5.3. 2400 rpm e 45% de carga

Na Figura 5-3 encontram-se apresentados os gráficos obtidos das simulações à velocidade de 2400 rpm e 45% de carga para os combustíveis B7 e FAME R, bem como a comparação direta com os dados experimentais correspondentes e o *injection rate* utilizado.

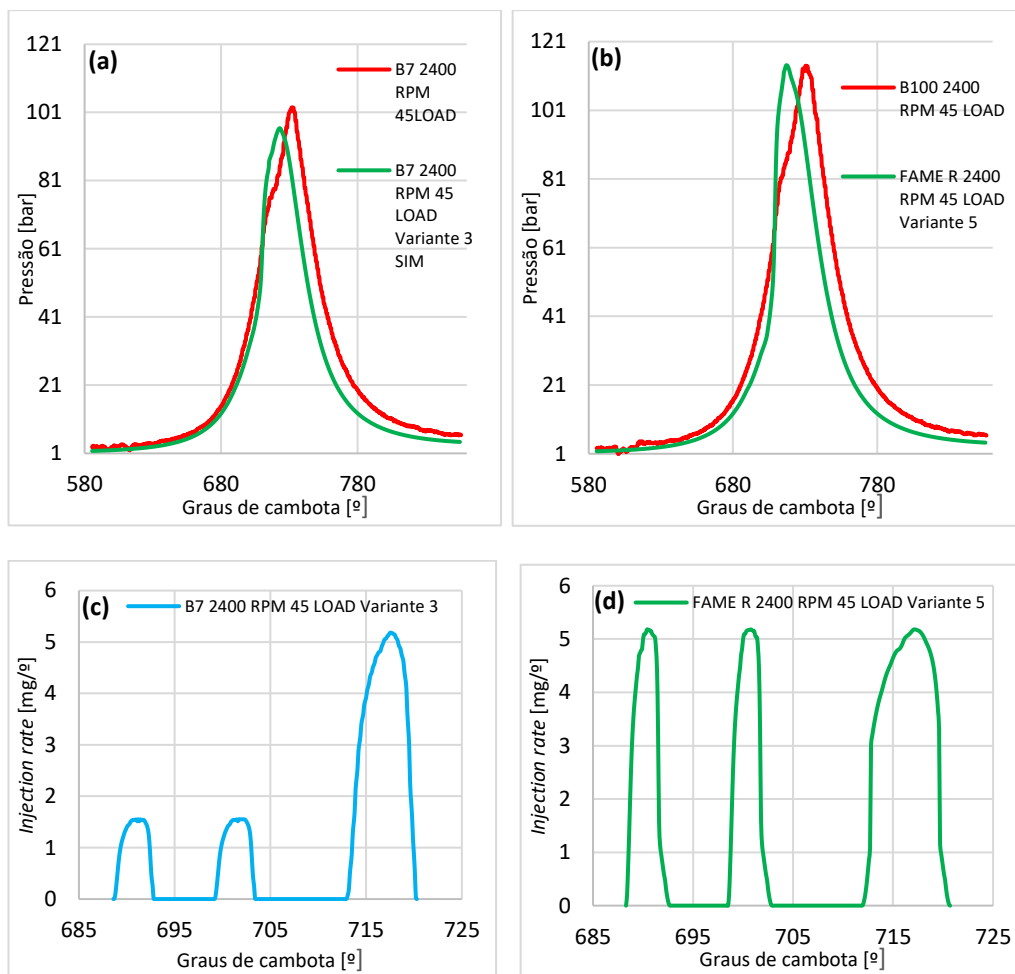


Figura 5- 3 - Resultados obtidos para o regime de 2400 rpm e 45% de carga; (a): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível B7; (b): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível FAME R; (c): injection rate utilizado na simulação para o combustível B7; (d): injection rate utilizado na simulação para o combustível FAME R;

A partir da análise dos gráficos (a) e (b) da Figura 5-3 é possível verificar que, para ambos os casos, as curvas dos resultados obtidos nas simulações foram bastante parecidas aos resultados experimentais. Todavia, as curvas de pressão obtidas das simulações aparentam ser mais estreitas. Isto significa que foi produzida menos pressão durante todo o ciclo, e que, conseqüentemente, o trabalho produzido foi menor. No caso do B7, o pico de pressão mais elevado da simulação (96,377 bar) ocorreu aos 723 graus, enquanto no teste experimental obteve-se um valor de 102,472 bar aos 732 graus. No caso do FAME R, o pico de pressão mais elevado da simulação (116,556 bar) ocorreu aos 720 graus, enquanto no teste experimental obteve-se um valor de 113,978 bar aos 730,4 graus. Em ambas as simulações, o pico de pressão mais elevado dá-se alguns graus antes comparativamente aos testes experimentais – cerca de 9 graus no B7 e 10,4 graus no FAME R, o que é uma diferença considerável. O pico de pressão máximo obtido nas simulações avançou 3,4 graus

no B7 e 6,4 graus no FAME R, relativamente aos testes realizados para as 1600 rpm e 57% de carga.

A quebra de pressão referida nos testes anteriores já não se encontra visível para este regime.

Novamente, o valor de pressão máxima do FAME R é superior ao do B7.

5.4. 2400 rpm e 100% de carga

Na Figura 5-4 encontram-se apresentados os gráficos obtidos das simulações à velocidade de 2400 rpm e 100% de carga para os combustíveis B7 e FAME R, bem como a comparação direta com os dados experimentais correspondentes e o *injection rate* utilizado.

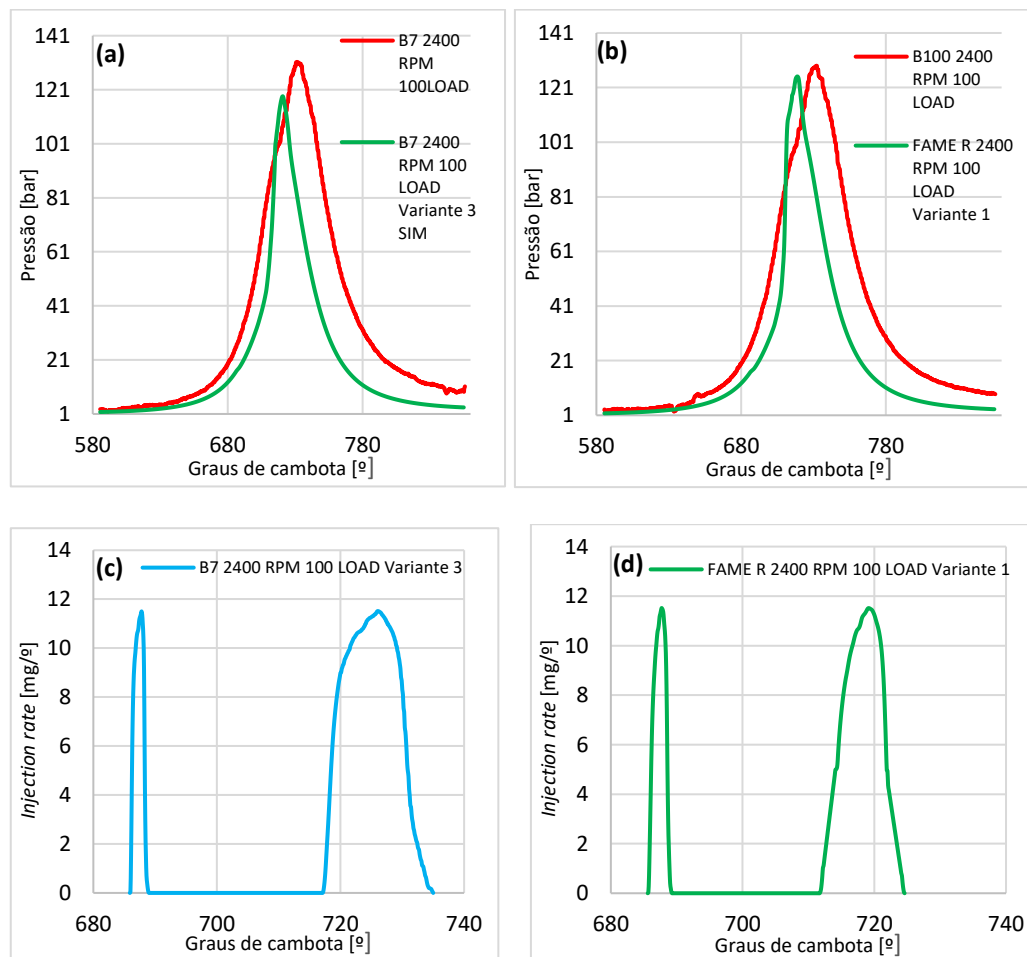


Figura 5- 4 - Resultados obtidos para o regime de 2400 rpm e 100% de carga; (a): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível B7; (b): comparação entre o resultado da simulação e o resultado experimental para o combustível FAME R; (c): injection rate utilizado na simulação para o combustível B7; (d): injection rate utilizado na simulação para o combustível FAME R;

A partir da análise dos gráficos (a) e (b) da Figura 5-4 é possível verificar que, para ambos os casos, apesar das curvas dos resultados obtidos nas simulações serem parecidas

aos resultados experimentais em aspeto, as curvas de pressão obtidas das simulações aparentam ser ainda mais estreitas do que os testes feitos a 45% de carga, o que significa que foi produzida ainda menos pressão durante todo o ciclo, e que, conseqüentemente, ainda menos trabalho. No caso do B7, o pico de pressão mais elevado da simulação (118,535 bar) ocorreu aos 720,6 graus, enquanto no teste experimental obteve-se um valor de 131,278 bar aos 731,3 graus. No caso do FAME R, o pico de pressão mais elevado da simulação (125,074 bar) ocorreu aos 718,8 graus, enquanto no teste experimental obteve-se um valor de 128,990 bar aos 732,4 graus. Em ambas as simulações, o pico de pressão mais elevado dá-se alguns graus antes comparativamente aos testes experimentais – cerca de 10,7 graus no B7 e 13,6 graus no FAME R, o que é uma discrepância bastante grande. O pico de pressão máximo obtido nas simulações avançou 2,4 graus no B7 e 1,8 graus no FAME R, relativamente aos testes realizados para as 2400 rpm e 45% de carga.

O valor de pressão máximo obtido através das simulações do FAME R é superior ao do B7. O caso contrário acontece nos valores experimentais.

5.5. Análise Global dos Resultados

Na Tabela 5-1 encontram-se sumariadas as principais características que foram comparadas entre os resultados das simulações e os resultados experimentais.

Tabela 5-1 - Sumário dos dados obtidos das simulações e respetiva comparação com os resultados experimentais.

Regime	Diesel EN590 B7				FAME R			
	1600 rpm 25% carga	1600 rpm 57% carga	2400 rpm 45% carga	2400 rpm 100% carga	1600 rpm 25% carga	1600 rpm 57% carga	2400 rpm 45% carga	2400 rpm 100% carga
Pico máximo de pressão [bar]	57,087	86,977	96,377	118,535	60,575	95,525	116,556	125,074
Diferença para o valor experimental	0,732 %	1,447 %	5,948 %	9,707 %	0,273 %	2,284 %	2,261 %	3,03 %
Momento do pico [°]	729,2	726,4	723	720,6	728,4	726,4	720	718,8
Avanço relativamente ao valor experimental [°]	3,5	5,3	9	10,6	4,7	4,6	10,4	13,6
Avanço relativamente ao teste anterior [°]	-	2,8	3,4	2,4	-	2	6,4	1,2
Consumo por ciclo [mg]	3,78	14,21	35,69	153,12	4,04	24,29	59,06	111,43

A partir da análise da Tabela 5-1 e dos gráficos apresentados anteriormente nas Figuras 5-1, 5-2, 5-3 e 5-4, é possível verificar que os melhores resultados foram obtidos para os testes às 1600 rpm, com 25 e 57% de carga, onde se observa uma excelente concordância entre os resultados. As pequenas diferenças podem ter sido causadas pela incerteza em alguns parâmetros de entrada iniciais da simulação, e também na diferença existente do modelo do motor real para o da simulação, uma vez que foram utilizados os valores disponibilizados pelo modelo desenvolvido pela AVL. As características do injetor (número de orifícios do bico, geometria, pressão de injeção), relação de compressão do motor e a

geometria do pistão são alguns dos parâmetros que não foram adaptados ao motor real e que podem ter influência nos resultados obtidos.

Já para as simulações às 2400 rpm, os resultados não foram tão concordantes, especialmente para os testes com 100% de carga. As curvas de pressão obtidas das simulações aparentam ser significativamente mais estreitas do que as experimentais, o que significa que o trabalho produzido é também menor. Para além disso, ao longo do aumento da rotação do motor e da carga, os picos máximos de pressão ocorriam cada vez mais cedo, tendo, às 2400 rpm e 100% de carga, avançado 10,6 graus do caso do B7 e 13,6 no caso do FAME R em relação aos valores experimentais. Apesar disso, a maior diferença registada foi de 9,707%. Estas diferenças poderão ter sido obtidas devido às diferenças entre o modelo padrão utilizado na simulação e o modelo real. Uma das possíveis causas poderá ter sido as características do injetor, uma vez que se chegou a um ponto onde o aumento do *injection rate* não se traduzia num aumento de pressão no interior do cilindro.

Para cargas mais elevadas, verificou-se que a quebra de pressão, originada pela ocupação de uma fração de volume de ar comprimido por combustível que vaporiza após a injeção, era cada vez menos pronunciada, até eventualmente desaparecer.

Relativamente à comparação entre os combustíveis, quer no caso experimental, quer nas simulações, o valor de pressão máximo do FAME R é superior ao do B7, à exceção do teste experimental às 2400 rpm com 100% de carga. Isto deve-se ao facto do *injection rate* do FAME R ser superior ao do B7 e de este injetar combustível durante mais tempo. Para além disso, o consumo de combustível por ciclo do FAME R é sempre superior ao do B7, à exceção do teste às 2400 rpm e 100% de carga, onde o consumo de combustível foi de 111,43 mg no caso do FAME R e 153,12 mg no caso do B7. Mesmo nesse cenário, a pressão produzida foi maior com a utilização de FAME R.

De maneira a complementar a interpretação dos gráficos de pressão obtidos, foram analisados também os gráficos relativos à temperatura média, taxa média de libertação de calor e taxa média de emissão de CO₂. Assim, é possível perceber a origem do comportamento da pressão gerada ao longo do ciclo. Os gráficos apresentados nas Figuras 5-5, 5-6 e 5-7 correspondem à temperatura média, taxa média de libertação de calor e taxa média de emissão de CO₂ para as simulações realizadas às 1600 rpm com 57% com combustível B7 e FAME R, respetivamente.

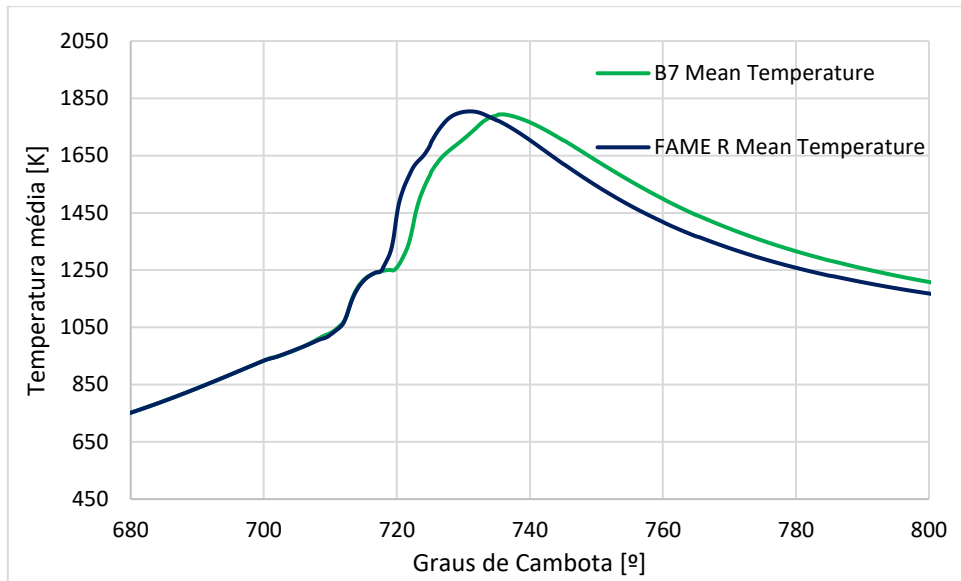


Figura 5-5 - Gráfico da temperatura média obtida para o regime de 1600 rpm e 57% de carga para os combustíveis B7 e FAME R.

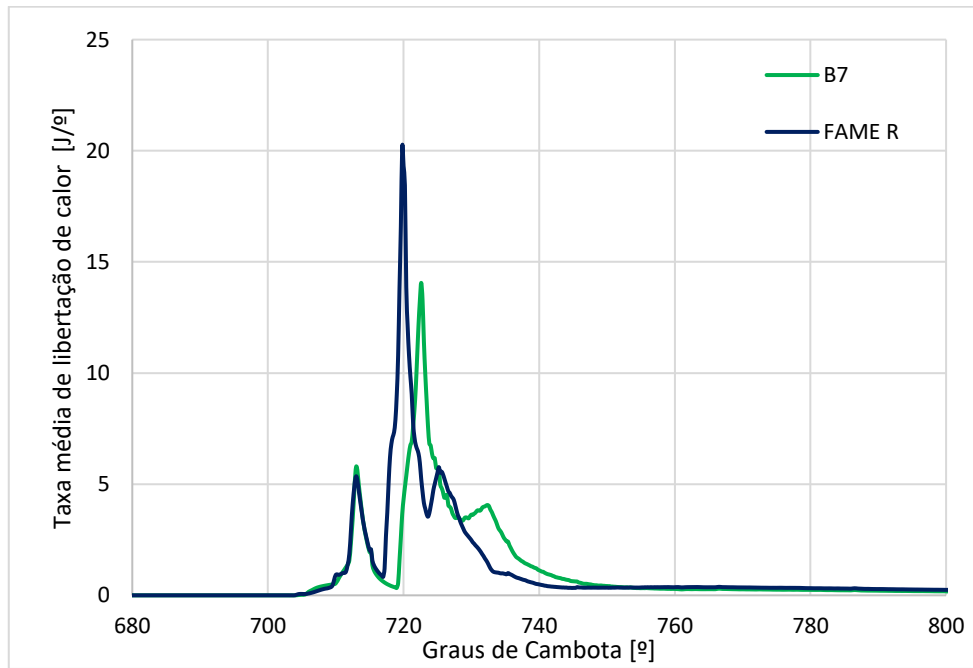


Figura 5-6 - Gráfico da taxa média de libertação de calor obtida para o regime de 1600 rpm e 57% de carga para os combustíveis B7 e FAME R.

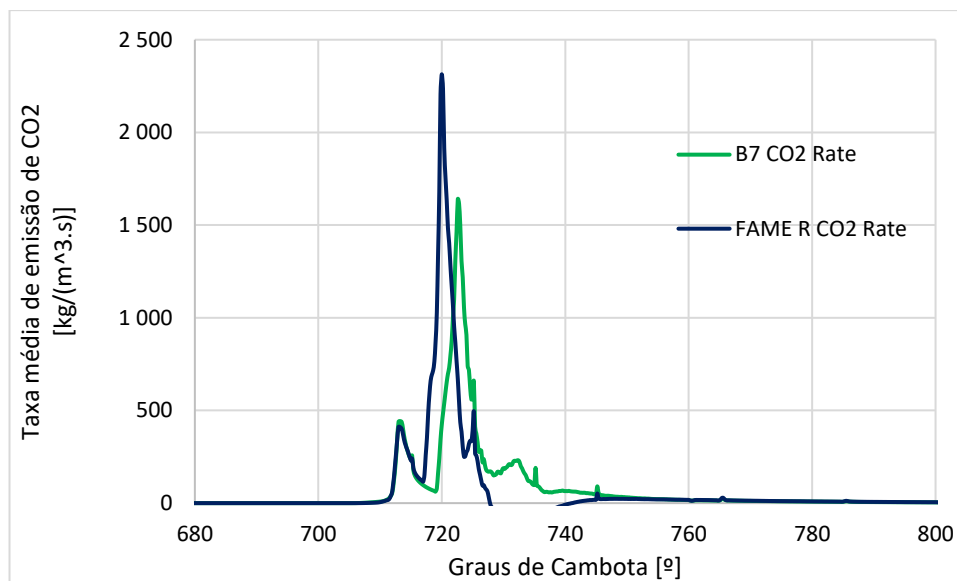


Figura 5-7 - Gráfico da taxa média de emissão de CO₂ obtida para o regime de 1600 rpm e 57% de carga para os combustíveis B7 e FAME R.

Nas Figuras 5-5, 5-6 e 5-7 é possível verificar que os valores máximos atingidos são sempre maiores para o FAME R do que para o B7 e que a área dos gráficos também é maior, resultando numa maior taxa de libertação de calor, e conseqüentemente numa maior temperatura, emissão de CO₂, pressão e trabalho. Tal como referido anteriormente, para além do FAME R ser mais denso que o B7, a quantidade de combustível injetada para o FAME R foi superior à do B7 nestas condições (Figura 5-2 (c) e (d)), justificando assim a origem dos valores obtidos nos gráficos das Figuras 5-2, 5-5, 5-6 e 5-7.

Para além disso, o valor máximo é sempre atingido alguns graus antes relativamente ao B7, o que também é visível nos gráficos de pressão. Este fenómeno pode ser explicado pelo facto do FAME R possuir um índice de cetano maior, o que significa que o combustível demora menos tempo a autoinflamar, atingindo os valores máximos mais cedo comparativamente ao B7.

Na Figura 5-6 é possível verificar uma quebra na taxa média de libertação de calor antes dos 720 graus de cambota. Este fenómeno foi abordado anteriormente no subcapítulo 2.1.2. e apresentado na Figura 2-9, e ocorre devido à ocupação de uma fração de volume de ar comprimido por combustível que vaporiza no fim da fase de compressão, resultando numa ligeira absorção de calor. Este fenómeno também pode ser visualizado na Figura 5-5, onde existe uma ligeira alteração no declive da curva da temperatura média, e na Figura 5-7, onde existe também uma quebra na taxa média de emissão de CO₂. Na Figura 5-2, esta quebra também é visível pela ligeira alteração no declive da curva de pressão, em ambos os casos.

Pode-se afirmar que mesmo sem alterar os valores disponibilizados pelo modelo desenvolvido pela AVL, os resultados obtidos foram bastante próximos aos valores experimentais. Apesar de existirem algumas diferenças em certos cenários, o formato das curvas obtidas nas simulações foi acompanhando a tendência das curvas experimentais, o que permite validar a utilização do *software*. Deste modo, é expectável que, se fossem conhecidas todas as características do motor real e condições iniciais, os resultados obtidos nas simulações seriam ainda mais próximos aos resultados experimentais.

Assim, também foi possível verificar que o *software* é bastante completo em replicar a complexidade do comportamento de motores no mundo real. Para além de ser possível modelar cada característica do motor, é possível também seleccionar vários modelos físicos e químicos envolvidos no problema, modelos estes concebidos para se focar em aspetos específicos da simulação da combustão ou dinâmica de fluídos, permitindo assim obter resultados próximos da realidade. Uma das suas vantagens é a obtenção de gráficos com valores que são difíceis de medir experimentalmente devido à complexidade e ao equipamento necessário para os medir, tais como o gráfico da taxa média de libertação de calor e o gráfico da pressão produzida.

O *software* possui uma grande variedade de combustíveis disponíveis na sua biblioteca que podem ser analisados. Também existe a possibilidade de adicionar novos combustíveis à biblioteca, através da importação das suas propriedades, tais como densidade, massa molar, viscosidade dinâmica, calor específico, condutividade térmica, entre outras. Neste trabalho, apenas foi analisada com maior detalhe a curva de pressão produzida pelos combustíveis B7 e FAME R num motor de combustão diesel. No entanto, vários outros parâmetros podem ser analisados, tais como a temperatura média, taxa média de libertação de calor, taxa de emissão de espécies de gases poluentes, etc. Isto permite analisar com grande detalhe o comportamento de vários tipos de combustíveis num determinado motor de combustão interna. Uma vez comprovada a validação do *software*, é possível simular o comportamento de certos combustíveis e avaliar as suas prestações, por exemplo a nível de potência produzida e emissões, o que permite à partida realizar menos testes experimentais, levando à redução de custos e redução de tempo de desenvolvimento de motores que poderão utilizar outros combustíveis.

No entanto, o facto do *software* replicar a complexidade do comportamento de motores no mundo real requer o processamento de uma grande quantidade de dados e variáveis ao mesmo tempo, o que resulta em custos mais elevados em termos de requisitos de hardware

e tempo de computação. Para este trabalho, a realização de cada simulação demorava entre cerca de 5 a 9 horas, tendo sido realizadas 51 simulações ao todo. O tempo de simulação aumentava drasticamente à medida que se ia aumentando a carga, uma vez que se utilizavam *injection rates* cada vez maiores e conseqüentemente os resultados obtidos eram maiores. Uma vez que se adotou uma abordagem sistemática de análise de resultados e posteriores correções em busca de melhores resultados, este processo acabou por ser bastante moroso, pois nem sempre as alterações realizadas correspondiam a resultados melhores e foi necessário ganhar alguma sensibilidade para perceber como cada parâmetro (nomeadamente o *injection rate* e o avanço de injeção), de forma isolada, influenciavam os resultados obtidos.

Em relação a trabalhos futuros, seria interessante estudar com mais pormenor o modelo de simulação utilizado, adaptando-o às características do motor real, tais como as características do injetor, a geometria do pistão, entre outros. Desta forma, seria possível obter valores mais próximos dos reais, e seria possível tirar mais conclusões acerca da utilização de biocombustíveis quer a nível de eficiência de trabalho quer a nível de emissões produzidas. Posteriormente, também seria interessante fazer adaptações às características do motor, com o intuito de otimizar o mesmo a nível de emissões e desempenho. Para esse efeito, também seria pertinente explorar outros dados decorrentes da combustão, tais como as taxas de emissões de NO_x e de fuligem, por exemplo.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

6. Conclusão

Numa análise global do trabalho, conclui-se que, de facto, a utilização de *softwares* de CFD como o AVL FIRE™ M é benéfica face aos testes experimentais uma vez que muitos comportamentos reais, tais como a combustão no interior de um cilindro de um motor diesel, conseguem ser recriados através de simulações num ambiente virtual. Como resultado, são criados menos protótipos físicos pois é possível testar vários designs virtualmente, o que leva também à redução de custos e redução de tempo de desenvolvimento.

Neste caso, os valores obtidos para os testes às 1600 rpm apresentaram uma elevada concordância com os valores experimentais, obtendo resultados de simulações com diferenças inferiores a 2%, o que valida a utilização do *software* para estes fins.

Já para as simulações às 2400 rpm, os resultados não foram tão concordantes, especialmente para os testes com 100% de carga. As curvas de pressão obtidas das simulações aparentam ser significativamente mais estreitas do que as experimentais e obtiveram-se diferenças no pico máximo de pressão perto da ordem dos 10%. Estes resultados podem ser explicados pelas diferenças nas características do modelo virtual relativamente ao modelo real.

Relativamente à comparação entre a utilização de diesel B7 e FAME R, foi possível concluir que o FAME R, por ser mais denso e ter um número de cetano maior, é capaz de obter pressões no interior do cilindro mais elevadas, aliado a maiores taxas de injeção, maior tempo de abertura dos injetores e maior consumo, comparativamente ao B7.

Em termos de trabalhos futuros, existem vários pontos a salientar que podem ser melhorados, tais como a configuração da maior parte das características do motor real e condições iniciais, de maneira a simular com mais precisão e maior realismo o comportamento do motor. Desta forma, seria possível tirar mais conclusões acerca do desempenho da utilização de biocombustíveis quer a nível de eficiência quer a nível de emissões produzidas. Também seria benéfico fazer modificações nas características do motor, com o propósito de otimizar as emissões e desempenho. Nesse contexto, seria relevante também investigar outros dados provenientes da combustão, como as taxas de emissão de NO_x e fuligem, por exemplo. Visto que o *software* é capaz de analisar o comportamento de vários tipos de escoamentos em torno de veículos e objetos ou transferências de calor entre quaisquer domínios fluídos ou sólidos detalhadamente,

posteriormente, seria interessante explorar outras funcionalidades do *software* que não foram exploradas, tais como análises tridimensionais de transferência de calor em torno do motor, análises de escoamento nos coletores de admissão e escape, entre outros.

Bibliografia

- AVL. (n.d.-a). *AVL FIRE M Resource Box Models - In-Cylinder Flow (DI Diesel Segment) (9606)*. Retrieved March 22, 2024, from [file:///C:/Program%20Files%20\(x86\)/AVL/R2023.1/documentation/FIRE_M/FIRE_M_RB/topics/FIRE_M_RB_Workflow_ICE_Performance_9606.html](file:///C:/Program%20Files%20(x86)/AVL/R2023.1/documentation/FIRE_M/FIRE_M_RB/topics/FIRE_M_RB_Workflow_ICE_Performance_9606.html)
- AVL. (n.d.-b). *AVL FIRE™ M - Simulations That Challenge Reality*. Retrieved September 20, 2024, from <https://www.avl.com/en/simulation-solutions/software-offering/simulation-tools-a-z/avl-fire-m>
- Bastos, D. (2019). *Análise sobre a influência da utilização de aditivos em combustíveis [Tese de mestrado, Instituto Politécnico de Leiria]*.
- Blundell, Michael., & Harty, Damian. (2007). *Automotive Engineering - Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Bosch GmbH, R. (2007). *Automotive Handbook* (7th ed.).
- Boucher, M. (2011). *Optimizing Product Development Time by Using CFD as a Design Tool*. Aberdeen Group. www.aberdeen.com
- Demirbas, A. (2008). Biodiesel: A realistic fuel alternative for diesel engines. In *Biodiesel: A Realistic Fuel Alternative for Diesel Engines*. Springer London. <https://doi.org/10.1007/978-1-84628-995-8>
- Deshmukh, G. K., Rehman, A., & Gupta, R. (2020). Numerical Simulation on Effect of Spray Cone Angle on Emissions in Diesel Engine using AVL FIRE. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, 9(4), 1595–1599. <https://doi.org/10.35940/ijeat.D8363.049420>
- DieselNet. (n.d.). *Automotive Diesel Fuel*. Retrieved September 11, 2024, from https://dieselnet.com/standards/eu/fuel_automotive.php
- DieselNet. (2018). *Diesel fundamentals*. https://www.dieselnet.com/tech/diesel_fundamentals.php
- European Biofuels Technology Platform. (2011). *European Biofuels Biofuel Fact Sheet Fatty Acid Methyl Esters (FAME) Comparison of Fuel Properties*. www.biofuelstp.eu.

- Galamboš, S. L., Nikolić, N. M., Ručić, D. A., & Dorić, J. Z. (2020). An Approach To Computational Fluid Dynamic Air-Flow Simulation In The Internal Combustion Engine Intake Manifold. *Thermal Science*, 24(1 Part A), 127–136. <https://doi.org/10.2298/TSCI180707063G>
- Grabowski, Ł., Pietrykowski, K., & Wendeker, M. (2012). *AVL Simulation Tools Practical Applications*. <https://www.researchgate.net/publication/320443684>
- Heywood, J. B. . (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Book Company.
- Karami, R., Rasul, M. G., Khan, M. M. K., & Mahdi Salahi, M. (2021). Experimental and computational analysis of combustion characteristics of a diesel engine fueled with diesel-tomato seed oil biodiesel blends. *Fuel*, 285. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119243>
- Martins, J. (2020). *Motores de Combustão Interna (6ª Edição revista e aumentada)* (6th ed.). Engebook.
- McCrary, J. P., Stringer, V. L., Hansen, A. C., & Lee, C. F. (2007). *Computational Analysis of Biodiesel Combustion in a Low-Temperature Combustion Engine using Well-Defined Fuel Properties*.
- Mishra, P. (2017). *Diesel Cycle – Process with P-V and T-S Diagram*. <https://www.mechanicalbooster.com/2017/10/diesel-cycle.html>
- Mollenhauer, K., & Tschoeke, H. (2010). *Handbook of Diesel Engines*.
- Neste Corporation. (2016, September 26). *What is the difference between renewable diesel and traditional biodiesel - if any?* What Is the Difference between Renewable Diesel and Traditional Biodiesel - If Any? <https://www.neste.com/news/what-is-the-difference-between-renewable-diesel-and-traditional-biodiesel-if-any>
- Torre de Destilação do Petróleo*. (n.d.). Retrieved August 5, 2024, from http://labvirtual.eq.uc.pt/siteJoomla/index.php?option=com_content&task=view&id=224&Itemid=415

Anexos

Anexo I – Dados das Simulações e Dados Experimentais

Dados das Simulações						
Nome	Combustível	RPM	Carga [%]	Injection mass [mg]	Duração Injeção [graus]	Injection rate (ficheiro)
B7 1600 RPM 25 LOAD SIM	EN590 B7	1600	25	1,51	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 1 SIM	EN590 B7	1600	25	1,2	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 2 SIM	EN590 B7	1600	25	0,8	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 3 SIM	EN590 B7	1600	25	1	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 4 SIM	EN590 B7	1600	25	1	10,3 (Ini 720,4; Fim 730,7)	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD_v4.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 5 SIM	EN590 B7	1600	25	1,2	10,3 (Ini 720,4; Fim 730,7)	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD_v4.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 6 SIM	EN590 B7	1600	25	1,2	25,6 (Ini 699,4; Fim 725) 3 injeções	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD_v6.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 7 SIM	EN590 B7	1600	25	1,2	25,6 (Ini 699,4; Fim 725) 3 injeções	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD_v7.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 8 SIM	EN590 B7	1600	25	1,2	25,6 (Ini 699,4; Fim 725) 3 injeções	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD_v8.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 9 SIM	EN590 B7	1600	25	0,7	25,6 (Ini 699,4; Fim 725) 3 injeções	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD_v8.dat
B7 1600 RPM 25 LOAD Variante 10 SIM	EN590 B7	1600	25	0,7	25,6 (Ini 699,4; Fim 725) 2 injeções	Injection_rate_B7_1600RPM_25LOAD_v10.dat
B7 1600 RPM 57 LOAD SIM	EN590 B7	1600	57	3,43	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD.dat
B7 1600 RPM 57 LOAD Variante 1 SIM	EN590 B7	1600	57	3,6	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD.dat
B7 1600 RPM 57 LOAD Variante 2 SIM	EN590 B7	1600	57	3,8	10,3 (Ini 720,5; Fim 730,8)	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD_v2.dat
B7 1600 RPM 57 LOAD Variante 3 SIM	EN590 B7	1600	57	3,2	10,3 (Ini 720,5; Fim 730,8)	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD_v2.dat
B7 1600 RPM 57 LOAD Variante 4 SIM	EN590 B7	1600	57	3,45	11,3 (Ini 720; Fim 731,3)	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD_v4.dat
B7 1600 RPM 57 LOAD Variante 5 SIM	EN590 B7	1600	57	3,43	10,3 (Ini 720,5; Fim 730,8)	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD_v5.dat
B7 1600 RPM 57 LOAD Variante 6 SIM	EN590 B7	1600	57	3,43	23,4 (Ini 699,8; Fim 723,2) 3 injeções	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD_v6.dat
B7 1600 RPM 57 LOAD Variante 7 SIM	EN590 B7	1600	57	3,2	23,4 (Ini 699,8; Fim 723,2) 3 injeções	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD_v6.dat

					723,2) 3 injeções	
B7 1600 RPM 57 LOAD Variante 8 SIM	EN590 B7	1600	57	3,2	23,4 (Ini 699,8; Fim 723,2) 3 injeções	Injection_rate_B7_1600RPM_57LOAD_v8.dat
B7 2400 RPM 45 LOAD SIM	EN590 B7	2400	45	4,07	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_B7_2400RPM_45LOAD.dat
B7 2400 RPM 45 LOAD Variante 1 SIM	EN590 B7	2400	45	4,07	31,7 (Ini 688,6; Fim 720,3) 3 injeções	Injection_rate_B7_2400RPM_45LOAD_v1.dat
B7 2400 RPM 45 LOAD Variante 2 SIM	EN590 B7	2400	45	4,5	31,7 (Ini 688,6; Fim 720,3) 3 injeções	Injection_rate_B7_2400RPM_45LOAD_v1.dat
B7 2400 RPM 45 LOAD Variante 3 SIM	EN590 B7	2400	45	4,5	31,7 (Ini 688,6; Fim 720,3) 3 injeções	Injection_rate_B7_2400RPM_45LOAD_v3.dat
B7 2400 RPM 100 LOAD SIM	EN590 B7	2400	100	13,38	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_B7_2400RPM_100LOAD.dat
B7 2400 RPM 100 LOAD Variante 1 SIM	EN590 B7	2400	100	11,5	39,3(Ini 685,9; Fim 725,2) 2 injeções	Injection_rate_B7_2400RPM_100LOAD_v1.dat
B7 2400 RPM 100 LOAD Variante 2 SIM	EN590 B7	2400	100	11,5	39,3(Ini 685,9; Fim 725,2) 2 injeções	Injection_rate_B7_2400RPM_100LOAD_v2.dat
B7 2400 RPM 100 LOAD Variante 3 SIM	EN590 B7	2400	100	11,5	44,1(Ini 685,9; Fim 730) 2 injeções	Injection_rate_B7_2400RPM_100LOAD_v3.dat
B7 2400 RPM 100 LOAD Variante 4 SIM	EN590 B7	2400	100	11,5	49,1(Ini 685,9; Fim 735) 2 injeções	Injection_rate_B7_2400RPM_100LOAD_v4.dat
B7 2400 RPM 100 LOAD Variante 5 SIM	EN590 B7	2400	100	8,41	49,1(Ini 685,9; Fim 735) 2 injeções	Injection_rate_B7_2400RPM_100LOAD_v5.dat
FAME R 1600 RPM 25 LOAD	FAME R	1600	25	1,94	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_FAMER_1600RPM_25LOAD.dat
FAME R 1600 RPM 25 LOAD Variante 1 SIM	FAME R	1600	25	1,5	10,3 (Ini 721,2; Fim 731,5)	Injection_rate_FAMER_1600RPM_25LOAD_v1.dat
FAME R 1600 RPM 25 LOAD Variante 2 SIM	FAME R	1600	25	0,77	25,3 (Ini 699,5; Fim 724,8) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_1600RPM_25LOAD_v2.dat
FAME R 1600 RPM 25 LOAD Variante 3 SIM	FAME R	1600	25	0,87	25,3 (Ini 699,5; Fim 724,8) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_1600RPM_25LOAD_v3.dat
FAME R 1600 RPM 25 LOAD Variante 4 SIM	FAME R	1600	25	0,87	25,3 (Ini 699,5; Fim 724,8) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_1600RPM_25LOAD_v4.dat
FAME R 1600 RPM 25 LOAD Variante 5 SIM	FAME R	1600	25	1,5	25,3 (Ini 699,5; Fim 724,8) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_1600RPM_25LOAD_v5.dat
FAME R 1600 RPM 25 LOAD Variante 6 SIM	FAME R	1600	25	1,5	25,3 (Ini 708,2; Fim 733,5) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_1600RPM_25LOAD_v6.dat
FAME R 1600 RPM 25 LOAD Variante 7 SIM	FAME R	1600	25	1,649	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_FAMER_1600RPM_25LOAD_v7.dat
FAME R 1600 RPM 57 LOAD	FAME R	1600	57	4,41	10,3 (Ini 718,7; Fim 729)	Injection_rate_FAMER_1600RPM_57LOAD.dat
FAME R 1600 RPM 57 LOAD Variante 1 SIM	FAME R	1600	57	5	10,3 (Ini 721,2; Fim 731,5)	Injection_rate_FAMER_1600RPM_57LOAD_v1.dat
FAME R 1600 RPM 57 LOAD Variante 2 SIM	FAME R	1600	57	5	10,3 (Ini 721,2; Fim 731,5)	Injection_rate_FAMER_1600RPM_57LOAD_v2.dat
FAME R 1600 RPM 57 LOAD Variante 3 SIM	FAME R	1600	57	8,43	10,3 (Ini 721,2; Fim 731,5)	Injection_rate_FAMER_1600RPM_57LOAD_v2.dat
FAME R 1600 RPM 57 LOAD Variante 4 SIM	FAME R	1600	57	4,41	23,4 (Ini 699,1; Fim 722,5) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_1600RPM_57LOAD_v4.dat

FAME R 2400 RPM 45 LOAD Variante 1 SIM	FAME R	2400	45	5,2	32,4 (Ini 688,3; Fim 720,7) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_45LOAD_v1.dat
FAME R 2400 RPM 45 LOAD Variante 2 SIM	FAME R	2400	45	6	32,4 (Ini 720,3; Fim 730,6) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_45LOAD_v2.dat
FAME R 2400 RPM 45 LOAD Variante 3 SIM	FAME R	2400	45	6	32,4 (Ini 688,3; Fim 720,7) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_45LOAD_v1.dat
FAME R 2400 RPM 45 LOAD Variante 4 SIM	FAME R	2400	45	6	32,4 (Ini 688,3; Fim 720,7) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_45LOAD_v4.dat
FAME R 2400 RPM 45 LOAD Variante 5 SIM	FAME R	2400	45	6	32,4 (Ini 688,3; Fim 720,7) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_45LOAD_v5.dat
FAME R 2400 RPM 45 LOAD Variante 6 SIM	FAME R	2400	45	6	32,4 (Ini 688,3; Fim 720,7) 3 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_45LOAD_v6.dat
FAME R 2400 RPM 100 LOAD Variante 1 SIM	FAME R	2400	100	11,52	39 (Ini 685,6; Fim 724,6) 2 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_100LOAD_v1.dat
FAME R 2400 RPM 100 LOAD Variante 2 SIM	FAME R	2400	100	11,52	39 (Ini 685,6; Fim 724,6) 2 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_100LOAD_v2.dat
FAME R 2400 RPM 100 LOAD Variante 3 SIM	FAME R	2400	100	11,52	39 (Ini 699,2; Fim 738,2) 2 injeções	Injection_rate_FAMER_2400RPM_100LOAD_v3.dat

Nota: No parâmetro “Duração de Injeção”, o valor total considerado é relativo à abertura do bico do injetor na primeira pré-injeção até ao fecho do bico do injetor na injeção principal, e não o tempo total em que o injetor está aberto.

Dados Experimentais					
Nome	Combustível	RPM	Carga [%]	Duração Injeção [graus]	Ficheiro
B7 1600 RPM 25 LOAD	EN590 B7	1600	25	7,92 3 injeções	EOS B7_new 1600RPM 25LOAD
B7 1600 RPM 57 LOAD	EN590 B7	1600	57	8,68 3 injeções	EOS B7_new 1600RPM 57LOAD
B7 2400 RPM 45 LOAD	EN590 B7	2400	45	14,04 3 injeções	EOS B7_new 2400RPM 45LOAD
B7 2400 RPM 100 LOAD	EN590 B7	2400	100	16,2 2 injeções	EOS B7_new 2400RPM 100LOAD
B100 1600 RPM 25 LOAD	B100	1600	25	9,36 3 injeções	EOS B15 1600 RPM 25 LOAD
B100 1600 RPM 57 LOAD	B100	1600	57	10,31 3 injeções	EOS B15 1600 RPM 57 LOAD
B100 2400 RPM 45 LOAD	B100	2400	45	15,66 3 injeções	EOS B15 2400 RPM 45 LOAD
B100 2400 RPM 100 LOAD	B100	2400	100	16,70 2 injeções	EOS B15 2400 RPM 100 LOAD

Anexo II – Modelo - Tutorial

A qualidade da quantidade de ar que entra num cilindro de um motor de combustão interna (MCI), a mistura deste ar com o combustível injetado, a injeção de combustível, a ignição, a libertação de calor durante a combustão e a eliminação dos produtos da combustão, são aspetos decisivos para o desempenho do motor e para a proteção do meio ambiente.

No desenvolvimento de MCIs, é muito importante conhecer o impacto dos parâmetros de projeto e operação nos processos físicos e químicos relevantes, e encontrar soluções

melhores e ideais para menores emissões e melhor desempenho. Este exemplo descreve a ordem de trabalho adequada a ser seguida para que se possa concentrar na solução de engenharia. Todos os modelos numéricos em uso são preparados com um enorme histórico de validação, portanto, a solução deve descrever o fenômeno físico e químico completo refletindo as condições reais da melhor maneira possível.

O segmento de motores sob investigação é um motor Diesel de Injeção Direta com as seguintes especificações.

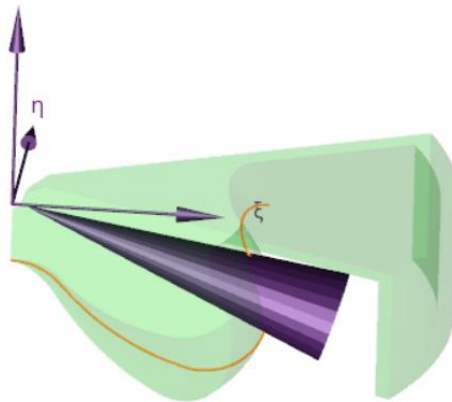


Figura II-1 - Modelo do motor (AVL, n.d.-a).

Tabela II-1 - Especificações do motor Diesel utilizado (AVL, n.d.-a).

Bore	81 mm
Stroke	93.15 mm
Connecting rod length	147 mm
Piston pin offset	0 mm
Rotational speed	2000 rpm

A curva da taxa de injeção é mostrada na Figura II-2.

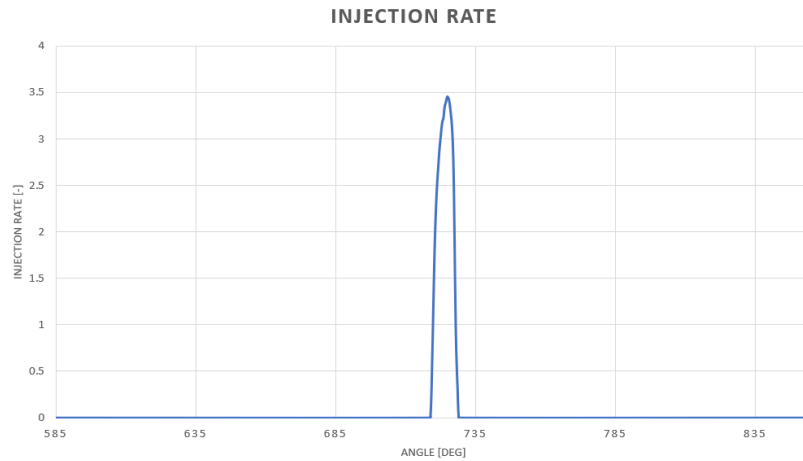


Figura II-2 - Curva da taxa de injeção (AVL, n.d.-a).

Pré-processamento

No pré-processamento é gerado o modelo, criada a geometria, *edge data*, *grid data* e ferramentas aplicadas.

O pré-processamento é realizado no FAME M. Para isso é necessário criar um novo projeto FAME M conforme mostrado na Figura II-3.

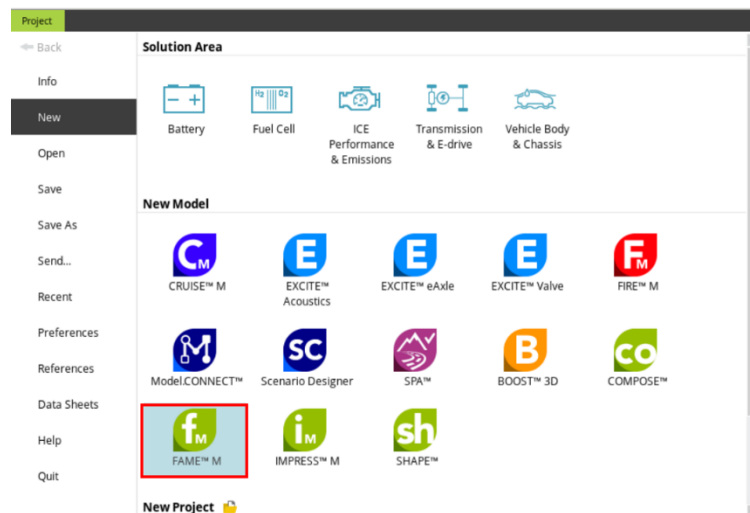


Figura II-3- Criação de um novo modelo AVL FAME™ M (AVL, n.d.-a).

Dados de aresta (edge data)

A *edge data* (dados de aresta) são um conjunto de arestas definidas pelo utilizador que são criadas a partir de dados geométricos discretizados (*geometry data*).

A *edge data* é entendida como um subconjunto da *geometry data* e é convenientemente referida como *edge mesh*. Para criar um *volume mesh*, são necessárias arestas vivas nos locais desejados. No processo de geração de malha, os nós são projetados na *edge mesh*.

Neste exemplo, a *edge data* foi preparada antecipadamente e pode ser importada. O primeiro passo passa por descarregar o respetivo modelo da AVL Resource Box. Depois de extrair o arquivo descarregado FIRE_M_9606_DI_Diesel.zip na pasta de exemplos é possível aceder aos arquivos necessários para este exemplo.

Para importar as arestas, clicar em ***Import*** no separador ***Automatic Mesh*** e localizar o ficheiro Piston_contour.flm que pode ser encontrado no arquivo extraído. O ficheiro Piston_contour.flm agora está visível na janela ***Elements and Properties***.

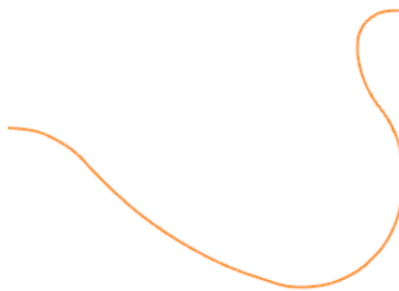


Figura II-4– Malha do contorno do pistão (AVL, n.d. -a).

Neste exemplo nenhuma geometria de superfície será necessária para a criação da malha, apenas os dados das arestas devem estar presentes. Todos os demais parâmetros da câmara de combustão serão definidos no ***FAME M Engine Segment***.

FAME M – Segmento de Motores

Navegar pelo separador ***Elements and Properties*** e localizar ***Workflows***. Clicar com o botão do lado direito em ***Workflows*** e selecionar ***Create FAME M Engine Segment***.



Figura II- 5– Criação do FAME™ M Engine Segment (AVL, n.d.-a).

Algumas opções adicionais foram adicionadas ao *workflow*, que podem ser acedidas através de um clique. Selecionar **Geometry** em *Workflows > FAME M Engine S* e introduzir os valores conforme é mostrado na Figura II-6. **Add Injector** e **Add Compensation volume** devem ser também selecionados.

Figura II-6 – Definições da geometria (AVL, n.d.-a).

Introduzir as propriedades **Injector properties**, **Compensation Volume** e **Movement** conforme as Figuras II-7, II-8 e II-9.

Figura II-7 – Propriedades do injetor (AVL, n.d.-a).

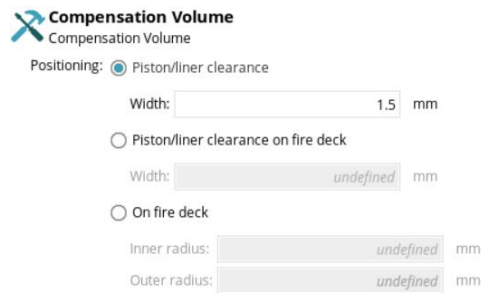


Figura II-8 – Volume de compensação (AVL, n.d.-a).

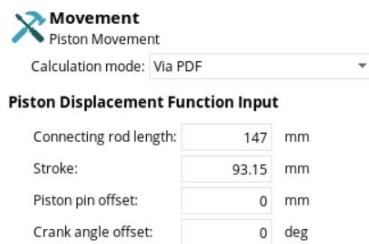


Figura II-9 – Movimento do pistão (AVL, n.d.-a).

De maneira a facilitar a configuração de um refinamento de malha local apropriado para a região da ponta do bico do injetor, o FIRE M oferece uma *Spraycone Refinement Calculator*.

Clicar em *Installed Apps* no separador *Apps* e selecionar *Spraycone Refinement Calculator*.

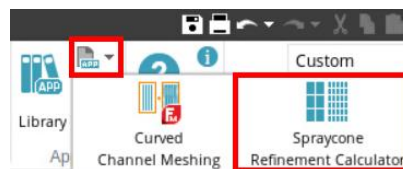


Figura II-10 – Calculadora do refinamento do cone do jato de combustível (AVL, n.d.-a).

Selecionar *Diesel* como *Injector type*, inserir a localização e o eixo do injetor, bem como o parâmetro de refinamento do cone do jato de combustível. Depois de configurados

os injetores, a aplicação deve ser executada para que os cones do jato possam ser calculados!

▼ **InjectorData**

Injector type: Diesel

Hole Direction Angle: 145 deg

Number of orifices: 1

Injector Rotation: 0 deg

Nozzle Diameter: 0 mm

Location (x, y, z):
 x: 0 y: 0 z: -2.18478 mm

Injector axis (not refinement direction) (x, y, z):
 x: 0 y: 0 z: 1 m

Cone Definition Method: Diameter+HOCA

Refinement Length: 30 mm

Cone Diameter 1: 2 mm

Half Outer Cone Angle: 10 deg

Start of Refinement: 715 deg

End of Refinement: 755 deg

Auto submit changes to datapool

Figura II-11 – Definições para a Calculadora do refinamento do cone do jato de combustível (AVL, n.d.-a).

Com base na entrada fornecida, a **Spraycone Refinement Calculator** calcula a localização e a propagação do refinamento da malha local. As informações calculadas podem ser importadas para o **FAME M Engine S - Discretization**.

Selecione “**SprayConeRefinement**” na lista em **Discretization Settings – Cone Refinements** e inserir as configurações conforme mostrado na Figura II-12.

Discretization
Discretization

Refinement level: Default

Cone Refinements **SprayConeRefinement**

	Start Pos. [mm]	Cone Dir. [mm]	Start Radius (mm)	End Radius (mm)	Target Cell Size (m...	Crank Angle Start (...)	Crank Angle End (d...
1	0, 0, -2.18478	28.6... 0, -9.021174	1	6.289809	0.2	715	755

Figura II-12 – Refinamento do cone do jato de combustível (AVL, n.d.-a).

Configuração da Simulação (**Simulation Setup**)

Atualmente, os MCIs têm de cumprir as normas de emissões orientadas para o futuro e satisfazer a eficiência de combustível e o desempenho pretendido. Com o pacote de software FIRE M, uma solução de simulação 3D de Dinâmica de Fluidos Computacional (DFC) pode ser usada com sucesso para apoiar o desenvolvimento de MCIs e atingir os padrões e metas definidos.

Os processos termofísicos que ocorrem dentro de um cilindro de um MCI incluem:

- Engine breathing e scavenging;
- Injeção de combustível;
- Ignição e combustão;
- Geração de emissões.

No presente problema, as características do sistema fluido serão modeladas da seguinte forma:

- Fluxo transiente num sistema com fronteiras móveis;
- Para descrever condições de fronteira transientes, a temperatura nos limites do sistema é usada com auxílio dos tempos de injeção fornecidos por meio de ficheiros de dados;
- Os efeitos da gravidade são insignificantes e, portanto, serão ignorados.

Criação do modelo

Para criar um novo modelo de simulação, abrir a página *Simulation Desktop (SDT) Project* através de um clique no ícone vermelho FIRE e depois o *pop-up* FIRE M do *AST launcher*. Criar um novo projeto selecionando *New - FIRE M - Create a new FIRE M model*.

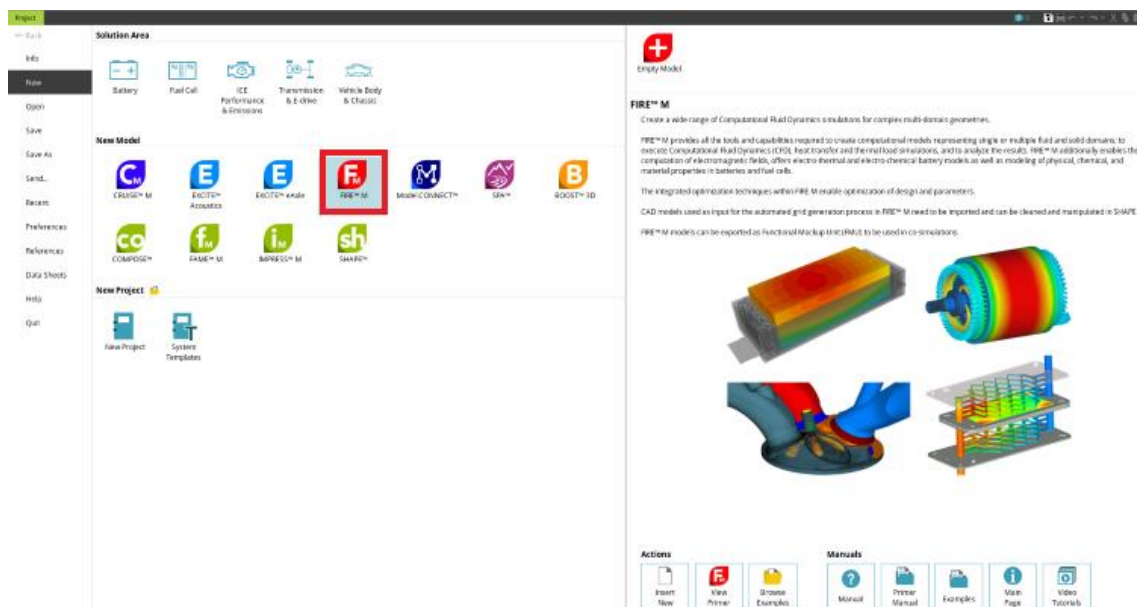


Figura II-13 – Criação do modelo (AVL, n.d.-a).

No canto inferior esquerdo da janela **FIRE M - FIRE M 1**, clicar com o botão do lado direito no nome padrão do modelo **FIRE M 1** e selecionar **Rename**. A janela **Rename Model**

irá abrir. No *Model name* introduzir **9606_DI_Diesel** e selecionar **OK**. Depois selecionar **Save** no canto superior direito da janela FIRE M - FAME M 1. Alternativamente, selecionar **Project > Save As > Browse...** ou pressionar **Ctrl+S**.

Seleção da malha

Selecionar *Mesh* no separador *Elements*. As propriedades da malha irão abrir e será possível selecionar o *FAME M Engine Segment Mesher* que foi configurado nas últimas etapas. Ter em mente que a malha será criada automaticamente quando a simulação for iniciada.



Figura II-14 – Seleção dos dados da malha (AVL, n.d.-a).

Modo de Execução (*Run Mode*)

Clicar em *Run Mode* no separador *Elements*. Na janela **Properties** selecionar **Crank angle** como *type* e **Predefined** como *angle stepping method*. Selecionar **Table** para o *angle step* e configurar o **Angle Step** como na Figura II-15.

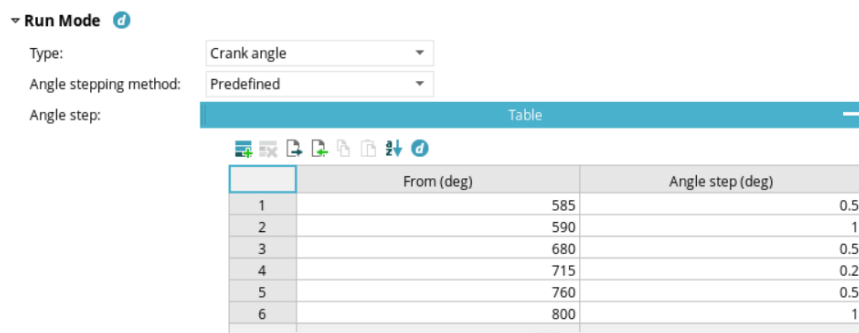


Figura II-15 – Modo de operação do modelo (AVL, n.d.-a).

Os ângulos inicial e final são definidos para 585 graus e 855 graus, enquanto a velocidade do motor é definida para 2000 min⁻¹. As iterações mínimas e máximas são definidas conforme mostrado na Figura II-16.

Start angle:	585	deg
End angle:	855	deg
Engine speed:	2000	1 / min
Minimum iterations:	10	
Maximum iterations:	100	
<input type="checkbox"/> Second order time scheme		

Figura II-16 – Modo de operação – início e fim da simulação através do ângulo de cambota (AVL, n.d.-a).

Domínio

Selecionar **DOM1** no separador *Elements*. Na janela *Properties* clicar em *Add module* e selecionar os seguintes módulos:

- *Emissions*;
- *General Gas Phase Reaction*;
- *Species Transport*;
- *Spray*.

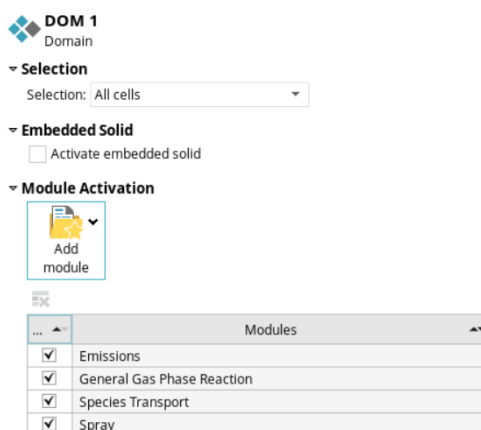


Figura II-17 – Ativação dos módulos do Domínio (AVL, n.d.-a).

Material

Selecionar *Material* no separador *Elements*. Na janela *Properties*, selecionar o primeiro material. Definir a configuração da seguinte forma:

- *Aggregate state*: Gas;
- *Compressibility*: Compressible;
- *Material*: AVL_NC7.

O material AVL_NC7 não se encontra disponível por defeito no *software*, logo terá de ser introduzido manualmente para que possa ser utilizado. O material será importado para o software num ficheiro do tipo *.datapool*. Visto que este ficheiro não se encontra nos arquivos do tutorial, este terá de ser exportado do projeto exemplo final já feito pela AVL.

Para tal, seleccionar o separador *Project*, clicar na opção *Open* e de seguida *Browse for Project....* Seleccionar o projeto **9606_DI_Diesel.proj** que se encontra na seguinte diretoria:

**R2023.1_FIRE_M_9606-DI-Diesel-Segment\examples\FIRE_M\02_RESBOX_Models\9606_DI_Diesel_Segment\End_Pr
oject**

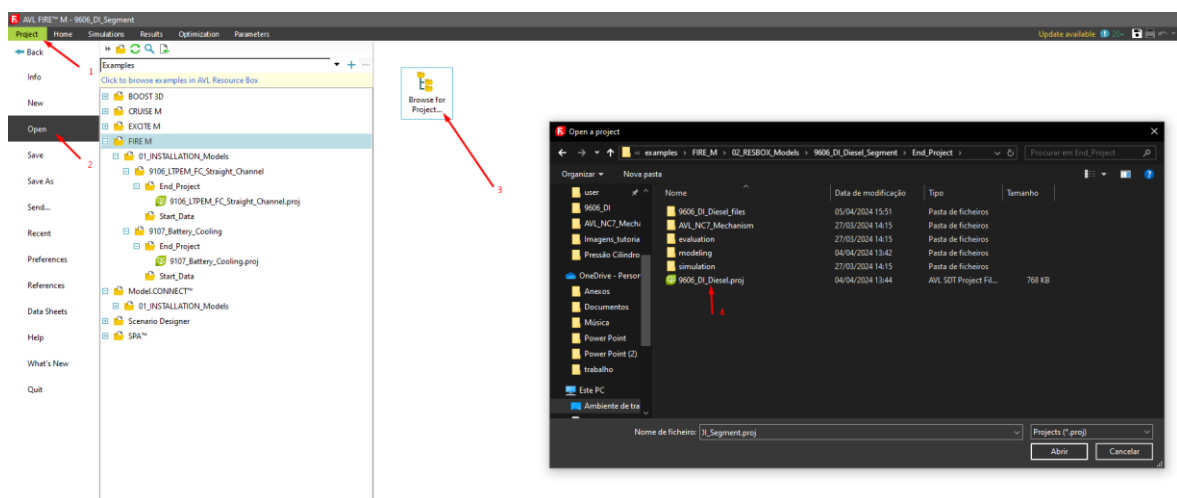


Figura II-18 - Abertura e seleção do projeto exemplo final (AVL, n.d.-a).

Depois, seleccionar o separador *Parameters*, clicar em *Materials*. Clicar com o botão direito no material **AVL_NC7**, escolher a opção *Export to file...* e guardar o ficheiro

AVL_NC7.datapool.

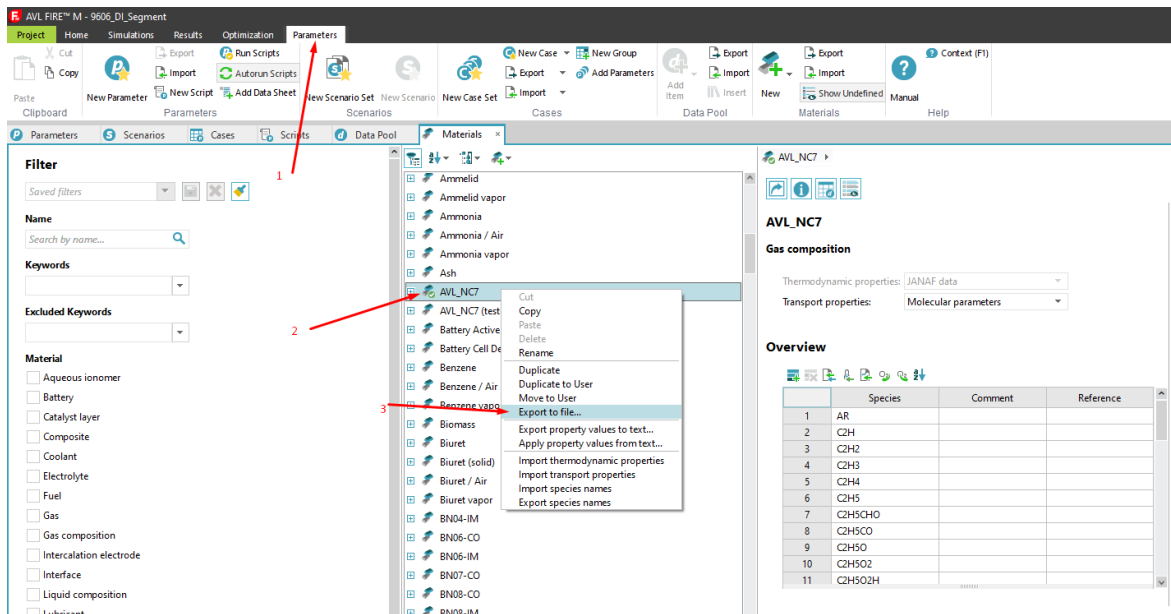


Figura II-19 - Exportação do ficheiro do material AVL_NC7 (AVL, n.d.-a).

Após exportar o ficheiro, voltar para o projeto. Ir novamente ao separador **Parameters**, e clicar em **Import** na secção **Materials**. Importar o ficheiro **AVL_NC7.datapool**. Após este passo, o material AVL_NC7 já se irá encontrar disponível na base de dados de materiais do *software* e pronto a ser selecionado.

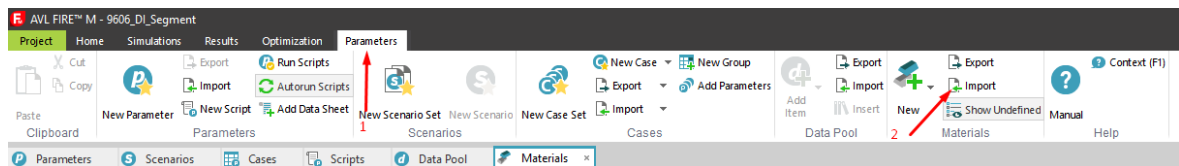


Figura II-20 - Importação do ficheiro (AVL, n.d.-a).

Após a seleção do material, os componentes do combustível devem ser selecionados. Adicionar **C7H16** como espécie escolhida.

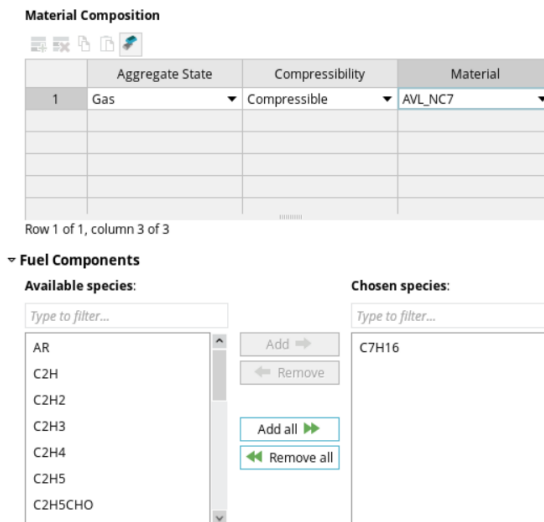


Figura II-21 - Seleção do material (AVL, n.d.-a).

Expandir o nó **Material** no separador **Elements** e selecionar **Dispersed Materials**. Na janela **Properties** selecionar **Diesel_EN590** dentro dos materiais disponíveis. O **Diesel_EN590** escolhido deve ser selecionado para **Lagrangian material definition** (definição do material Lagrangiano). Selecionar **C7H16** como gás composto contínuo (continuous composite gas). Selecionar **Diesel_EN590 / Air as liquid / gas interface** e selecionar **Diesel_EN590 vapor** como material de vapor.

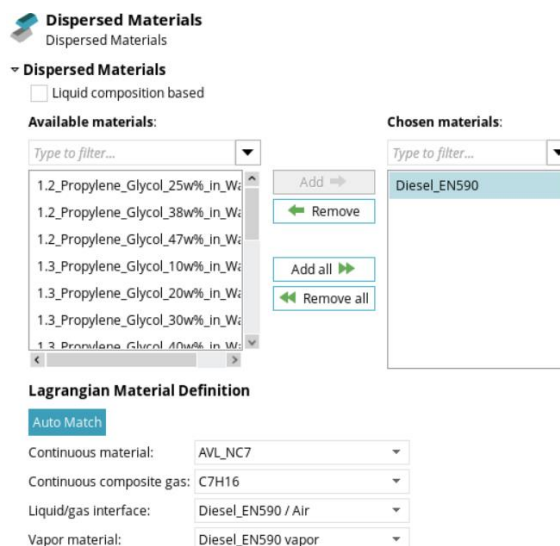


Figura II-22 – Materiais dispersos (AVL, n.d.-a).

Equação de Controlo

Selecionar *Equation Control* no separador *Elements* e inserir as configurações mostradas na Figura II-23.

[X] **Equation Control**
Equation Control

▼ **Momentum and Continuity** *d*

Momentum and continuity: Yes

Compressibility: Variable density

▼ **Turbulence** *d*

Turbulence: Yes

Turbulence model: RANS

RANS submodel: k-zeta-f

Turbulence wall model: Hybrid

Turbulent Prandtl number: 0.9 [-]

▼ **Energy** *d*

Energy: Yes

Variable: Total enthalpy

Viscous heating: Yes

Pressure work: Yes

Wall model: Standard

▼ **Scalars**

Scalars: No

▼ **Species Transport** *d*

Species transport: Yes

Turbulent Schmidt number: 0.7 -

Figura II-23 - Equação de controlo (AVL, n.d.-a).

Módulo - Emissões

Expandir *Emissions module* e selecionar *Model*. Selecionar *Kinetic soot*. Deixar as outras opções não selecionadas.

Model
Model

▼ **Models** *d*

Kinetic soot

Soot in oil

▼ **Kinetic Soot** *d*

Soot size distribution

Figura II-24 - Modelo de emissões (AVL, n.d.-a).

Clicar em *3D Results* no separador *Elements* e selecionar *Soot mass fraction*.



Figura II-25 - Resultados 3D das emissões (AVL, n.d.-a).

Clicar em **2D Results** no separador **Elements** e adicionar **Mean soot mass fraction**.

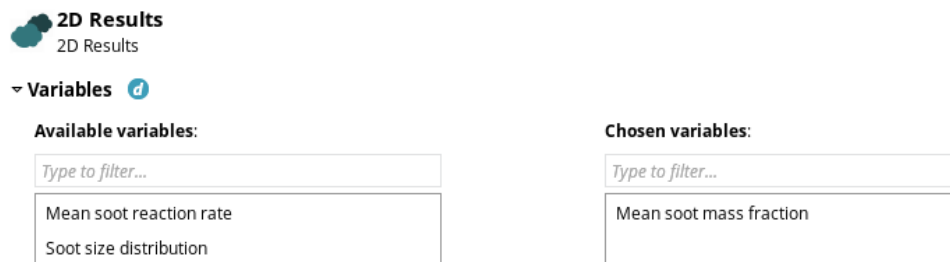


Figura II-26 – Resultados 2D das emissões (AVL, n.d.-a).

Módulo – Reação Geral em Fase Gasosa

Expandir o módulo **General Gas Phase Reaction** (GGPR, ou em português Reação Geral em Fase Gasosa) e selecionar **Model**. Inserir os valores mostrados na Figura II-27. O ficheiro **Chemistry input file** (AVL_NC7.dat) tem de ser importado da pasta **Start Folder**, que pode ser encontrado na seguinte pasta zipada:

<Downloads>\<ZIPfile>\examples\FIRE_M\02_RESBOX_Models\9606_DI_Diesel\Start_Data.

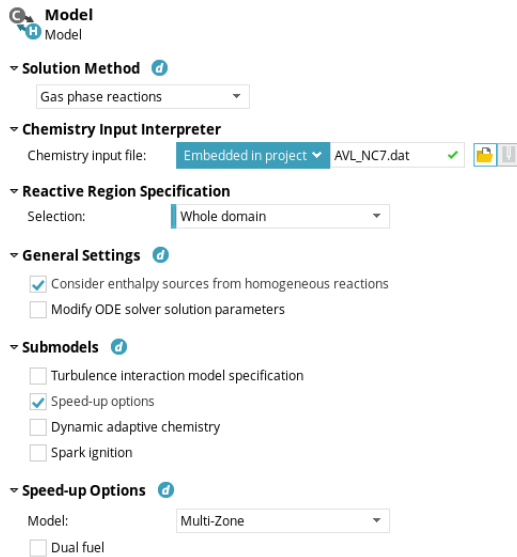


Figura II-27 - Reação Geral em Fase Gasosa (AVL, n.d.-a).

Após configurar o modelo GGPR, adicionar todas as variáveis em 3D e 2D GGPR **Results**.

Módulo – Transporte de Espécies

Expandir o módulo *Species Transport* (em português Transporte de Espécies) e selecionar *Model*. Selecionar *No* na opção *Multicomponent diffusion* e selecionar a caixa *Solve equations for all species*.



Figura II-28 – Modelo de Transporte de Espécies (AVL, n.d.-a).

Selecionar **3D Results** no separador *Elements* e selecionar *Equivalence ratio* e *Species mass fraction*.



Figura II-29 - Resultados 3D do Transporte de Espécies (AVL, n.d.-a).

Selecionar **2D Results** no separador **Elements** e selecionar **Mean equivalence ratio**, **Mean mass fractions** e **Sum of mass fractions**.

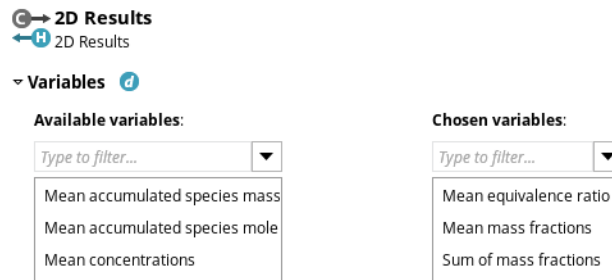


Figura II-30 - Resultados 2D do Transporte de Espécies (AVL, n.d.-a).

Módulo – Jato de combustível

Expandir o módulo **Spray** (em português Jato) no separador **Elements** e selecionar **Model**. Inserir os valores mostrados na Figura II-31.

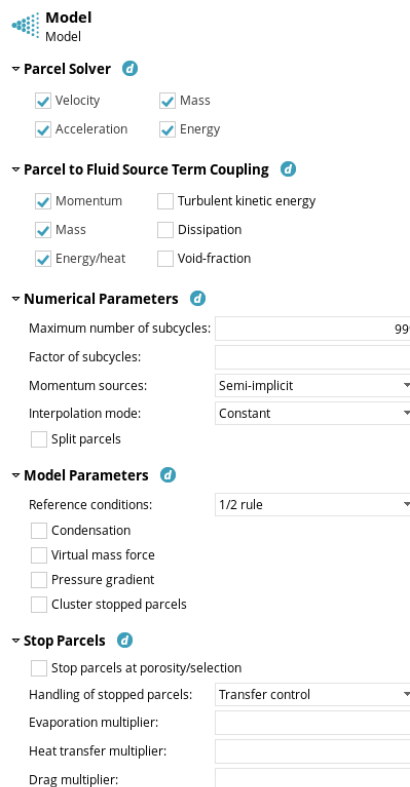


Figura II-31 - Modelo do jato de combustível (AVL, n.d.-a).

Selecionar **Submodels** no separador **Elements** e inserir os valores mostrados na Figura II-32.

Submodels
Submodels

▼ **Drag Law** d

Model: Schiller Naumann

▼ **Evaporation** d

Model: Dukowicz

Enhance heat transfer by factor: 1

Enhance mass transfer by factor: 1

Transient heating

Non-uniform heating

Deformation

Internal circulation

▼ **Wall Interaction** d

Model: Walljet 1

▼ **Secondary Breakup** d

Model: Wave-Tab

Model combination: Wave

Wave model constants

Constant to adjust stable droplet radius: 0.61

Breakup length parameter: 12

Consider liquid viscosity

Constant for child droplet number adjustment: 0.1

Constant for child droplet mass adjustment: 0.3

Size distribution of child parcels: Homogeneous

Wakisaka linear pressure dependency

▼ **Turbulent Dispersion** d

Model: Enable

▼ **Particle Interaction** d

Model: Disable

Figura II-32 - Submodelos do jato de combustível (AVL, n.d.-a).

A opção **Monitoring** pode ser deixado como por defeito.

Expandir **Sources** no separador **Elements** e selecionar **Nozzle 1**. Selecionar **Orifices** na opção **Nozzle** e selecionar **Standard spray** na opção **Orifice Definition**.

Nozzle 1
Nozzle

▼ **Nozzle** d

Type: Orifices

▼ **Orifice Definition** d

Type: Standard spray

▼ **Spray Geometry** d

Type: Full

Figura II-33 – Definições do bico do injetor Diesel (AVL, n.d.-a).

Expandir **Nozzle 1** no separador **Elements** e selecionar **Geometry**. Introduzir os valores para a posição/eixo conforme mostrado na Figura II-34.



Figura II-34 - Geometria do injetor (AVL, n.d.-a).

Em *Geometrical Details*, a opção **Diesel/SCR** deve ser selecionada para o tipo de injetor. As propriedades do jato são mostradas na Figura II-35.

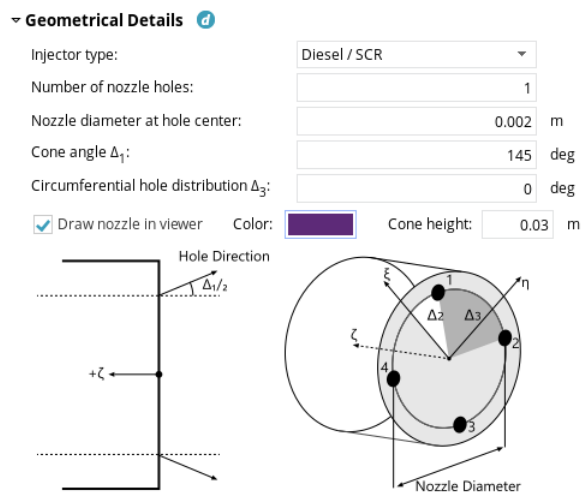


Figura II-35 - Detalhes geométricos do jato e do injetor (AVL, n.d.-a).

O bico também pode ser desenhado no visualizador para facilitar a interpretação dos dados de entrada, tal como se pode visualizar na Figura II-36.

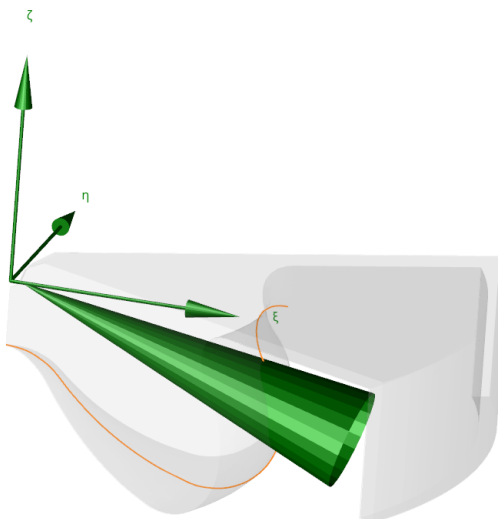


Figura II- 36 - Visualizador 3D do contorno do pistão e do jato de combustível (AVL, n.d.-a).

Selecionar *Spray Settings* no separador *Elements* e inserir os valores mostrados na figura a seguir. *Injection Interval* é configurado para *Duration* e *Number of Parcels* é configurado para *Per time step*.

Spray Settings
Spray Settings

▼ **Injection Start / End**

Injection start: 718.7 deg
 Define injection interval: End
 Injection end: 729 deg
 Define injection quantity: Mass
 Injection mass: 2.71 mg

▼ **Fluid Definition**
 Fluid temperature: 317.15 K

Mass fractions

	Dispersed Material	Mass Fraction ([-])
1	Diesel_EN590	1

▼ **Number of Parcels**

Number of parcels: Per time step
 Number of different parcel sizes: 3
 Number of radial parcel release locations: 6
 Number of circular parcel release locations on each ring: 6

Figura II-37 - Definições do jato de combustível (AVL, n.d.-a).

Selecionar *Parcel Size Distribution* no separador *Elements* e configurar a opção *Diameter* como mostrado na Figura II-38.

Parcel Size Distribution
Parcel Size Distribution

▼ **Parcel Size Distribution**

Diameter: 1.25e-04 m

Figura II-38 - Distribuição de tamanho das partículas do jato (AVL, n.d.-a).

Selecionar *Inlet Conditions* no separador *Elements* e configurar a opção *Injection Rate* para *Table*. Importar o ficheiro de taxa de injeção *Injection_rate.dat*, que pode ser encontrado na seguinte pasta zipada:

<Downloads>\<ZIP_file>\examples\FIRE_M\02_RESBOX_Models\9606_DI_Diesel\Start_Data.

Para importar o ficheiro, clicar no botão destacado com um quadrado vermelho.

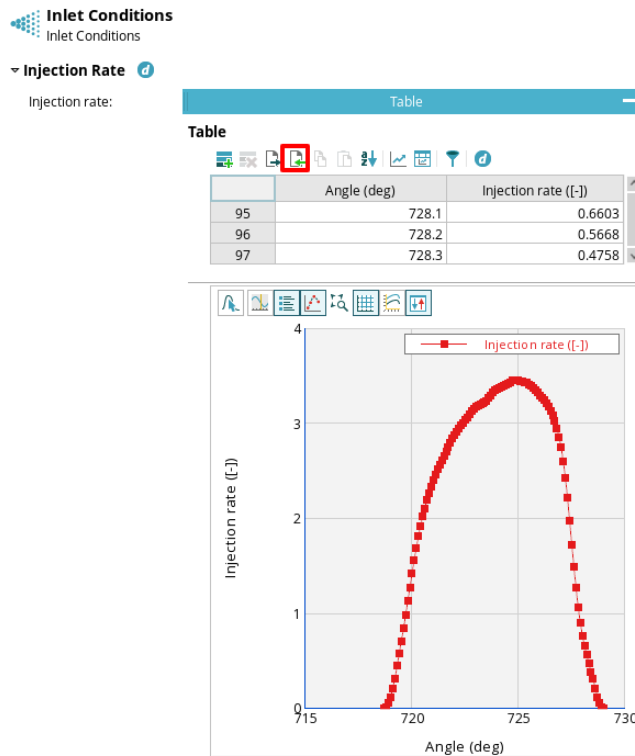


Figura II-39 - Taxa de injeção de combustível (AVL, n.d.-a).

Inserir os valores mostrados na Figura II-40.

▼ **Start Velocity** d

Type:

▼ **Orifice Definitions** d

Outer diameter: m

Inner diameter: m

Half outer cone angle: deg

Half inner cone angle: deg

Swirl velocity: rpm

Figura II-40 - Condições de entrada (AVL, n.d.-a).

Expandir **Parcial Data Output** no separador **Elements** e selecionar **Global Output**.
Inserir as variáveis mostradas na Figura II-41.

Global Output
Global Output

▼ **Global Output** d

Every: deg

Output precision

▼ **Variables** d

Available variables:

Bore ID

Density

Chosen variables:

Figura II-41 - Resultados 3D do jato - Dados baseados em parcelas (AVL, n.d.-a).

Selecionar **3D Results** no separador **Elements** e inserir as variáveis mostradas nas Figuras II-42 e II-43.

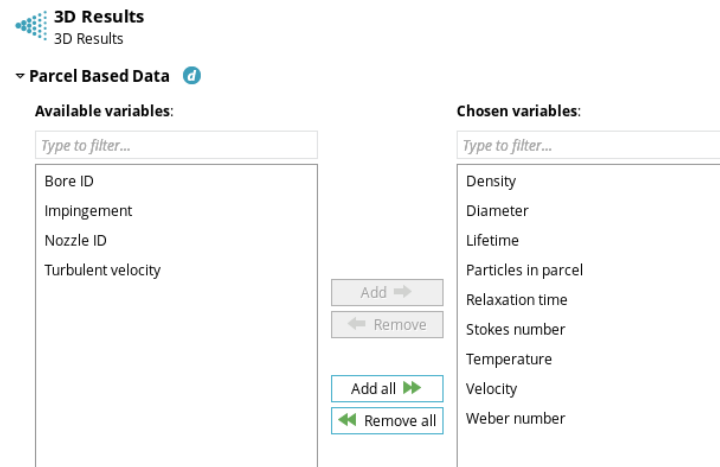


Figura II-42 - Resultados 3D do jato - Dados baseados em parcelas (AVL, n.d.-a).

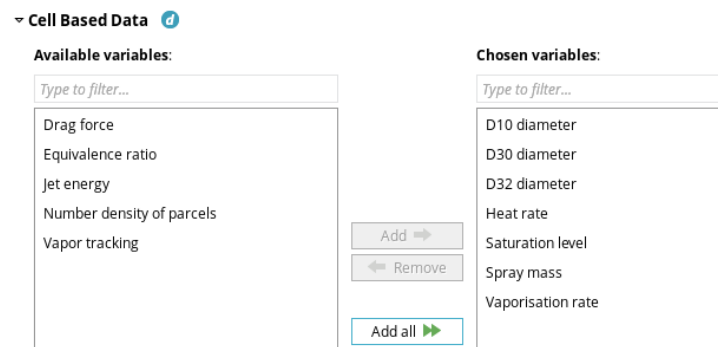




Figura II-43 - Resultados 3D do jato - Dados baseados em células (AVL, n.d.-a).

Selecionar **2D Results** no separador **Elements** e inserir todas as variáveis mostradas nas Figuras II-44, II-45 e II-46.

2D Results
2D Results



▼ **General**

Particle penetration

Particle penetration (%)	
1	99
2	0
3	0
4	0
5	0

Vapor penetration

Vapor penetration ([-])	
1	0.001
2	0
3	0
4	0
5	0

File output for penetration

Available variables:

Type to filter...

- Liquid kinetic energy
- Start D32 diameter
- Start density
- Start velocity

Chosen variables:

Type to filter...

Add ➡

Figura II-44 - Resultados 2D do jato – Geral (AVL, n.d.-a).

▼ **Masses**

Available variables:

Type to filter...

Chosen variables:

Type to filter...

- Detailed fluid component output
- Total liquid mass
- Total liquid mass deserted
- Total liquid mass impinged
- Total liquid mass remaining
- Total mass of vapor evolved

Add ➡

Remove ⬅

Figura II-45 - Resultados 2D do jato – Massas (AVL, n.d.-a).

▼ **Parcel Size Information**

Available variables:

Type to filter...

Chosen variables:

Type to filter...

- D10 - Arithmetic mean diameter
- D30 - Volume mean diameter
- D32 - Sauter mean diameter
- DV10 - Smallest 10% diameter
- DV50 - Smallest 50% diameter
- DV90 - Smallest 90% diameter

Add ➡

Remove ⬅

Figura II- 46 - Resultados 2D do jato – Informação sobre o tamanho das parcelas (AVL, n.d.-a).

A opção **User Modeling** pode ser deixada como padrão.

Controlo do Solucionador

Selecionar *Solver Control* no separador *Elements* e inserir os valores mostrados na Figura II-47.

The image shows the 'Solver Control' settings panel. It includes a collapse/expand icon and a close icon. The settings are as follows:

- Residuals type: Normalized residuals
- Pressure-velocity coupling: Simple/Piso
- Two stage pressure correction
- Pressure reference location: Automatic
- Pressure at boundary: Extrapolate
- Gradient calculation: Least squares fit

Figura II-47 - Controlo do solucionador (AVL, n.d.-a).

Expandir *Solver Control* no separador *Elements* e seleccionar *Continuity Equation*. Configurar *Convergence criteria* e *Underrelaxation factor* para a opção *Table*. Inserir os valores e opções mostrados na Figura II-48.

The image shows the 'Continuity Equation' settings panel. It includes a collapse/expand icon and a close icon. The settings are as follows:

- Convergence criteria: 1e-05
- Underrelaxation factor: Table

	From (deg)	Underrelaxation factor
1	585	0.1
2	590	0.4

- Differencing scheme: Central differencing
- Blending factor: 1

Linear Solver Settings:

- Linear solver: AMG
- Maximum iterations: 500
- Minimum iterations: 0
- Tolerance: 0.01

Figura II-48 - Controlo do solucionador - Equação da continuidade (AVL, n.d.-a).

Selecionar *Momentum Equation* no separador *Elements* e inserir as configurações mostradas na Figura II-49.

Du Dt Momentum Equation
Momentum Equation

Equation Settings

Convergence criteria:

Underrelaxation factor:

	From (deg)	Underrelaxation factor
1	585	0.3
2	590	0.6

Differencing scheme:

Blending factor:

Linear Solver Settings

Linear solver:

Maximum iterations:

Minimum iterations:

Tolerance:

Figura II-49 - Controlo do solucionador - Equação do momento (AVL, n.d.-a).

Selecionar **Turbulence Equation** no separador **Elements** e inserir as configurações mostradas na Figura II-50.

Dk Dt Turbulence Equation
Turbulence Equation

Equation Settings

Turbulence kinetic energy

Convergence criteria:

Underrelaxation factor:

	From (deg)	Underrelaxation factor
1	585	0.2
2	590	0.4

Turbulence dissipation rate

Convergence criteria:

Underrelaxation factor:

	From (deg)	Underrelaxation factor
1	585	0.2
2	590	0.4

Differencing scheme:

Linear Solver Settings

Linear solver:

Maximum iterations:

Minimum iterations:

Tolerance:

Figura II-50 - Controlo do solucionador - Equação da turbulência (AVL, n.d.-a).

Selecionar **Energy Equation** no separador **Elements** e inserir as configurações mostradas na Figura II-51.

Dh Energy Equation
Dt Energy Equation

Equation Settings

Convergence criteria: 1e-05

Underrelaxation factor: Table

	From (deg)	Underrelaxation factor
1	585	0.7
2	590	0.95

Differencing scheme: Upwind

Linear Solver Settings

Linear solver: GSTB

Maximum iterations: 50

Minimum iterations: 0

Tolerance: 0.1

Figura II-51 - Controlo do solucionador - Equação da energia (AVL, n.d.-a).

Selecionar **Species Equation** no separador **Elements** e inserir as configurações mostradas na Figura II-52.

Dc Species Equation
Dt Species Equation

Equation Settings

Convergence criteria: None

Underrelaxation factor: Table

	From (deg)	Underrelaxation factor
1	585	0.7
2	590	0.95

Differencing scheme: Upwind

Linear Solver Settings

Linear solver: GSTB

Maximum iterations: 50

Minimum iterations: 0

Tolerance: 0.1

Figura II-52 - Controlo do solucionador - Equação das espécies (AVL, n.d.-a).

Controlo Numérico

Selecionar **Numerics Control** no separador **Elements** e selecionar **Yes** para as opções **Cell quality check**, **Cell face adjustment (equation)** e **Realizability constraints**. Deixar a opção **Cell face adjustment (geometry)** desligada.

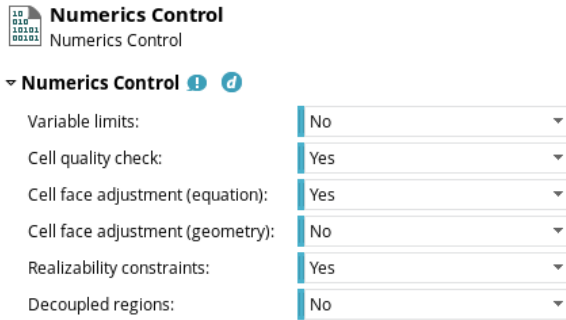


Figura II-53 - Controle numérico (AVL, n.d.-a).

Condições de Fronteira

Selecionar **Boundary Conditions** no separador **Elements**. Configurar os valores para a **Boundary Condition** padrão conforme mostrado na Figura II-54.

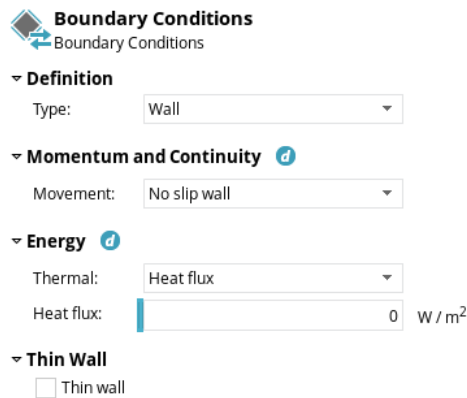


Figura II-54 - Condições de Fronteira padrão (AVL, n.d.-a).

Criar as seguintes condições de fronteira clicando com o botão do lado direito em **Boundary Conditions** no separador **Elements** e selecionando **New Boundary Condition**. Definir o tipo correto para cada uma delas e conectá-las às seleções de face apropriadas.

Tabela II-2 - Definição das condições de fronteira – BND_Head (AVL, n.d.-a).

BND_Head	
Type	Wall
Movement	No slip wall
Thermal	Temperature
Wall Temperature	443.15 [K]
Thin Wall	No

Tabela II-3 - Definição das condições de fronteira – BND_Injector (AVL, n.d.-a).

BND_Injector	
Type	Wall
Movement	No slip wall
Thermal	Temperature
Wall Temperature	443.15 [K]
Thin Wall	No

Tabela II-4 - Definição das condições de fronteira – BND_Liner (AVL, n.d.-a).

BND_Liner	
Type	Wall
Movement	No slip wall
Thermal	Temperature
Wall Temperature	423.15 [K]
Thin Wall	No

Tabela II-5 - Definição das condições de fronteira – BND_Piston (AVL, n.d.-a).

BND_Piston	
Type	Wall
Movement	Mesh movement
Thermal	Temperature
Wall Temperature	473.15 [K]
Thin Wall	No

Tabela II-6 - Definição das condições de fronteira – BND_Comp_Vol (AVL, n.d.-a).

BND_Comp_Vol	
Type	Wall
Movement	Mesh movement
Thermal	Heat flux
Heat flux	0
Thin Wall	No

Tabela II- 7 - Definição das condições de fronteira – BND_Axis (AVL, n.d.-a).

BND_Axis	
Type	Symmetry

Tabela II-8 - Definição das condições de fronteira – BoundaryConnect (AVL, n.d.-a).

BoundaryConnect	
Type	Periodic
Periodic Selection 1	BND_Segment_1
Periodic Selection 2	BND_Segment_2
Driving force	Disabled

Condições Iniciais

Selecionar *Initial Conditions* no separador *Elements* e inserir os valores mostrados na Figura II-55.

Initial Conditions
Initial Conditions

▼ **Momentum and Continuity** d

Initialization mode: Swirl or tumble

Pressure: 1.714 bar

Swirl or tumble: 4400 1 / min

Point of rotation axis: 0 0 0 m

Direction of rotation axis: 0 0 1 m

▼ **Turbulence** d

Turbulence specification: Kinetic energy and length scale

Turbulence kinetic energy: 10 m² / s²

Turbulence length scale: 0.002 m

▼ **Energy** d

Temperature: 450.15 K

▼ **Species**

Fraction type: Equivalence ratio / EGR

Equivalence ratio: 0

EGR: 0.35732

EGR composition: 0.688231

	Species	Mass fraction (-)
1	C7H16	1

Figura II-55 - Condições Iniciais (AVL, n.d.-a).

Reinicialização e Suavização

Selecione *Reinitialization and Smoothing* no separador *Elements* e desative ambos.

Saída

Selecione *Output* no separador *Elements* e insira os valores mostrados na Figura II-56.

Output
Output

⬆️ ⬇️

▼ **Write 3D Results** ⓘ

Every: Table

📄 📄 📄 📄 📄 📄 📄 ⓘ

	From (deg)	Every (deg)
1	585	20
2	695	5
3	715	1
4	765	5
5	805	10

At: None

Write additional 3D results at mesh or data changes

▼ **Write 2D Results** ⓘ

Every: Each

At: None

Split up selection specific 2D results for disconnected regions

▼ **Write Monitoring Data** ⓘ

Every: 1 deg

At: 0 deg

▼ **Write Restart File** ⓘ

Every: None

▼ **Write Backup File** ⓘ

Every: None

At: 710 deg

Write additional backup files at mesh changes

Figura II-56 – Saída (AVL, n.d.-a).

Expandir **Output** no separador **Elements** e seleccionar **3D Results**. Inserir as variáveis mostradas na Figura II-57.

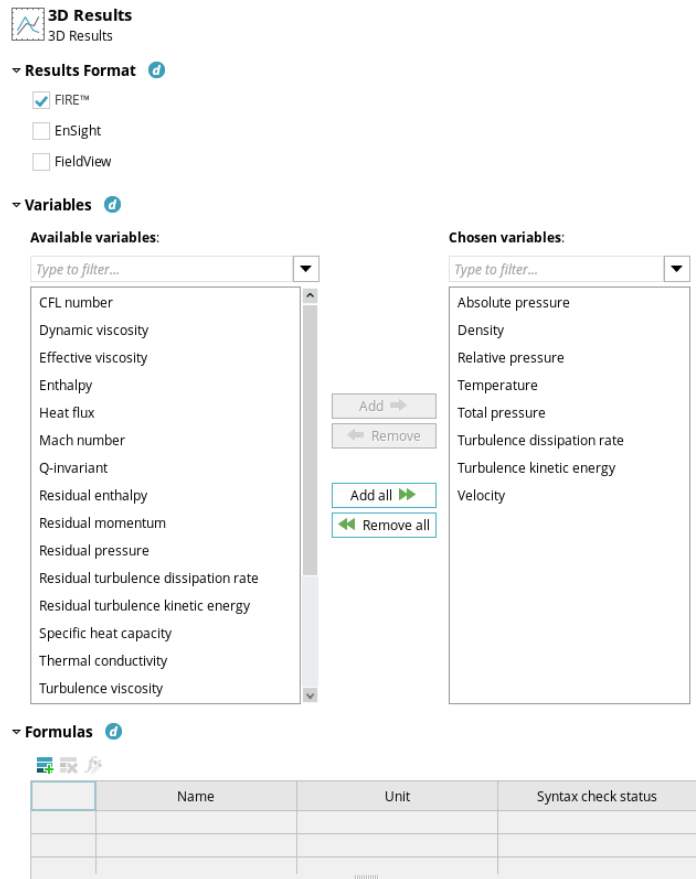


Figura II-57 - Resultados 3D da Saída (AVL, n.d.-a).

Selecionar **2D Results** no separador **Elements** e inserir as variáveis mostradas na Figura II-58.

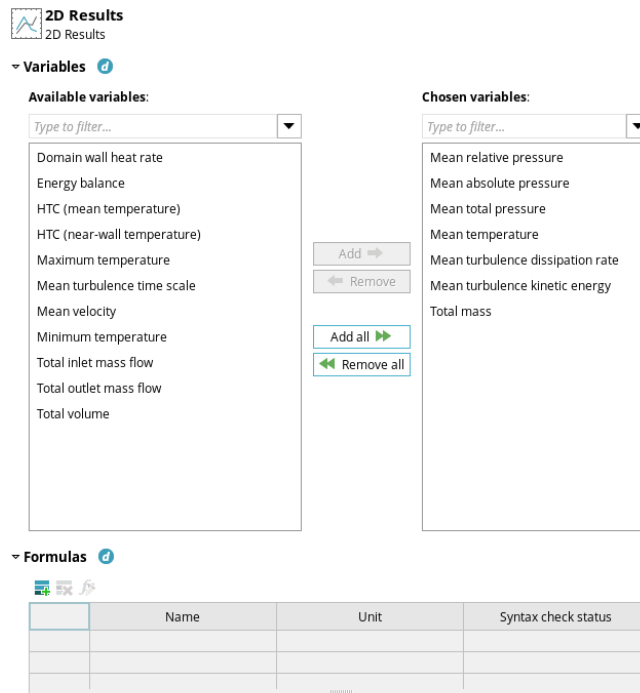


Figura II-58 - Resultados 2D da Saída (AVL, n.d.-a).

Selecionar **Monitoring** no separador **Elements**. Os pontos de monitorização podem ser deixados no local padrão e nenhum local adicional precisa de ser adicionado. Selecionar apenas a variável **Pressure** para monitorização. Selecionar também a opção **Write only last value in simulation step**.

Selecionar **Convergence** no separador **Elements**. Selecionar apenas a variável **Residual pressure** para convergência. Selecionar também a opção **Write only last value in simulation step**.

Execução da Simulação

No **Job Setup and Execution** é feita a configuração, execução e monitorização da simulação usando o **Job Management System** e **Online Monitoring Views**.

Na faixa de opções, selecionar o separador **Simulations**.

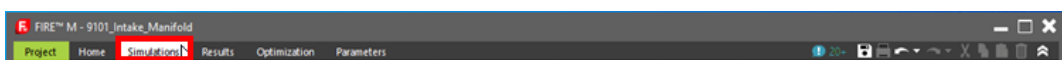


Figura II-59 - Separador Simulations (AVL, n.d.-a).

Em **Single Calculation**, aparece a página **View Selection Page** por forma a adicionar novas visualizações. Fazer duplo click em **Detail** na categoria **Views** para adicionar este

monitor. No monitor *Detail*, serão listados os detalhes do ficheiro de texto escrito pelo solver para o *Caso* selecionado da *Tarefa* selecionada após submeter a *Run*.

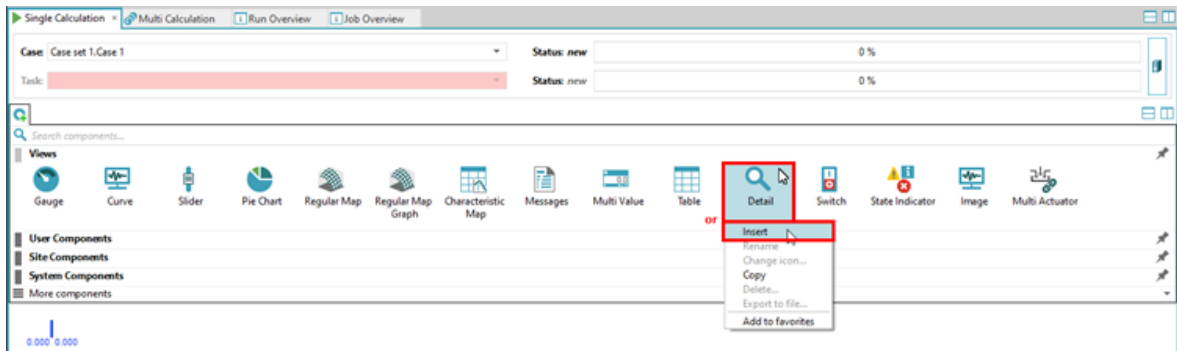


Figura II-60 - Adicionar o monitor Detail (AVL, n.d.-a).

No grupo *Job Control*, selecionar a ferramenta *Run*.

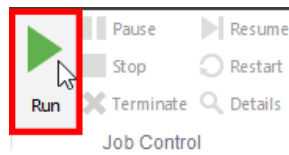


Figura II-61 - Selecionar a ferramenta Run (AVL, n.d.-a).

Na janela *Task Selection*, as tarefas *Solver preparation* e *Solver simulation* estão selecionadas por defeito. Clicar em *OK* para iniciar a simulação.

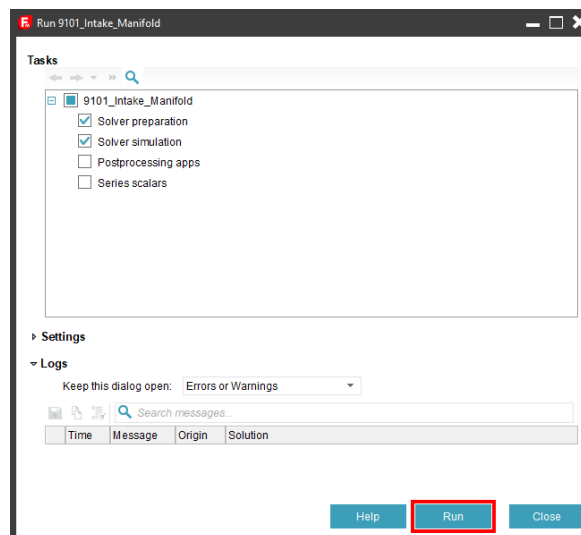


Figura II-62 - Janela Task Selection (AVL, n.d.-a).

Na janela *Run simulation*, clicar em *Yes* e guardar o projeto antes de iniciar a simulação.

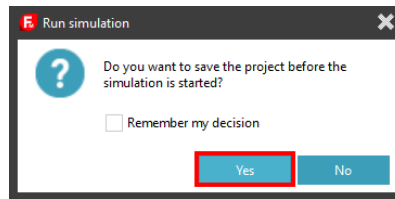


Figura II-63 - Janela Run simulation (AVL, n.d.-a).

Na janela *Single Calculation*, os valores da simulação são mostrados dinamicamente durante a execução da simulação no monitor *Detail*.

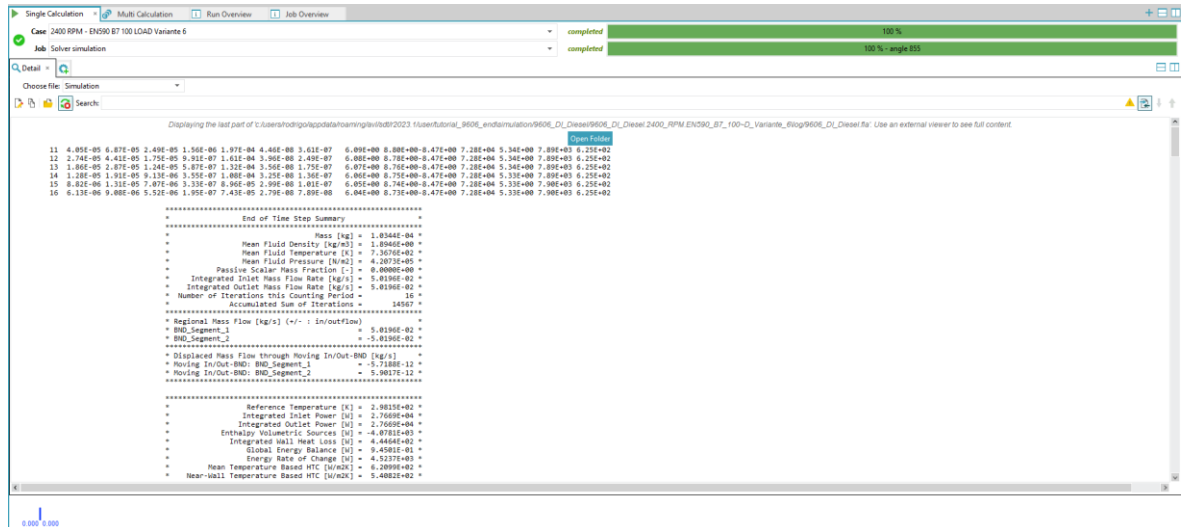


Figura II-64 - Monitor Detail (AVL, n.d.-a).

No grupo *Job Control*, a simulação pode ser pausada e continuada, parada e terminada. Uma simulação feita pode ser reiniciada.

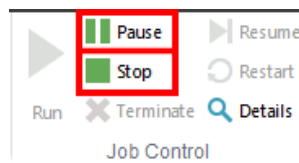


Figura II-65 - Job Control (AVL, n.d.-a).

Pós-processamento

Neste exemplo, são mostrados alguns resultados que podem ser analisados após a execução da simulação. Neste caso, apenas terá interesse analisar os gráficos da pressão média.

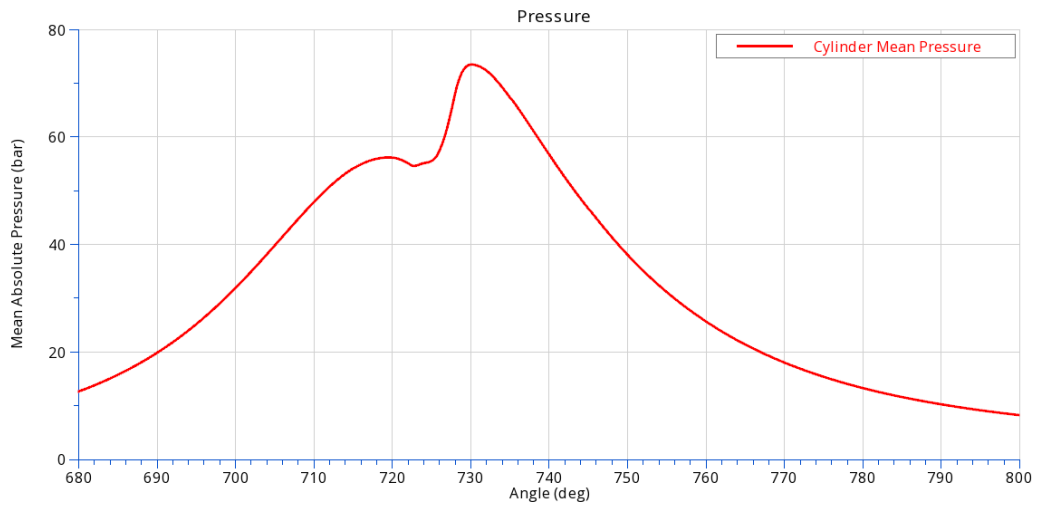


Figura II-66 – Gráfico da pressão absoluta média (AVL, n.d.-a).

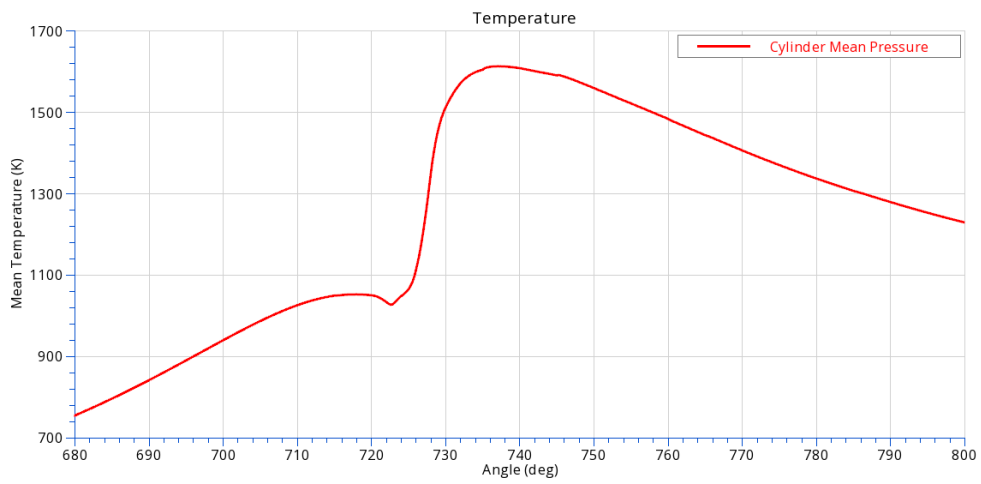


Figura II-67 - Gráfico da temperatura média (AVL, n.d.-a).

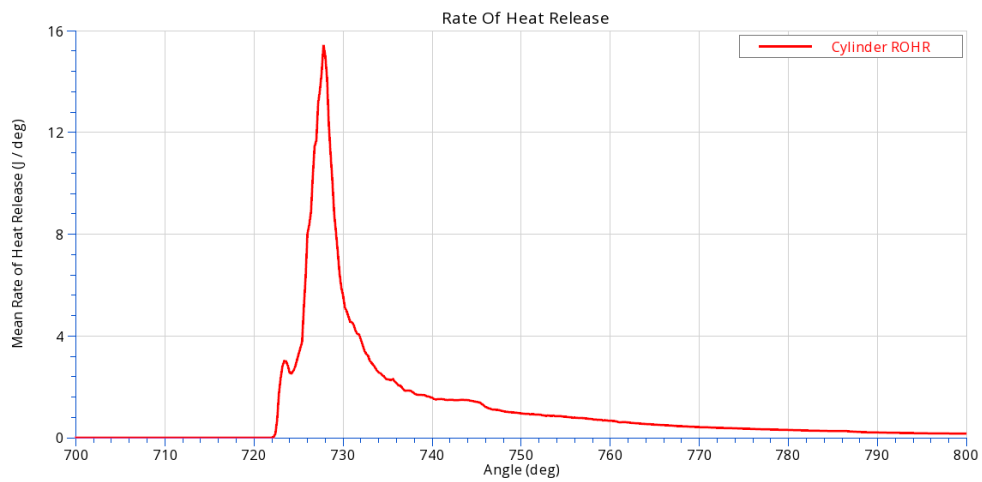


Figura II- 68 - Gráfico da taxa média de libertação de calor (AVL, n.d.-a).

Esta página foi intencionalmente deixada em branco