

Desenvolvimento de um Range Extender para veículo elétrico

Francisco António Gaspar Lopes

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. António Luís Nobre Moreira

Prof. Jorge José Gomes Martins

Júri

Presidente: Prof. Edgar Caetano Fernandes

Orientador: Prof. António Luís Nobre Moreira

Vogal: Prof. Gonçalo Nuno Antunes Gonçalves

junho 2017

Agradecimentos

Após a realização deste trabalho, não posso deixar de agradecer

Aos meus pais e às minhas irmãs, que sempre me apoiaram ao longo desta temporada tão longe de casa.

Aos meus orientadores, o Professor Doutor António Moreira, o Professor Doutor Jorge Martins e o Professor Doutor Francisco Brito, que sempre me ajudaram com os seus conselhos no decorrer da minha dissertação.

Aos colegas Carlos Castro e Hélio Silva, que foram os primeiros que conheci no laboratório e sempre estiveram disponíveis para me ajudarem em tudo aquilo que precisei.

Ao Tiago Costa, Nuno Pacheco, Carlos Figueiral, Guilherme Capela e Adriano Silva, pela paciência, ajuda e ânimo que me deram neste ano .

A todos os meus amigos do Técnico com quem estive tão pouco tempo, por tentarem manter sempre o contacto vivo enquanto não estava com eles.

À Ramada Aços, pela gentileza em oferecer a cementação da nova árvore de cames, sem a qual este trabalho não seria possível.

À AVL, pela cedência do software utilizado, que permitiu enriquecer este trabalho e a mim adquirir uma nova competência.

Por tudo isto, a todos, muito obrigado.

Resumo

A crescente mobilidade elétrica apresenta um problema relevante: a sua reduzida autonomia comparada com veículos de combustão. Para minimizar este problema, surgiu o conceito de *range extender*, um dispositivo para aumentar a autonomia destes veículos. Uma hipótese para um *range extender* é um motor de combustão interna que é utilizado para gerar energia elétrica, quando as baterias se encontram abaixo de um certo nível de carga.

Nesta dissertação, pretende-se adaptar e otimizar um motor de combustão para que funcione como *range extender* de alta eficiência. O motor em questão é de um motociclo BMW K75 e foi convertido para operar em ciclo sobre-expandido.

São propostos como objetivos desta dissertação o desenvolvimento de dois modos de funcionamento do *range extender*. O primeiro ponto (ECO), a baixa velocidade de rotação (3000 rpm), de elevada eficiência, deverá produzir 15 kW de potência. O segundo, ponto BOOST, deverá operar a elevada velocidade de rotação (7000 rpm) com o principal objetivo de produzir potência (acima de 35 kW), com menor preocupação pela eficiência.

Para alterar o ciclo de funcionamento do motor K75, foi elevada a sua taxa de compressão geométrica e diminuído o curso de compressão através da substituição da árvore de cames de admissão. Foi feita uma modelação do mesmo em *simulink* e no *software* comercial AVL Boost e a sua comparação com os resultados experimentais permitiu validar os modelos, de modo a evitar testes futuros desnecessários.

Esta estratégia adotada permitiu um aumento significativo da eficiência do motor, apresentando rendimentos de 40,5%.

Palavras-chave

Range extender, motores de combustão interna, sobre-expansão, eficiência

Abstract

The growing electric mobility has a relevant problem: its reduce autonomy compared with combustion vehicles. To attenuate this problem, the concept of range extender has appeared, a device to increase the autonomy of these vehicles. An alternative for a range extender is to use an internal combustion engine to generate electric energy, when the battery is low.

In this dissertation, it is intended to adapt and optimize a combustion engine to work as a high efficiency range extender. The engine in question is from a BMW K75 motorcycle and was adapted to operate under an over-expanded cycle.

The proposed objectives of this dissertation are the development of two operating modes for the range extender. The first mode (ECO), at low speeds (3000 rpm), with high efficiency, should produce at least 15 kW of power. The second, BOOST mode, should operate at high rotation speed (7000 rpm), with the main purpose of producing high power (above 35 kW), with less concern about efficiency.

To alter the K75 engine operating cycle, its compression ratio was increased and the compression stroke shortened by the substitution of the intake camshaft. A modelling of the engine was made in *simulink* and the commercial software AVL Boost and its comparison with experimental data allowed the models to be validated, allowing unnecessary future tests to be avoided.

The adopted strategy allowed a significant increase in engine efficiency, showing efficiencies of 40.5%

Keywords

Range extender, internal combustion engine, over-expansion, efficiency

Índice Geral

Agradecimentos	i
Resumo	ii
Abstract.....	iii
Índice Geral	iv
Índice de Figuras	vi
Índice de Tabelas.....	x
Lista de símbolos e abreviaturas.....	xi
1 Introdução.....	1
1.1 Objetivo do trabalho	3
1.2 Organização da dissertação.....	4
2 Enquadramento e Estado da Arte	5
2.1 Conceitos sobre motores de combustão interna	5
2.2 Range Extenders	10
2.3 Otimização de motores de combustão interna – estado da arte.....	11
2.4 Ciclos Termodinâmicos.....	21
3 Instalação Experimental	26
3.1 Motor BMW K75.....	26
3.2 Unidade de controlo do motor.....	33
3.3 Parâmetros controlados	34
3.4 Freio Hidráulico	42
3.5 Sistema de aquisição de dados.....	44
4 Procedimentos Experimentais	47
4.1 Arranque do motor.....	47
4.2 Utilização do motor	48
4.3 Utilização do freio hidráulico.....	48
4.4 Afinação dos mapas de injeção e de ignição	49
5 Modelos computacionais	51
5.1 Modelo Simulink da Universidade do Minho	51
5.2 Software comercial AVL Boost.....	58
6 Ensaio Experimentais e análise de resultados	67
6.1 Condições dos ensaio	67
6.2 Resultados dos ensaios ao motor com a Dwell 45	68
6.3 Comparação entre os ciclos Otto e sobre-expandido	70
6.4 Comparação dos resultados experimentais com as análises computacionais	72

7	Conclusões e Trabalho Futuro.....	74
7.1	Conclusões.....	74
7.2	Sugestões de trabalho Futuro	75
8	Referências.....	77

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Consumo de energia primária em Portugal em 2015 (adaptado de [2])	1
Figura 1.2 –Possibilidades de gestão da energia produzida pelo range extender (adaptado de [3])	3
Figura 2.1 - Sistema biela manivela num motor (adaptado de [4])	5
Figura 2.2 – Os quatro tempos de um MCI (adaptado de [7])	6
Figura 2.3 - Comparação entre um ciclo ideal e indicado (real) de um motor de ignição comandada (adaptado [4])	7
Figura 2.4 - Evolução da pressão no interior do cilindro (AVA – abertura da válvula de admissão; FVA – fecho da válvula de admissão; AVE – abertura da válvula de escape; FVE – fecho da válvula de escape) (adaptado de [6])	7
Figura 2.5 - Diagrama p-v do ciclo Otto com a representação da pressão média indicada (adaptado de [6])	9
Figura 2.6 - Disposição do motor elétrico e a gasolina no Chevrolet Volt (adaptado de [13])	11
Figura 2.7 - Range extender disponibilizado pela a) Mahle Powertrain b) Duke Engine (adaptado de [14] e [15])	11
Figura 2.8 - Sistema SVC (adaptado de [19]).....	12
Figura 2.9 - Princípio de funcionamento do INFINITI (adaptado de [21])	12
Figura 2.10 - Variação do deslocamento máximo do pistão com o atuador (adaptado de [22])	13
Figura 2.11 - Esquema do MCE-5 (adaptado de [23])	13
Figura 2.12 - Sistema VANOS (adaptado de [27])	14
Figura 2.13 - Esquema de funcionamento do VTEC (adaptado de [28])	15
Figura 2.14 - Sistema Valvelift da Audi (adaptado de [29]).....	15
Figura 2.15 - Sistema Camtronic da Mercedes (adaptado de [29])	15
Figura 2.16 - Valvetronic com válvula a) fechada b) aberta com deslocamento mínimo c) aberta com deslocamento máximo (adaptado de [32]).....	16
Figura 2.17 - Atuador FreeValve (adaptado de [33]).....	16
Figura 2.18 - Motor de Atkinson (adaptado de [35])	17
Figura 2.19 - Tempos do UMotor (adaptado de [38]).....	18
Figura 2.20 - O motor EXlink (adaptado de [40])	18
Figura 2.21 - Comparação entre os ângulos máximos de biela num motor convencional e no EXlink (adaptado de [39]).....	19
Figura 2.22 - Perdas de bombagem em EIVC (adaptado de [41])	19
Figura 2.23 - Perdas de bombagem em LIVC (adaptado de [41])	19
Figura 2.24 – Motor KJ-ZEM em corte (adaptado de [44])	20
Figura 2.25 - Esquema representativo de um sistema seguindo um ciclo de potência (adaptado de [49])	21
Figura 2.26 - Diagrama p-v de um ciclo Otto (adaptado de [49])	22
Figura 2.27 - Evolução da eficiência térmica com a taxa de compressão de um motor SI	22
Figura 2.28 - Ciclo Otto com trocas de gases e perdas de bombagem (adaptado de [6])	23

Figura 2.29 - Ciclo ideal sobre-expandido: o trabalho extra aproveitado está assinalado a cinzento (adaptado de [4]).....	23
Figura 2.30 - Ciclo de Miller com LIVC (à esquerda) e EIVC (à direita) (adaptado de [4]).....	24
Figura 2.31 - Evolução da eficiência com a relação de expansão [37].....	25
Figura 2.32 - Evolução da eficiência com a relação de expansão [37].....	25
Figura 3.1 - BMW K75 (adaptado de [53]).....	26
Figura 3.2 - Motor BMW K75 instalado no laboratório.....	26
Figura 3.3 - Balança e depósito de combustível utilizados.....	28
Figura 3.4 - Sensor de temperatura do líquido de arrefecimento.....	28
Figura 3.5 - Sistema de arrefecimento do motor.....	28
Figura 3.6 - Tubo de alimentação do líquido de arrefecimento.....	28
Figura 3.7 - Indicador da temperatura do líquido de arrefecimento do TunerStudio.....	29
Figura 3.8 - Ventilador do radiador.....	29
Figura 3.9 - Coletor de escape.....	29
Figura 3.10 - Panela de escape e exaustor.....	29
Figura 3.11 - Sonda lambda.....	29
Figura 3.12 - Canhão de arranque.....	30
Figura 3.13 - Relé manual do motor de arranque.....	30
Figura 3.14 - Caixa de fusíveis: a) ignição; b) controlador da sonda lambda; c) bomba de combustível; d) MegaSquirt; e-f) injetores; g) geral.....	30
Figura 3.15 - Diagrama de distribuição do motor original (preto) e do motor modificado com a Dwell 45 (vermelho).....	31
Figura 3.16 - Árvores de cames (da esquerda para a direita): original, Dwell 45 e Dwell 50.....	31
Figura 3.17 - Perfis das cames original (amarelo) e Dwell 45 (azul).....	32
Figura 3.18 – Vários componentes do motor K75.....	32
Figura 3.19 – Amaciamento da junta da cabeça para resolver o problema de perda de pressão.....	32
Figura 3.20 – Pistões removidos para instalação de novos segmentos.....	32
Figura 3.21 - Nova junta de cortiça.....	32
Figura 3.22 - MegaSquirt instalada no laboratório.....	33
Figura 3.23 - a) Processador; b) placa-mãe V3.0 (adaptado de [52]).....	33
Figura 3.24 - Esquema do sistema MegaSquirt (adaptado de [52]).....	33
Figura 3.25 - Janela de seleção do projeto do TunerStudio.....	34
Figura 3.26 - Diálogo de parâmetros do motor e de injeção.....	35
Figura 3.27 - Janela de Definições Gerais do TunerStudio.....	36
Figura 3.28 - Janela de limitação de velocidade do motor.....	37
Figura 3.29 - a) Janela de definição dos parâmetros dos injetores; b) exemplo de PWM adaptado de [60].....	38
Figura 3.30 - Definições de arranque.....	38
Figura 3.31 - Curva de enriquecimento da mistura em arranque.....	39

Figura 3.32 - Curva de enriquecimento após o arranque	39
Figura 3.33 - Curva de enriquecimento a frio	40
Figura 3.34 - Janela de calibração do sensor de posição do acelerador	41
Figura 3.35 - Válvula de borboleta do motor K75	41
Figura 3.36 - Equipamento utilizado na calibração do sensor de temperatura: a) sensor; b) termómetro; c) banho termostático; d) garra; e) multímetro.....	41
Figura 3.37 - Janela de calibração do sensor de temperatura	42
Figura 3.38 - Freio hidráulico	43
Figura 3.39 - Pesos pendurados na barra de calibração	43
Figura 3.40 - Curva de calibração da célula de carga	44
Figura 3.41 - Sistema de aquisição de dados, com os dois computadores, a balança digital e a placa de aquisição do sinal da célula de carga	45
Figura 3.42 - Ficheiro de output do PowerLogger.....	46
Figura 3.43 - Ficheiro de output do VSLM.....	46
Figura 4.1 - Nível do óleo do motor	48
Figura 4.2 - Torneiras de controlo de caudal de água no freio. Em cima de controlo grosso e em baixo de controlo fino	49
Figura 5.1 - Aspeto do front-end do modelo, no qual são inseridos os inputs do motor	52
Figura 5.2 - O modelo em Simulink.....	52
Figura 5.3 - Curvas de binário e potência a WOT para o K75.....	53
Figura 5.4 - Binário e eficiência volumétrica calculados	53
Figura 5.5 - Evolução de consumos específicos e potências obtidos pelo modelo.....	55
Figura 5.6 - Disco graduado acoplado à cambota do motor	56
Figura 5.7 - Comparador encostado às touches.....	56
Figura 5.8 - Esquema da inclinação das válvulas de admissão e escape do K75 (adaptado de [71]).....	56
Figura 5.9- Deslocamento da válvula de admissão vs ângulo de cambota	56
Figura 5.10 - Modelação do K75 no AVL Boost	58
Figura 5.11 - Janela de modelação do cilindro.....	59
Figura 5.12 - Binário do motor K75 em função da velocidade de rotação e valor de acelerador.....	61
Figura 5.13 - Potência do K75 em função da velocidade de rotação e valor de acelerador	61
Figura 5.14 - Curvas experimentais de potência do motor original (adaptado de [42])	61
Figura 5.15 – Rendimento do K75 em função da velocidade de rotação e valor de acelerador	62
Figura 5.16 - Curvas de binário para o motor K75 com diferentes árvores de cames obtidos no AVL Boost.....	63
Figura 5.17 - Curvas de rendimento para o motor K75 com diferentes árvores de cames obtidos no AVL Boost.....	63
Figura 5.18 - Massa de ar admitida por ciclo em função da velocidade de rotação.....	64
Figura 5.19 - Caudal de ar na conduta de admissão	65
Figura 6.1 - Mapa de injeção utilizado nos testes da Dwell 50	67
Figura 6.2 - Mapa de injeção utilizado nos testes da Dwell 45	67

Figura 6.3 - Mapa de ignição utilizado nos testes da Dwell 50	68
Figura 6.4 - Mapa de ignição utilizado nos testes da Dwell 45	68
Figura 6.5 - Rendimento do ciclo sobre-expandido com Dwell 45. Curvas do ciclo Otto e da Dwell 50 adaptadas de [42]	70
Figura 6.6 - Curvas experimentais de binário do motor original (adaptado de [42]).....	71

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Valores típicos de taxas de compressão em diferentes tipos de motor (adaptado de [18])	12
Tabela 3.1 - Características do motor K75 antes da alteração para ciclo sobre-expandido (adaptado de [42] [54])	27
Tabela 3.2 - Valores medidos na calibração no sensor de temperatura.....	42
Tabela 3.3 - Resultados da calibração da célula de carga	44
Tabela 5.1 - Resultados computacionais obtidos para o motor K75 variando λ	54
Tabela 5.2 - Timings de válvulas para o motor original, com a Dwell 50 e Dwell 45	56
Tabela 5.3 - Comparação entre os dados experimentais e os simulados para a Dwell 50	57
Tabela 5.4 - Comparação do motor com Dwell 50 e com Dwell 45	57
Tabela 5.5 - Resultados computacionais do AVL Boost para os pontos ECO e BOOST da Dwell 45	60
Tabela 5.6 - Valores de taxas de compressão retida para as diferentes árvores de cames.....	65
Tabela 6.1 - Resultados obtidos para o ponto ECO.....	69
Tabela 6.2 - Comparação entre o ciclo sobre-expandido e o ciclo Otto (adaptado de [42])	71
Tabela 6.3 - Comparação de resultados computacionais e experimentais para a Dwell 45.....	72

Lista de símbolos e abreviaturas

Símbolo Romano	Designação	Unidades
AFR	Razão ar-combustível	$\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{comb}}$
B	Binário	Nm
c_p	Calor específico a pressão constante	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
C	Curso do pistão	m
C_d	Coefficiente de descarga	[-]
C_e	Consumo específico	g/kWh
D	Diâmetro do pistão	M
k	Coefficiente de conversão	[-]
m_{ar}	Massa de ar	kg
\dot{m}_{ar}	Caudal mássico de ar	kg/s
m_{fuel}	Massa de combustível	kg
\dot{m}_{fuel}	Caudal mássico de combustível	kg/s
n	Número de cilindros	[-]
n_r	Número de revoluções por ciclo	[-]
N	Velocidade de rotação	rot/s
p	Pressão	Pa
P	Potência	W
Q_{in}	Calor fornecido pela fonte quente	J
Q_{out}	Calor fornecido pela fonte fria	J
r_c	Taxa de compressão	[-]
V	Volume	m^3
V_{cc}	Volume da câmara de combustão	m^3
V_d	Volume deslocado	m^3
W	Trabalho	J

Símbolo Grego	Designação	Unidades
ϵ	Taxa de compressão	[-]
η	Redimento	[-]
η_v	Eficiência volumétrica	[-]
λ	Coefficiente de excesso de ar	[-]
ρ	Massa específica	kg/m^3
σ	Relação de expansão	[-]
Υ	Coefficiente de expansão adiabática	[-]

Abreviatura	Significado
ADC	Analogue to Digital Counter
AVA	Abertura da válvula de admissão
AVE	Abertura da válvula de escape
CVT	Continuously Variable Transmission
DOHC	Double Overhead Cam
ECU	Engine Control Unit
EIVC	Early Intake Valve Closure
FVA	Fecho da válvula de admissão
FVE	Fecho da válvula de escape
GEE	Gases de Efeito de Estufa

LIVC	Late Intake Valve Closure
MAF	Mass Air Flow
MBT	Maximum Brake Torque
MCI	Motor de Combust
PCI	Poder Calorífico Inferior
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PWM	Pulse Width Modulation
SVT	Sequential Valve Time system
TPS	Throttle Position Sensor
VCP	Variable Cam Phasing
VCR	Variable Compression Ratio
VTEC	Variable Valve Timing Electronic Control
VVT	Variable Valve Timing
VVTL	Variable Valve Timing and Lift
WOT	Wide Open Throttle

1 Introdução

Com uma maior consciência da escassez de recursos energéticos fósseis e o crescente esforço praticado atualmente para um maior aproveitamento desses recursos, existe uma necessidade de desenvolver tecnologia cada vez mais eficiente a nível energético, para que estes recursos disponíveis não se tornem escassos. O Relatório de Estado e Ambiente de 2016 [1] aponta para uma evidente tendência de diminuição do consumo de combustíveis fósseis como energia primária nos últimos anos. No entanto, o petróleo e derivados continuam a ser a fonte de energia primária mais utilizada, representando 42,6% de todo o consumo de energia primária. De seguida, aparece o gás natural com 18,5% e o carvão com 14,9%. Assim sendo, fica clara a necessidade de investir em recursos energéticos que permitam poupar os combustíveis fósseis. Na Figura 1.1 encontra-se representada a evolução do consumo de energia primária em Portugal desde o ano 2000, com dados provisórios para 2015.

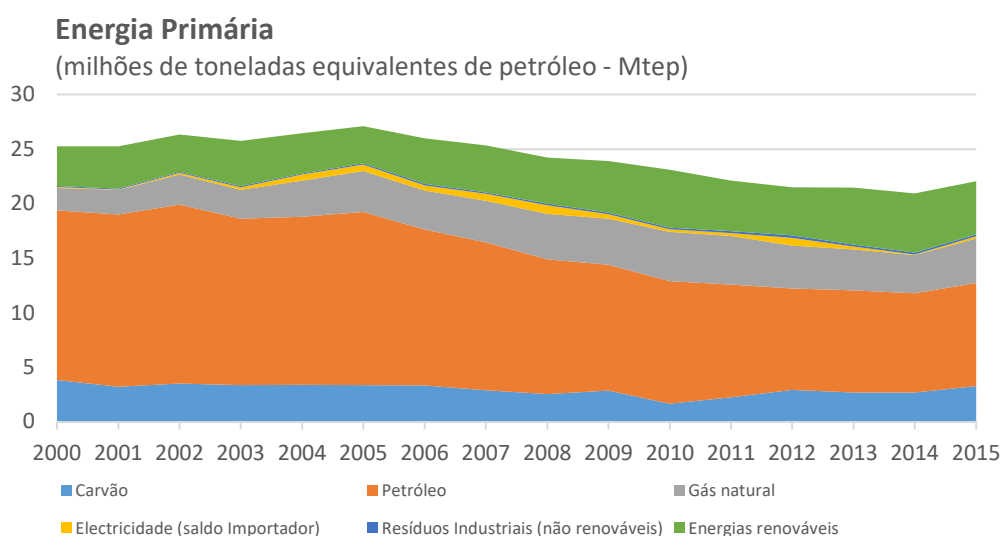


Figura 1.1 - Consumo de energia primária em Portugal em 2015 (adaptado de [2])

O Relatório de Estado e Ambiente também realça que “O sector dos transportes continua a ser um dos que apresenta maior consumo de energia, representando 36,5% do consumo total de energia primária em 2015. Este sector foi também uma das principais fontes de emissões de GEE, representando 23% do total das emissões nacionais em 2014” [1] (GEE – Gases de Efeito de Estufa). Tendo em conta que, como afirma o Relatório de Estado e Ambiente, um dos sectores que consome mais energia primária é o dos transportes, o aumento da sua eficiência energética, nomeadamente no campo dos motores de combustão interna, permitirá, não só a redução das emissões de GEE, prevista nas metas nacionais estabelecidas, mas também um menor consumo de petróleo e derivados.

A substituição de veículos equipados com motor de combustão interna por veículos elétricos parece ser uma boa alternativa a esta questão. No entanto, apresentam-se dois problemas imediatos, associados diretamente com a sua utilização: a autonomia reduzida, especialmente quando comparada com a que apresentam veículos com motor de combustão interna, e as baterias para alimentar o motor elétrico, que além

de serem bastante volumosas e caras, se degradam com o tempo e demoram muito mais tempo a carregar que um veículo de combustão a abastecer.

Uma solução possível poderia ser a distribuição de estações de carregamento rápido de veículos elétricos pelo país. No entanto, isto requer um grande investimento inicial e será necessário garantir que a rede elétrica consegue suportar as cargas que lhe são impostas pelo carregamento das baterias. Um bom compromisso poderá ser a utilização de um *range extender*, um dispositivo que permite alimentação elétrica da bateria do veículo enquanto este está em andamento, aumentando assim a sua autonomia. O *range extender* pode ser, por exemplo, um pequeno motor de combustão interna, que é utilizado para a produção de energia elétrica quando a bateria do veículo se encontra quase descarregada.

No entanto, a eficiência dos motores de combustão interna não é tão elevada como a que apresenta um motor elétrico. Como não se pretende baixar a eficiência dos veículos elétricos, interessa que a eficiência do *range extender* seja a mais elevada possível, de modo a produzir a maior quantidade de energia elétrica possível a partir do combustível que consome e assim manter a lógica de eficiência energética que está por trás da mobilidade elétrica. Uma maneira de aumentar o rendimento de um motor de combustão é utilizar um ciclo sobre-expandido, que extrai melhor a energia do combustível, minorando a perda de entalpia através dos gases de escape, tendo em conta que o seu tempo de expansão é maior que o de compressão. O ciclo sobre-expandido pode ser facilmente implementado por uma estratégia de fecho antecipado (EIVC – Early intake Valve Closure) ou retardado (LIVC – Late Intake Valve Closure) das válvulas de admissão. No entanto, tem como desvantagem uma menor produção de potência, já que o curso de admissão será inferior àquele que se verificaria no ciclo Otto.

A gestão da energia produzida pelo *range extender* pode ser feita de diversas maneiras. Enquanto a bateria se encontra carregada acima de um certo nível, o *range extender* está desativado e a bateria está a ser descarregada para fornecer energia elétrica ao motor elétrico. Assim que o nível da bateria for inferior ao limite pré-definido, o *range extender* é ativado e é utilizada energia proveniente tanto da bateria como do *range extender* para alimentar o motor elétrico. A potência do *range extender* pode ser variável como na Figura 1.2 (a), de modo a fornecer ao propulsor elétrico a potência requerida, sem nunca carregar diretamente as baterias, com a vantagem de eliminar perdas de energia que ocorrem nos ciclos de carga e descarga da bateria. Outra alternativa é que o *range extender* tenha dois regimes de funcionamento fixos, resultando em dois valores previamente estabelecidos de potência (ponto ECO e ponto BOOST), como representado na Figura 1.2(b). Para minimizar a ineficiência associada ao ciclo de carregamento e descarregamento da bateria, a potência produzida deverá ser preferencialmente conduzida ao motor elétrico e, nos casos em que se excede a potência que é requerida pelo motor elétrico, esta é direcionada para recarregar a bateria. Caso o primeiro nível de potência produzida (ECO) não seja suficiente, o *range extender* altera o seu modo de funcionamento para o ponto BOOST. Quando o nível de carga da bateria ultrapassar o nível definido, o *range extender* é novamente desativado. [3]

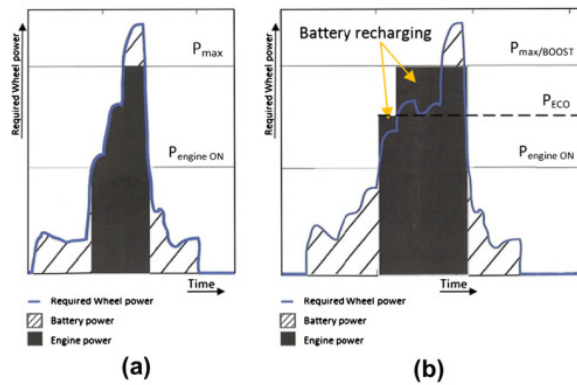


Figura 1.2 –Possibilidades de gestão da energia produzida pelo range extender (adaptado de [3])

Com o caso escolhido fica facilitada a otimização da eficiência do *range extender*, já que apenas é necessário otimizar dois pontos de funcionamento (ECO e BOOST) e, nas situações em que a potência produzida é superior à necessária, a restante é utilizada para carregar a bateria. Com esta escolha, pretende-se um motor de combustão interna extremamente eficiente a baixas rotações, permitindo fornecer a energia suficiente ao motor elétrico e carregar as baterias ao mesmo tempo com o excesso e, em casos excepcionais, ter um ponto de funcionamento que permita ter picos de potência quando seja necessário.

O motor que será alvo da transformação para *range extender* é um motor a gasolina de uma moto BMW K75, já que, ao ser de moto, é compacto (característica imprescindível para um *range extender*) e rápido (necessário para que possa funcionar no ponto BOOST a 7000 rpm). Por outro lado, trata-se de um motor sub-quadrado (curso maior que o diâmetro do pistão). Quando se pretendem motores de alta eficiência, o normal é que estes sejam sobre-quadrados, mas na adaptação para o ciclo sobre-expandido é útil que o curso do pistão seja maior, como se verá adiante. Poder-se-ia eventualmente escolher um motor a gasóleo, no entanto, estes têm o inconveniente de serem mais poluentes (devido a uma maior emissão de partículas e de óxidos de azoto – NO_x) e de não atingirem velocidades de rotação tão elevadas como os motores a gasolina.

1.1 Objetivo do trabalho

Pretende-se nesta dissertação de mestrado desenvolver um *range extender* para vir a ser integrado num veículo elétrico que alcance os seguintes requisitos:

- Utilização do veículo elétrico maioritariamente em meio urbano.
- Utilização do ponto ECO a 3000 rpm do *range extender* quando seja necessária uma viagem mais longa e as baterias não apresentem a autonomia suficiente para a distância da viagem. Este ponto deverá atingir pelo menos 15 kW e ter o máximo rendimento possível. Pretende-se que este seja utilizado aproximadamente 95% do tempo em que o *range extender* se encontre em funcionamento.
- Utilização do ponto BOOST a 7000 rpm (em cerca dos restantes 5%) quando seja necessário um pico de potência, como por exemplo, numa subida longa, numa ultrapassagem, ou em alta velocidade (auto-estrada). O ponto BOOST deverá atingir pelo menos 35 kW de potência, dando menor importância ao seu rendimento.

1.2 Organização da dissertação

Esta dissertação encontra-se dividida em vários capítulos, dos quais se fará agora uma breve descrição.

No Capítulo 1, é feita uma abordagem à importância da eficiência energética nos transportes, tendo em conta o contexto ambiental e as preocupações sociais com o tema dos combustíveis fósseis. Definem-se ainda os objetivos deste trabalho.

No Capítulo 2 são apresentados os conceitos necessários para acompanhar e compreender os conteúdos desta dissertação. São abordados os diversos parâmetros essenciais sobre motores de combustão interna e é ainda apresentada uma seleção de estado da arte de métodos para a otimização de motores de combustão, passando por taxas de compressão variável até variação de *timing* de válvulas, com o intuito de escolher a melhor estratégia para aumentar a eficiência do *range extender*.

No Capítulo 3 faz-se uma descrição da instalação experimental disponível no Laboratório de Motores da Universidade do Minho. Esta descrição abrange os vários sistemas associados ao teste do *range extender* e é explicado o uso de cada um desses sistemas, como o próprio motor, o sistema de arrefecimento ou de escape, a unidade de controlo do motor, entre outros. Além disso, descreve-se também o sistema de aquisição de dados utilizado.

Os procedimentos experimentais seguidos na realização de testes ao motor estão registados no Capítulo 4, de modo a documentar o que foi feito e permitir que se possam repetir os ensaios feitos.

O Capítulo 5 trata das simulações computacionais realizadas ao motor K75 a funcionar em ciclo sobre-expandido, bem como da descrição dos modelos que foram adotados. Estas simulações foram feitas num modelo de *simulink* desenvolvido pela Universidade do Minho e através do *software* comercial AVL Boost.

No Capítulo 6 apresentam-se os resultados experimentais obtidos no decorrer desta dissertação e é feita uma análise aos mesmos, comparando-os também com dados experimentais recolhidos no âmbito de dissertações anteriores. Além disso, é feita uma comparação entre os resultados experimentais e os que foram obtidos através de simulações computacionais.

Finalmente, o Capítulo 7 apresenta as conclusões a que se chegou com a realização desta dissertação e deixa algumas sugestões de trabalho futuro de modo a que se possa vir a consolidar melhor as conclusões a que se chegou e a facilitar projetos posteriores relacionados com este.

2 Enquadramento e Estado da Arte

São apresentados neste capítulo os conceitos fundamentais para que se possa melhor compreender o trabalho apresentado nesta dissertação. É abordado o tema dos *range extenders* e são descritas algumas tecnologias utilizadas no processo de otimização de motores de combustão interna com o objetivo de escolher qual a melhor alternativa para otimizar o rendimento do *range extender* que se pretende desenvolver nesta dissertação.

2.1 Conceitos sobre motores de combustão interna

Este sub-capítulo é baseado principalmente nos livros *Motores de Combustão Interna* [4], *Fundamentals of Internal Combustion Engines* [5] e na sebenta do Prof. Dr. Mendes Lopes do IST [6].

Um motor térmico é um equipamento que transforma energia térmica em energia mecânica útil. Esta energia térmica pode ser fornecida ao motor de diversas formas, mas na maioria dos casos, provém da combustão de uma mistura de comburente-combustível. Assim, o motor converte a energia química armazenada no combustível e libertada durante a combustão em energia mecânica. Designam-se por motores de combustão interna (MCI) aqueles em que o trabalho é realizado pelos gases resultantes da combustão, que transmitindo aos órgãos mecânicos do motor mediante a variação de pressão e volume.

2.1.1 Princípio de funcionamento

Um motor de combustão interna aproveita o aumento de pressão resultante da combustão para movimentar os pistões, que se deslocam nos cilindros, e, através de um sistema biela-manivela, transforma o movimento linear dos pistões em movimento rotativo da cambota.

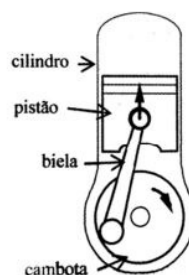


Figura 2.1 - Sistema biela manivela num motor (adaptado de [4])

O pistão movimenta-se ciclicamente para cima e para baixo ao longo do cilindro. Quando atinge a altura máxima, encontra-se no ponto morto superior (PMS) e ao atingir a altura mínima encontra-se no ponto morto inferior (PMI). Define-se por curso (C) o deslocamento do pistão desde o PMI até ao PMS. A cilindrada (V_d) do motor corresponde ao volume varrido pela totalidade dos pistões no decorrer do deslocamento C. Sendo D o diâmetro base do pistão e n o número de pistões do motor, tem-se então que a cilindrada do motor é dada por:

$$V_d = n \cdot C \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (2.1)$$

A câmara de combustão do motor ideal corresponde ao espaço restante quando o pistão se encontra no PMS. Um outro conceito essencial num motor é a sua taxa de compressão, dada pela razão entre o volume quando o pistão está no PMI (que corresponde à soma do volume deslocado e do volume da câmara de combustão, V_{cc}) e o volume quando está no PMS:

$$r_c = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_d + V_{cc}}{V_d} \quad (2.2)$$

2.1.2 Motor de ignição por faísca

O motor de ignição por faísca, vulgarmente conhecido por motor a gasolina, por ser o combustível mais frequentemente usado neste tipo de motor, é um motor a 4 tempos, o que implica que completa um ciclo a cada duas voltas completas da cambota. Os 4 tempos do motor são: admissão, compressão, explosão/expansão e escape (como se pode ver na Figura 2.2)

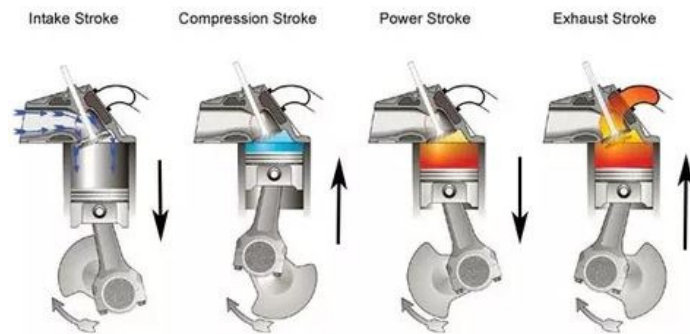


Figura 2.2 – Os quatro tempos de um MCI (adaptado de [7])

O ciclo inicia-se com o tempo de **admissão**, com o pistão no PMS a descer para o PMI e a abertura da válvula de admissão, enquanto suga uma mistura de ar e combustível aproximadamente estequiométrica.

Segue-se o tempo de **compressão**, com o fecho da válvula de admissão e o pistão a subir para o PMS, permitindo a compressão da mistura admitida no tempo de admissão. Aumenta-se assim a pressão da mistura e a sua turbulência, o que resulta numa mistura mais homogénea.

Após o tempo de compressão, quando o pistão atinge o PMS, uma vela de ignição provoca uma faísca no interior da câmara de combustão, causando a ignição da mistura. Esta reação de combustão gera um elevado aumento de pressão que irá empurrar o pistão para baixo até ao PMI, o que fará rodar a cambota, produzindo assim trabalho. Este é o tempo de **explosão/expansão**.

De seguida dá-se o tempo de **escape**. É aberta a válvula de escape e, com o movimento ascendente do pistão, os gases resultantes da combustão anterior são expulsos do interior do cilindro, que fica pronto a receber uma nova mistura de ar e combustível. Este termina com o fecho da válvula de escape. Estas evoluções do sistema podem ser aproximadas pelo ciclo ideal de Otto e representadas num diagrama pressão-volume, como na Figura 2.3.

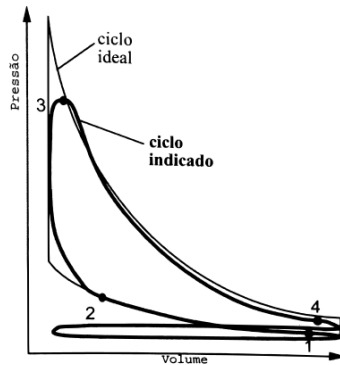


Figura 2.3 - Comparação entre um ciclo ideal e indicado (real) de um motor de ignição comandada (adaptado [4])

2.1.3 Abertura e fecho das válvulas – diagrama de distribuição

Para motores lentos, a abertura e fecho poderá coincidir com o PMS ou PMI. No entanto, esta abertura ou fecho não são imediatos, pelo que, num motor que trabalhe a velocidades de rotação mais elevadas, as válvulas estarão mais tempo abertas, abrindo antes e fechando depois do que seria de esperar inicialmente, permitindo assim aproveitar os efeitos inerciais dos gases (significativos a altas rotações).

Assim, existe um avanço na abertura da válvula de admissão, o que permite que os gases de escape do ciclo anterior “aspirem” o ar de admissão enquanto são expulsos do cilindro. Por outro lado, o fecho da válvula de admissão é atrasado, permitindo a entrada de uma maior massa de ar no cilindro.

Após o fecho da válvula de admissão, começa o tempo de compressão, que idealmente terminaria com a ignição da mistura a volume constante enquanto o pistão se encontra no PMS. Como nem a ignição da mistura nem a sua combustão são instantâneas, existe um avanço à ignição (ou seja, a faísca ocorre antes do PMS) de modo a que a pressão máxima alcançada no interior do cilindro ocorra depois do PMS, como se pode ver na Figura 2.4

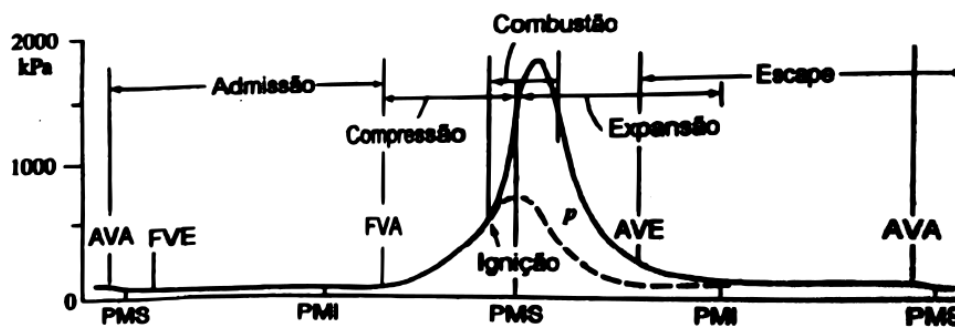


Figura 2.4 - Evolução da pressão no interior do cilindro (AVA – abertura da válvula de admissão; FVA – fecho da válvula de admissão; AVE – abertura da válvula de escape; FVE – fecho da válvula de escape) (adaptado de [6])

Procura-se que a válvula de escape tenha um grande avanço, abrindo muito antes do PMI, aproveitando a pressão que ainda subsiste no cilindro na fase final da expansão para o facilitar o escape de grande parte dos gases. Ao atrasar-se o seu fecho, permite-se ainda que haja tempo suficiente para que a quase totalidade dos gases tenham saído do cilindro, criando um pico de sucção que ajudará à admissão de mistura fresca do ciclo seguinte.

2.1.4 Parâmetros básicos de funcionamento

Cada motor de combustão interna tem uma gama de características próprias que o define, uma dada configuração, uma determinada cilindrada, uma velocidade de rotação máxima, etc. A prestação do motor resultará destas características, sendo caracterizada por parâmetros como o binário e potência que o motor tem a capacidade de produzir, bem como o seu rendimento ou consumo específico.

Binário e Potência

Geralmente, especifica-se um motor pelo binário máximo e pela potência máxima que produz, bem como a velocidade de rotação a que estes valores máximos ocorrem. O binário (B, expresso em N.m) é fruto da aplicação de uma força sobre os pistões, a qual se traduzirá na realização de trabalho, com a rotação da cambota. O binário é geralmente medido experimentalmente através de um freio dinamométrico, ligado a uma célula de carga. A potência (P, em W) produzida pelo motor representa a taxa a que o trabalho é produzido e pode obtida pelo produto do binário pela velocidade de angular, ou utilizando a velocidade de rotação (N), em rotações por segundo.

$$P = 2\pi \cdot N \cdot B \quad (2.3)$$

Rendimento e consumo específico

O rendimento total (η_e) é entendido como a razão entre a energia ou potência útil extraída pelo motor e aquela que lhe foi fornecida. A energia é fornecida sob a forma de energia química, presente no combustível e é calculada através da massa de combustível (m_f) e do poder calorífico inferior (PCI) e a energia útil é a potência no veio do motor.

Por outro lado, o consumo específico (C_e) é entendido como a razão de caudal mássico de combustível pela potência produzida. Assim:

$$\eta_e = \frac{P}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (2.4)$$

$$C_e = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (2.5)$$

Combinando as duas expressões acima, obtém-se

$$\eta_e = \frac{1}{C_e \cdot PCI} \quad (2.6)$$

o que leva a concluir que rendimento e consumo específico são na realidade o inverso um do outro multiplicados por uma constante (PCI).

2.1.5 Outros parâmetros de funcionamento

Relação ar-combustível e coeficiente de excesso de ar

Um parâmetro muito importante no funcionamento de um motor é a quantidade de ar admitida no cilindro. À relação entre a massa de ar (m_{ar}) e de combustível (m_{fuel}) chama-se relação ar-combustível (*Air-Fuel Ratio* - AFR).

$$AFR = \frac{m_{ar}}{m_{fuel}} \quad (2.7)$$

Quando todo o combustível é queimado juntamente com a totalidade do ar admitido, o regime diz-se estequiométrico. O valor de AFR para a gasolina é aproximadamente 14,7, ou seja, para queimar completamente

um 1 kg de gasolina seria necessário admitir 14,7 kg de ar. No caso em que a quantidade de combustível é superior à requerida pela estequiométrica, a mistura diz-se rica, não existindo ar suficiente para queimar todo o combustível. No caso oposto, a mistura diz-se pobre (não existe combustível para consumir todo o ar). Pode-se definir assim o **coeficiente de excesso de ar** (λ) como o a razão entre o AFR e o AFR estequiométrico (AFR_{st}):

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{st}} \quad (2.8)$$

Para misturas estequiométricas, $\lambda = 1$. No caso da mistura ser rica, $\lambda < 1$ e, caso a mistura seja pobre, $\lambda > 1$.

Eficiência volumétrica

Um outro parâmetro de extrema importância é a **eficiência volumétrica**, que representa a relação da quantidade de ar que é admitida com a que caberia nas condições de admissão. Quanto maior a eficiência volumétrica, maior a quantidade de ar que entra nos cilindros e, para o mesmo AFR, a quantidade de combustível é também maior, produzindo um maior binário e potência. A eficiência volumétrica é dada por:

$$\eta_v = \frac{\text{massa de ar admitida}}{\text{volume máximo admissível}} = \frac{m_{ar}}{\rho_{ar} \cdot V_d} = \frac{2 \dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} \cdot V_d \cdot N} \quad (2.9)$$

sendo n a velocidade de rotação, em rotações por minuto, e ρ_{ar} a massa volúmica do ar.

Pressão média indicada, efetiva e de atrito

Entende-se por pressão média indicada (p_i) como o trabalho realizado num ciclo por unidade de volume. Ou seja, se o interior do cilindro estivesse constantemente à pressão p_i , ele produziria o mesmo trabalho que produz, como representado na Figura 2.5.

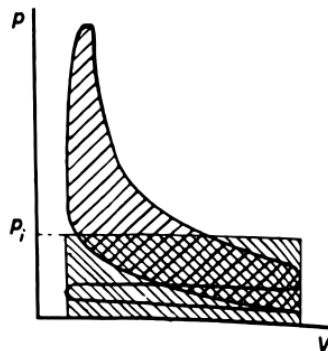


Figura 2.5 - Diagrama p-v do ciclo Otto com a representação da pressão média indicada (adaptado de [6])

Assim, pode-se falar de potência indicada (P_i) definida como

$$P_i = p_i \cdot V_d \cdot \frac{N}{n_r} \quad (2.10)$$

em que n_r é o número de rotações por ciclo (num motor a 4 tempos, $n_r = 2$), e também de binário indicado (B_i):

$$P_i = 2\pi \cdot B_i \cdot N \quad (2.11)$$

levando a que,

$$B_i = p_i \cdot V_d \cdot \frac{1}{2\pi n_r} \quad (2.12)$$

No entanto, a potência que o motor disponibilizada para o veio é menor que a potência indicada. Isto acontece porque à potência produzida pelo motor é necessário retirar a potência de perdas mecânicas ou de fricção. Então, à pressão realmente disponível no veio do motor chama-se pressão média efetiva (p_e) e pode-se definir também uma potência (P_e) e binários efetivos (B_e), com relações entre si idênticas às acima referidas.

Como nem todo o trabalho desenvolvido é útil, visto que é necessário vencer atritos (como entre o pistão e o cilindro, ou entre a cambota e a biela, ou para acionar órgãos auxiliares, como a bomba de água ou de óleo), designa-se por **perdas mecânicas** a diferença entre o trabalho indicado e efetivo. E da mesma maneira se pode definir potência de perdas mecânicas (ou de atrito) e pressão média de atrito.

À razão entre valores efetivos e indicados chama-se **rendimento mecânico**:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (2.13)$$

2.2 Range Extenders

Com o crescente aumento da preocupação ambiental relativamente ao consumo de combustíveis fósseis e ao nível de emissões poluentes de automóveis movidos por motores de combustão interna, deu-se um grande crescimento do mercado de veículos híbridos e elétricos, que mostram um grande potencial de avanço tecnológico, nomeadamente na direção da sustentabilidade do sector dos transportes. No entanto, e apesar dos elevados rendimentos que apresentam os motores elétricos, especialmente quando comparados com motores de combustão interna, a sua autonomia é muito reduzida, devido principalmente à tecnologia de baterias existente atualmente, de tal modo que este problema deu origem ao “*range anxiety*”, o receio que a autonomia do veículo não seja suficiente para alcançar o destino pretendido, constituindo uma barreira à venda de veículos elétricos, em oposição aos habituais veículos movidos por motor de combustão interna [8] [9].

Tem havido várias tentativas de resposta ao *range anxiety*, como a implementação de infra-estruturas a nível nacional para carregamento das baterias, com distâncias mínimas entre estações suficientes para que a autonomia do carro alcance a próxima estação. No entanto, a Estónia é o único país até agora a ter uma rede de estações destas que cubra todo o país. Outras soluções passam pelo desenvolvimento das baterias existentes, para que tenham maiores autonomias, ou o estabelecimento de postos de troca de baterias gastas por baterias carregadas. Uma alternativa bastante interessante a estas soluções é o *range extender*. O *range extender* é uma unidade auxiliar que alimenta um gerador que, por sua vez carrega a bateria de um veículo elétrico quando esta se encontra descarregada. Estes *range extenders* são geralmente motores de combustão interna de menores dimensões e potência que os habituais, mas que apresentam maiores eficiências. No entanto, um *range extender* pode ser uma célula de combustível, uma micro-turbina ou qualquer outro tipo de motor [10] [11].

O primeiro veículo elétrico equipado com um *range extender* foi o Chevrolet Volt, lançado em 2010. O Volt apresenta uma autonomia que varia entre os 40 e os 80 km, funcionando apenas com o motor elétrico e, quando a bateria de 16 kWh é descarregada abaixo de um certo nível, é acionado um pequeno motor a gasolina de 1,4 L (ver Figura 2.6), que funciona como gerador, extendendo assim a autonomia em 500 km adicionais [12].

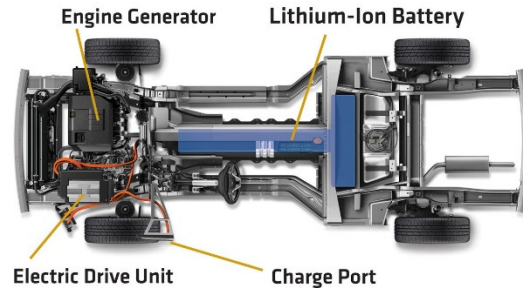


Figura 2.6 - Disposição do motor elétrico e a gasolina no Chevrolet Volt (adaptado de [13])

O BMW i3, um veículo completamente elétrico lançado em 2014, também conta com a possibilidade de implementar um *range extender*. A sua bateria permite-lhe atingir uma autonomia entre os 130 e os 160 km, mas quando a bateria atinge 6% da sua capacidade, é ativado o *range extender* para a carregar, extendendo a autonomia aproximadamente mais 140 km.

Existem também empresas que oferecem *range extenders* como produtos para instalar em veículos elétricos, como por exemplo a Duke Engine, que fornece 56 kW para recarregar a bateria e a Mahle Powertrain, que atinge os 30 kW, ou a AVL que disponibiliza um *range extender* na forma de motor rotativo de 250 cm³, capaz de produzir 18 kW a 5000 rpm, com um rendimento que ronda os 30% . Estes motores têm a vantagem de ser compactos e leves, podendo ser instalados em qualquer veículo elétrico [14] [15] [16].

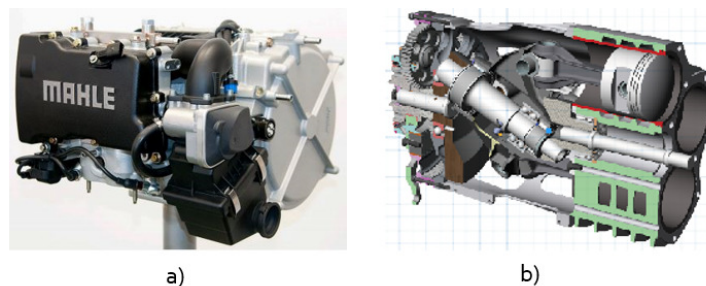


Figura 2.7 - Range extender disponibilizado pela a) Mahle Powertrain b) Duke Engine (adaptado de [14] e [15])

2.3 Otimização de motores de combustão interna – estado da arte

O aumento da eficiência dos motores é, cada vez mais, uma das grandes lutas na indústria automóvel, atualmente. Para tal, tem havido ampla investigação nesta área de modo a que, controlando parâmetros de funcionamento do motor, como a variação da taxa de compressão, a abertura e fecho de válvulas, a sobre-alimentação, ou a sobre-expansão, se possam atingir melhorias ao nível da eficiência destes motores [17]. Com o objetivo de **escolher uma estratégia para aumentar a eficiência do range-extender**, este sub-capítulo dedica-se a fazer um breve sumário de algumas estratégias que têm sido adotadas para este efeito.

2.3.1 Taxa de compressão variável

Num motor de combustão interna, a taxa de compressão está diretamente relacionada com a sua eficiência, já que se dá uma melhor combustão, não sendo geralmente tão elevada quanto se queira, já que o aumento da taxa de compressão acarreta consigo um aumento da temperatura e pressão no interior do cilindro,

o que poder levar ao aparecimento de *knock*, sendo também controlado pelo índice de octano do combustível utilizado. Os valores para a taxa de compressão variam geralmente dentro dos seguintes intervalos:

Tabela 2.1 - Valores típicos de taxas de compressão em diferentes tipos de motor (adaptado de [18])

Tipo de motor	r_c		Limitado por
	Desde	Até	
Motor SI 2 tempos	7,5	10	Auto-ignição
Motor SI (duas válvulas)	8	10	<i>Knock</i> , auto-ignição
Motor SI (quatro) válvulas)	9	11	<i>Knock</i> , auto-ignição
Motor SI injeção direta	11	14	<i>Knock</i> , auto-ignição
Motor Diesel (injeção indireta)	18	24	Perda de eficiência a 100% carga
Motor Diesel (injeção direta)	17	21	Perda de eficiência a 100% carga

Como as condições de funcionamento de um motor (de automóvel) não são sempre as mesmas, pode-se introduzir algum mecanismo de variação da taxa de compressão de modo a que este funcione sempre nas melhores condições possíveis e assim otimizar a sua eficiência.

Saab SVC

Este motor desenvolvido pela Saab (SVC – *Saab Variable Compression*), de 5 cilindros e 1.6L, consegue fornecer 225 cv de potência e ter um consumo de combustível 30% inferior ao consumo de um motor convencional que forneça uma potência semelhante. A peculiaridade deste motor é a sua capacidade de deslocar a cabeça em cerca de 4°, como se pode ver na Figura 2.8, o que permite alterar continuamente e consoante seja necessário a taxa de compressão do motor desde 8:1 até 14:1 [19].

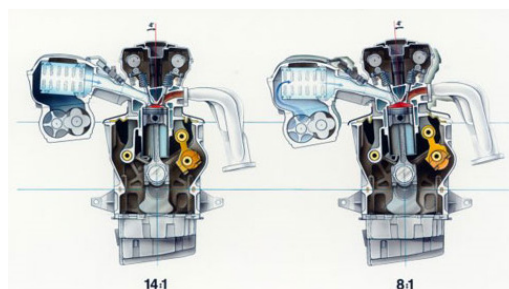


Figura 2.8 - Sistema SVC (adaptado de [19])

Nissan INFINITI VC-Turbo

A Nissan desenvolveu também um sistema de variação contínua da taxa de compressão através do acoplamento de um mecanismo entre a cambota e a biela (Figura 2.9), que permite alterar a posição do apoio desta última na cambota, alterando assim o volume varrido pelo pistão e, conseqüentemente, a taxa de compressão [20].

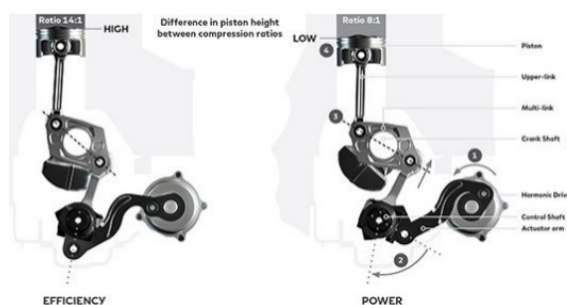


Figura 2.9 - Princípio de funcionamento do INFINITI (adaptado de [21])

Peugeot MCE-5

A Peugeot desenvolveu um motor, o MCE-5 (*Multi Cycle Engine*), no qual é possível alterar a taxa de compressão do motor consoante a carga imposta ao motor, através da variação do volume da câmara de combustão. O MCE-5 conta com um atuador hidráulico que está acoplado a um sistema biela-manivela que movimenta uma roda dentada ligada à biela do motor. Esta roda dentada, por outro lado, está ligada a uma cremalheira, no topo do qual se encontra o pistão, transmitindo o movimento do cilindro hidráulico para o pistão. Assim, ao movimentar-se o cilindro hidráulico altera-se o movimento do pistão, levando a uma alteração da taxa de compressão.

Na Figura 2.10, é possível observar o pistão no PMS mas com taxas de compressão diferentes devido à alteração da posição do atuador hidráulico.



Figura 2.10 - Variação do deslocamento máximo do pistão com o atuador (adaptado de [22])

Pode-se ver também na Figura 2.11 um esquema em corte do MCE-5, onde se destaca principalmente o pistão à esquerda e o atuador hidráulico à direita.

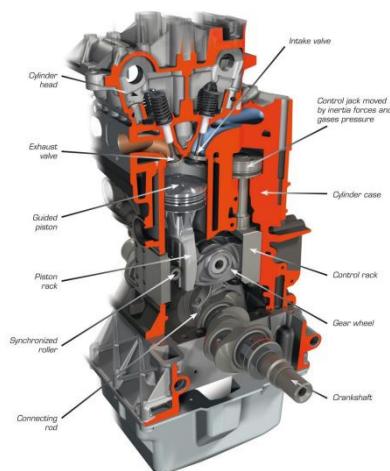


Figura 2.11 - Esquema do MCE-5 (adaptado de [23])

2.3.2 Sistemas de variação de abertura e fecho de válvulas

A alteração da abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape de um motor é muitas vezes utilizada como um meio para otimizar motores, como a maximização da potência que o motor produz, ou a diminuição de combustível consumido, ou um aumento no rendimento ou na eficiência volumétrica do motor.

Ao projetar um sistema que permita esta variação de abertura e fecho é necessário ter em conta que a baixas rotações as válvulas devem abrir e fechar o mais próximo possível dos pontos mortos, de modo a que entre a maior quantidade de mistura possível e que seja expulsa do cilindro a maior quantidade de gases de combustão possível. A médias rotações, estes tempos já devem afastar um pouco dos pontos mortos, para tirar algum partido dos efeitos dinâmicos de inércia dos gases. A altas rotações deve existir uma abertura e fecho o

mais afastados possível dos pontos mortos, permitindo aproveitar o máximo dos efeitos dinâmicos de inércia de gases, o que leva a um enchimento do cilindro ótimo, para que também se obtenha a potência máxima, como habitualmente se deseja a altas rotações.

Para conseguir satisfazer as condições acima descritas, seria necessário um acionamento eletromagnético ou hidráulico, que na prática acabam por não ser utilizados dado que requerem uma potência muito elevada para o seu funcionamento e estarem limitados tanto pelo seu tamanho como pelas velocidades de rotação requeridas [4].

Sistemas variadores de fase

Uma das formas mais simples de alterar a abertura e fecho das válvulas é alterar a fase, ou seja, alterando o momento de início de abertura (e, conseqüentemente, do fecho), mantendo a sua duração e abertura (*lift*). Exemplos disto são o sistema VANOS da BMW e VVT-i, da Toyota. Estes sistemas permitem modificar a fase das árvores de cames de admissão em alguns ângulos de fase fixos, a velocidades de rotação do motor bem determinadas [24] [25].

Alguns sistemas mais complexos permitem alterar a fase de forma contínua, como por exemplo o sistema Double VANOS da BMW ou o VCP (*Variable Cam Phasing*) da Delphi, que controla a fase tanto da árvores de cames de admissão como de escape numa gama fixa de ângulos, sem alterar a duração da abertura das válvulas nem o deslocamento máximo. A baixas rotações, as válvulas abrem mais tarde, de modo a permitir que entre a maior quantidade de mistura no cilindro. À medida que se vai aumentando a velocidade de rotação do motor, as válvulas vão abrindo gradualmente mais cedo [26].

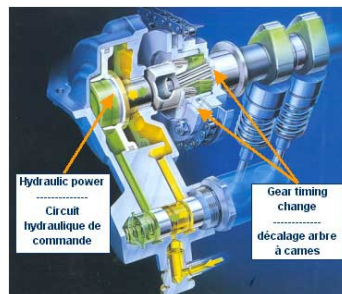


Figura 2.12 - Sistema VANOS (adaptado de [27])

Sistemas variadores de came

Outros sistemas permitem controlar não só a fase mas também a duração de abertura e o deslocamento das válvulas através da mudança para um outro came, como por exemplo o sistema VTEC (*Variable Valve Timing and Lift Electronic Control*), desenvolvido pela Honda. Se as cames das válvulas de admissão fossem feitas de tal maneira a abrir durante pouco tempo e com um deslocamento máximo relativamente pequeno, de modo a promover a condução a baixas velocidades de rotação, não seria possível ao motor atingir as potências desejadas a altas rotações. Se, por outro lado, as válvulas de admissão abrirem durante muito tempo, a eficiência a baixas rotações ficaria prejudicada [28].

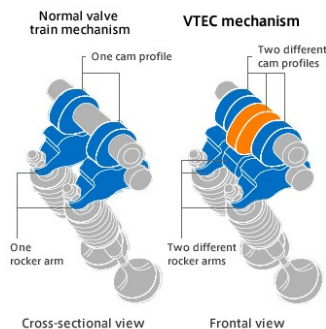


Figura 2.13 - Esquema de funcionamento do VTEC (adaptado de [28])

Com o sistema VTEC, é possível ter um perfil de came para baixas velocidades de rotação e um outro para altas. Em regime de baixas rotações os dois comes laterais deslocam os dois balanceiros correspondentes enquanto que o came central (a cor de laranja), com um deslocamento máximo maior e maior tempo de abertura, roda solidário com os outros comes mas sem atuar o seu balanceiro. A velocidades mais elevadas, a ECU envia um sinal que faz óleo percorrer um canal no interior do balanceiro central, o qual tem um pino que é deslocado pela pressão hidráulica do óleo e os três balanceiros começam a rodar solidariamente, passando a ser o came central que rege o tempo de abertura e o deslocamento máximo das válvulas [28].

Sistemas variadores de fase e com mudança de came

Combinando as duas tecnologias anteriormente descritas, é possível obter o máximo de eficiência ao longo de toda a gama de rotações do motor, mantendo o máximo possível de potência e reduzindo os consumos, à custa de ter sistemas mais complexos instalados. À medida que se procura cada vez mais eficiência num motor sem querer sacrificar potência, as marcas são obrigadas a desenvolver estes sistemas, muitas vezes adaptados de outros. Um exemplo disto é o VVTL-i, concebido pela Toyota. Como o VVT-i, o VVTL-i, permite alterar o ângulo de fase até 60°, mas de forma contínua, através de um atuador hidráulico no fim da árvore de comes. Além disso, e à semelhança do VTEC da Honda, o VVTL-i também tem dois perfis de comes que são utilizados consoante a necessidade do motor. Como resultado disto, é possível manter um curva de binário quase horizontal, ou seja fornecendo o mesmo binário em qualquer velocidade. Existem muitos outros sistemas com variação de fase e mudança de came, como o i-VTEC, uma evolução do VTEC, o *Variocam Plus* da Porsche, o *Valvelift* da Audi, o *Camtronic* da Mercedes ou o iVLC da General Motors [29].

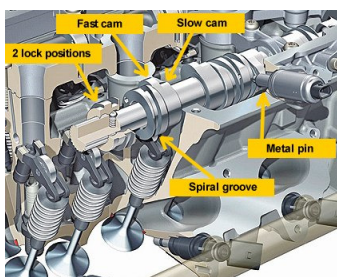


Figura 2.14 - Sistema Valvelift da Audi (adaptado de [29])

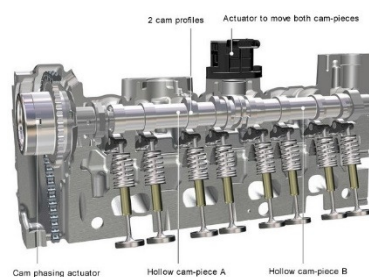


Figura 2.15 - Sistema Camtronic da Mercedes (adaptado de [29])

Sistemas de variação de lift e de duração de abertura das válvulas

Existem também sistemas, como o *Valvetronic*, da BMW, ou *FlexValve* da KSPG Automotive, que permitem controlar o deslocamento máximo e o tempo de abertura das válvulas. O *Valvetronic* tem um eixo de

excêntricos adicional, ativado eletronicamente, e um balanceiro intermédio entre a árvore de cames e a válvula. Ao atuar o eixo de excêntricos adicional, é alterado o ponto de rotação dos balanceiros, alterando assim o deslocamento máximo das válvulas, mesmo sem qualquer movimento da árvore de cames [30] [31].

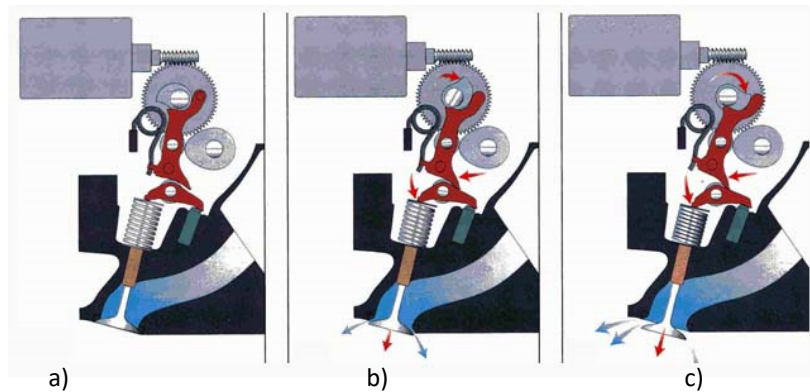


Figura 2.16 - Valvetronic com válvula a) fechada b) aberta com deslocamento mínimo c) aberta com deslocamento máximo (adaptado de [32])

Sistema FreeValve

O conceito do *FreeValve* consiste na possibilidade de controlar tanto o deslocamento máximo como os tempos de abertura e fecho de cada válvula independentemente, seja de admissão ou de escape. Consoante as condições de condução, o sistema atua, segundo a sua programação, nas válvulas de forma a maximizar a *performance* do motor ou a minimizar os consumos e a emissão de poluentes.

Este controlo das válvulas é feito através de atuadores pneumáticos com amortecimento hidráulico, controlados eletronicamente. Assim o *FreeValve* não tem a necessidade de árvores de cames para a abertura e fecho das válvulas, já que estas são controladas através dos atuadores e de sensores de posição, como se vê na Figura 2.17.



Figura 2.17 - Atuador FreeValve (adaptado de [33])

Testes realizados ao *FreeValve* já mostraram reduções de consumo entre 12 e 17% comparando com motores de 2L, com injeção direta e cames variáveis [34].

2.3.3 Motores sobre-expandidos

A pressão dos gases no interior do cilindro aquando a abertura das válvulas de escape é muito superior que a pressão no coletor de escape, assim como a sua temperatura. Isto implica que existe ainda uma grande quantidade de energia disponível que é dissipada no processo de escape. Ao aproveitar esta energia, aumenta-se também o rendimento térmico do ciclo. Uma expansão adicional no interior do cilindro aumentaria o trabalho indicado por ciclo, como se pode ver na Figura 2.29 [4] [5].

A técnica da sobre-expansão de um motor pode ser obtida através de uma cambota especial, através do fecho adiantado da válvula de admissão ou do fecho atrasado. Apresentam-se de seguida alguns motores que utilizam esta técnica.

2.3.3.1 Mecanismos de Cambota especial

Estes motores apresentam uma cambota diferente da habitual de modo a o curso de compressão seja diferente do de expansão.

Motor de Atkinson

Este motor, desenvolvido em 1882 por James Atkinson, procura promover a eficiência. Devido à configuração da cambota, o seu tempo de expansão difere do tempo de compressão. Além disso, ao contrário de um ciclo normal de Otto, que demora duas voltas de cambota para completar os 4 tempos do ciclo, o motor de Atkinson pode percorrer os 4 tempos numa única volta de cambota.

É possível ver na Figura 2.18o mecanismo do motor de Atkinson.

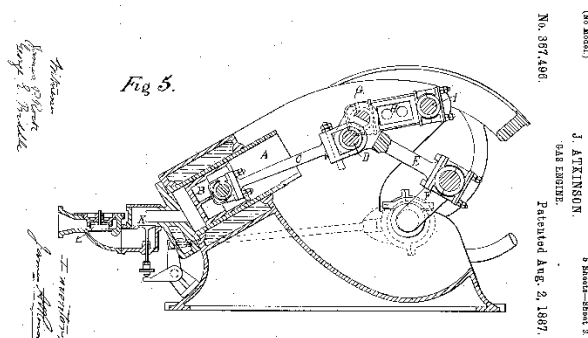


Figura 2.18 - Motor de Atkinson (adaptado de [35])

Hoje em dia, é muito utilizado este conceito da sobre-expansão, especialmente em veículos híbridos, graças a este motor. No entanto, o que Atkinson fez com uma cambota diferente e, obviamente, com maior número de componentes e maiores perdas por fricção, faz-se atualmente com *timing* de válvulas variável [36].

Umotor

Foi desenvolvido na Universidade do Minho um pequeno motor com funcionamento à base do ciclo de Miller, tendo em conta que este é o ciclo que maiores rendimentos pode obter. Assim, está em construção um protótipo deste motor, que conta com um mecanismo hipo-trocóide planetário na cambota para realizar os dois tempos diferentes de compressão e de expansão [37]. Podem ser vistos na Figura 2.19 os tempos do motor.

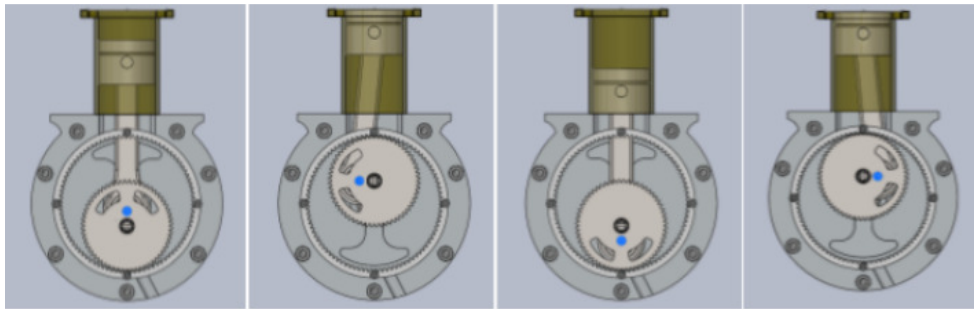


Figura 2.19 - Tempos do UMotor (adaptado de [38])

Através da simulação computacional de ciclos, chegou-se à conclusão que, com o acelerador totalmente aberto (WOT – *Wide Open Throttle*), a 3000 rpm, o rendimento obtido seria de 37%, superior aos rendimentos obtidos atualmente pelo ciclo de Otto.

Honda EXlink

O grupo Honda iniciou, em 2011, a produção em massa de um motor sobre-expandido, o EXlink (*Extended Expansion Linkage Engine*). Ao colocar uma “ligação trigonal” entre a biela e a cambota, que, por sua vez está ligada a um eixo de excêntricos através de uma haste. Este eixo de excêntricos roda a metade da velocidade da cambota, o que permite que o curso do pistão varie consoante esteja a fazer a admissão ou escape. O EXlink é um motor monocilíndrico que admite (e comprime) 110 cm³ e expande 163 cm³. Assim, é possível ter taxas de compressão de 12,2:1 (o suficiente para evitar o *knock*) enquanto que a taxa de expansão atinge 17,6:1 [39].

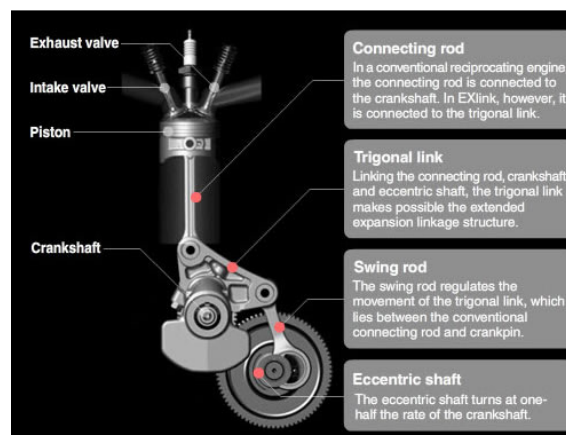


Figura 2.20 - O motor EXlink (adaptado de [40])

O EXlink tem também a vantagem de reduzir a fricção entre o pistão e o cilindro, já que o ângulo máximo que a biela faz é de 2,4° em relação à direção do movimento do pistão, reduzindo substancialmente a força lateral no pistão e, conseqüentemente a força de atrito, quando comparando com um motor convencional, em que este ângulo máximo pode chegar a 16° [39].



Figura 2.21 - Comparação entre os ângulos máximos de biela num motor convencional e no EXlink (adaptado de [39])

2.3.3.2 Sobre-expansão com alteração de tempo de válvulas

Com a evolução da tecnologia dos motores e o desenvolvimento sobre o controlo das válvulas, tornou-se mais simples a técnica da sobre-expansão utilizada por Miller, em vez da de Atkinson, já que não seria necessário desenvolver mecanismos complexos que alterassem o curso do pistão, mas podia-se partir do funcionamento de um motor convencional para se chegar a um motor sobre-expandido.

Utilizando a técnica do LIVC, a válvula de admissão permanece aberta até depois do PMI, o que implica que parte da mistura admitida será enviada de volta para as condutas de admissão (“back-flow”). Por outro lado, quando se utiliza EIVC, a válvula de admissão fecha antes do pistão chegar ao PMI, pelo que a pressão da mistura admitida diminui até que o pistão comece o tempo de compressão, e aí a pressão da mistura sobe novamente.

Estas duas técnicas têm duas grandes diferenças entre si. A primeira são as perdas de bombagem. Quando um motor trabalha com EIVC (Figura 2.22), é necessário realizar trabalho para continuar a expandir a mistura fresca, sendo esse trabalho recuperado quando se inicia a compressão, já que a sub-pressão da mistura atua como que uma “bomba de sucção” para o pistão. Acresce a isto o facto de que é admitida menos carga do que em LIVC. Por outro lado, em LIVC existem perdas de bombagem adicionais, pois além de ser necessário admitir toda carga, também é necessário expulsar parte dela que foi admitida, como se verifica na , como se verifica na Figura 2.23. A segunda grande diferença é a eficiência volumétrica. Em EIVC, a eficiência volumétrica é altamente prejudicada, especialmente a altas velocidades de rotação, reduzindo a massa de ar que entra no cilindro, e portanto, o binário. Já em LIVC, a elevadas rotações, toma um grande partido dos efeitos dinâmicos de inércia do ar que, por a válvula se encontrar ainda aberta, pode continuar a entrar no cilindro apesar do pistão já se estar a deslocar para o PMS até que comece o *back-flow*.

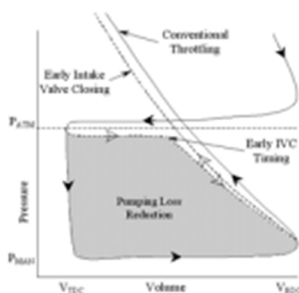


Figura 2.22 - Perdas de bombagem em EIVC (adaptado de [41])

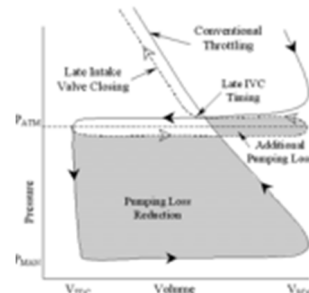


Figura 2.23 - Perdas de bombagem em LIVC (adaptado de [41])

Assim, o LIVC é vantajoso em relação ao EIVC, já que o aumento em eficiência volumétrica compensa as perdas de bombagem adicionais, sendo esta a técnica de sobre-expansão mais utilizada atualmente [41] [42].

Mazda Millenia

O motor que equipava o Mazda Millenia em 1995, o KJ-ZEM é um motor de 2,3 L que opera em ciclo de Miller com LIVC. Fornecia até 210 cv de potência, contando com um super-compressor para compensar a perda de potência associada à utilização de ciclo Miller, quando comparado com o ciclo Otto. Depois de passar pelo super-compressor, o ar passa por um intercooler, que o arrefece e torna mais denso, de modo a aumentar a carga admitida no cilindro e a reduzir o *back-flow* [43] [44].

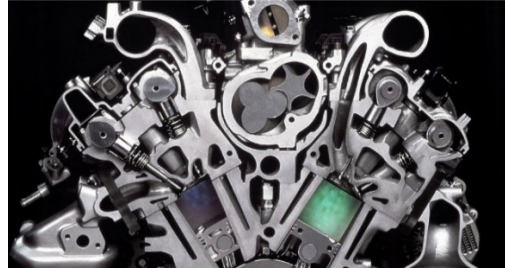


Figura 2.24 – Motor KJ-ZEM em corte (adaptado de [44])

Mazda2

Além do Millenia, a Mazda lançou outro carro com um motor de ciclo Miller, o Mazda2, em 2007. O motor, de 1,3 L naturalmente aspirado, veio introduzir uma redução de cerca de 20% nos consumos em relação ao modelo anterior, segundo a marca, através de um sistema de transmissão variável contínua (CVT – *Continuously Variable Transmission*) e um outro de controlo sequencial de válvulas (SVT – *Sequential Valve Time System*). O CVT permite que o motor forneça binário sem perdas de potência enquanto que o SVT controla o *timing* das válvulas, utilizando LIVC para aumentar a taxa de expansão e aumentar a eficiência térmica [45].

Toyota Prius

Em 2009, a Toyota substituiu o motor 1NZ-FXE, de 1,5 L que equipava o híbrido Toyota Prius, pelo 2ZR-FXE, com 1,8 L de cilindrada, com base no ciclo de Miller. Este motor é capaz de fornecer 98 cv de potência e quando, trabalha em conjunto com o motor elétrico, chega aos 134 cv. Tem uma taxa de compressão geométrica fixa de 13:1 e uma taxa de compressão retida variável, através do sistema VVT-i, que controla a abertura e fecho das válvulas para se usar o LIVC [46].

Existem ainda muitos outros exemplos de motores sobre-expandidos, como o Ford Fusion Hybrid, de 2 L ou a última geração do Audi A4, que também contará com um motor de 2 L, com ciclo de Miller, apresentando 188 cv de potência e sendo capaz de fornecer 320 Nm de binário desde as 1450 rpm até 4400 rpm. O *timing de válvulas* é controlado pelo sistema Valvelift [47] [48].

Tendo em conta todas as tecnologias descritas neste sub-capítulo, como a possibilidade de alterar a taxa de compressão ou os tempos de abertura e fecho de válvulas em funcionamento, parece que a mais simples e eficaz de pôr em prática será a da aplicação de um *range extender* baseado num **motor de combustão interna que siga um ciclo sobre-expandido através do método LIVC**, em vez do tradicional ciclo Otto, que apesar de ter maiores perdas de bombagem que a outra alternativa (EIVC), tira bastante proveito da inércia dos gases, sendo possível aumentar assim a sua eficiência volumétrica. Uma breve descrição de ambos os ciclos Otto e Miller é apresentada no sub-capítulo seguinte.

2.4 Ciclos Termodinâmicos

Cada MCI funciona com base num ciclo termodinâmico. Este ciclo é uma sucessão de processos que podem ser modelados com alguma aproximação, visto que há uma série de fenómenos bastante difíceis de descrever e que fazem diferenciar os ciclos reais dos teóricos (como por exemplo, perdas de calor, atritos, combustão incompleta, abertura e fecho de válvulas não instantâneos, e muitos outros). Estes processos são: admissão, compressão, combustão/expansão e escape. Modelando cada um destes processos, pode-se simular, então, teoricamente um ciclo completo de um motor. No âmbito deste trabalho, apenas serão estudados os ciclos Otto e Miller.

Fazendo uma análise a estes ciclos, é possível retirar informações úteis como a eficiência térmica ou a potência que se esperam obter do motor. Também é possível identificar quais os processos a otimizar para se aumentar a eficiência do motor. A eficiência térmica (η) é definida como a razão entre o trabalho produzido e a energia fornecida ao sistema, neste caso, sob a forma de energia química, presente no combustível. O trabalho pode ser entendido como a diferença entre o calor fornecido por uma fonte quente, Q_{in} , e o calor fornecido a uma fonte fria, Q_{out} , segundo a Segunda Lei da Termodinâmica.

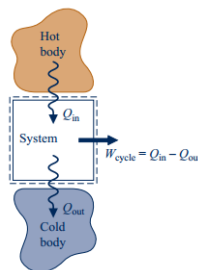


Figura 2.25 - Esquema representativo de um sistema seguindo um ciclo de potência (adaptado de [49])

Tem-se assim a eficiência térmica do motor como

$$\eta = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (2.14)$$

Estes ciclos são considerados fechados (ou seja, não apresentam trocas gasosas com o exterior) e, no entanto, os motores apresentam ciclos abertos, já que têm de admitir mistura fresca (ar e gasolina não queimados) e expulsar os gases resultantes da combustão do ciclo anterior.

2.4.1 Ciclo de Otto

Os motores de ignição comandada (gasolina) seguem um ciclo termodinâmico que, regra geral, é o ciclo Otto. Pode-se ver na Figura 2.26 a evolução do ciclo num diagrama pressão vs volume (p-v).

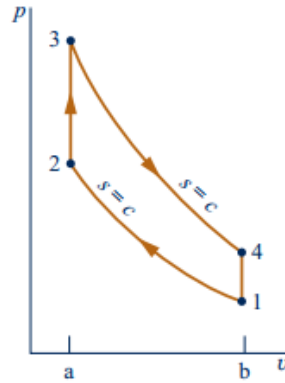


Figura 2.26 - Diagrama p-v de um ciclo Otto (adaptado de [49])

Os processos que compõem este ciclo são:

- 1-2: Compressão isentrópica (igual entropia) do ar enquanto o pistão se desloca do PMI para o PMS.
- 2-3: Transferência de calor a volume constante proveniente de uma fonte externa. Pretende-se assim representar a explosão rápida da mistura ar-combustível.
- 3-4: Expansão isentrópica, em que o pistão se desloca para o PMI. É nesta fase que é produzido o trabalho útil.
- 4-1: Transferência de calor a volume constante para o exterior.

Pode-se também concluir, com relativa facilidade, que a eficiência térmica teórica de um motor é dada por [5]:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (2.15)$$

em que γ representa o coeficiente de expansão adiabática (ou razão de calores específicos) do gás, habitualmente 1,4 para o ar.

Numa primeira análise, conclui-se que a eficiência térmica de um motor é altamente dependente da sua taxa de compressão, r_c . No entanto, esta não pode ser tão alta quanto se queira devido à ocorrência de *knock* e auto-detonação da gasolina, fenómenos altamente prejudiciais ao bom funcionamento do motor e que podem causar a sua destruição. Assim, a taxa de compressão está geralmente limitada a um valor de 12 para motores que funcionem a gasolina. Na Figura 2.27 é possível observar a evolução do rendimento térmico com a taxa de compressão.

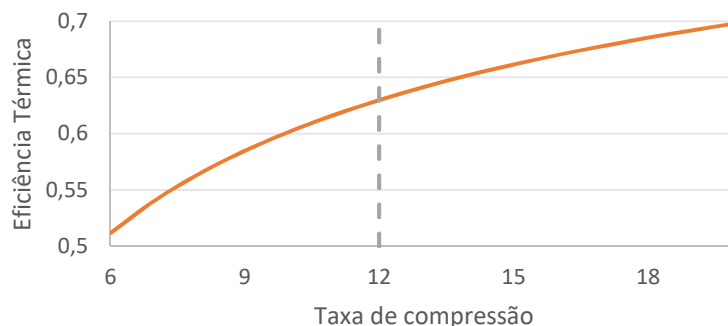


Figura 2.27 - Evolução da eficiência térmica com a taxa de compressão de um motor SI

No entanto, o rendimento de motores reais depende também da carga como da razão AFR. Pode-se variar a carga com uma válvula na conduta de admissão de ar. Ao diminuir a quantidade de ar admitido, reduz-

se também a quantidade de combustível injetado para o mesmo valor de AFR (em motores a gasolina, é muito vulgar que seja o valor estequiométrico ou muito próximo).

Um aspeto importante a considerar são as perdas de bombagem, ou seja, trabalho que o motor necessita de realizar no momento da admissão (para a entrada do mistura de ar-combustível no cilindro) e no momento do escape (para expulsar os gases resultantes da combustão). A Figura 2.28 mostra um ciclo de um motor a gasolina com duas áreas representadas, a primeira, de trabalho útil realizado pelo motor, e uma segunda, de trabalho negativo, onde estão as perdas de bombagem do motor.

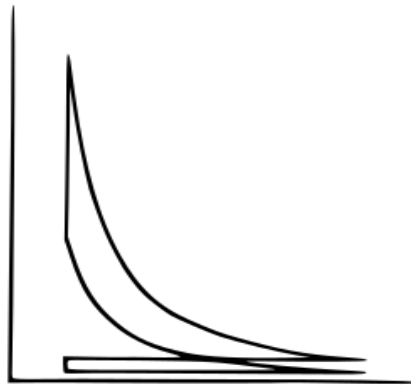


Figura 2.28 - Ciclo Otto com trocas de gases e perdas de bombagem (adaptado de [6])

2.4.2 Ciclo sobre-expandido

Este ciclo, patenteado por Ralph Miller a 24 de Dezembro de 1957, é uma **adaptação do ciclo de Otto**, que procura um aumento da eficiência térmica do ciclo através do maior aproveitamento da elevada entalpia presente nos gases de escape, sob a forma de elevadas pressões e temperaturas. Isto faz-se recorrendo à sobre-expansão, ou seja, tendo um tempo de expansão maior que o de compressão. Na Figura 2.29, é possível ver como a compressão vai do ponto 1 até ao ponto 2, enquanto que a expansão segue do ponto 3 para o 4.

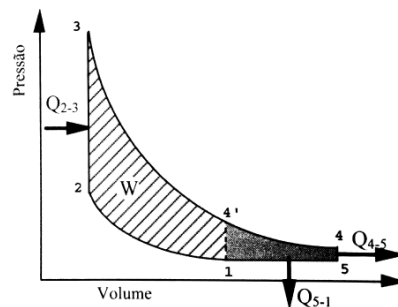


Figura 2.29 - Ciclo ideal sobre-expandido: o trabalho extra aproveitado está assinalado a cinzento (adaptado de [4])

A sobre-expansão pode ser conseguida de várias maneiras. Uma maneira é através do uso de uma cambota especial, no qual o curso do pistão não é sempre o mesmo, permitindo tempos de compressão e de explosão diferentes [50]. No entanto, adotar esta estratégia é mecanicamente complicado. Uma alternativa mais viável é variando a carga, atrasando (LIVC, *Late Intake Valve Closure*) ou adiantando (EIVC, *Early Intake Valve Closure*) o fecho da válvula de admissão, o que altera a quantidade de mistura ar-combustível que entra no cilindro. O ciclo sobre-expandido utilizando LIVC ou EIVC está representado num diagrama p-v na Figura 2.30.

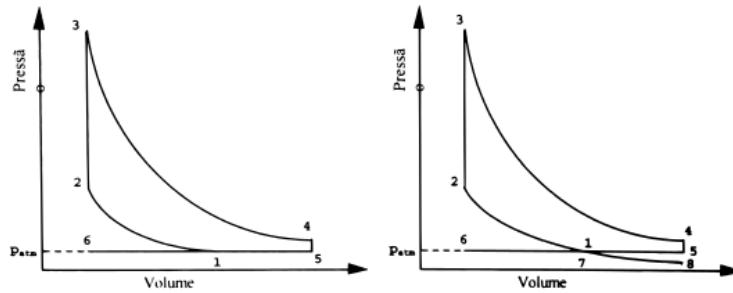


Figura 2.30 - Ciclo de Miller com LIVC (à esquerda) e EIVC (à direita) (adaptado de [4])

Existe então um novo conceito de taxa de compressão, já que o tempo de compressão efetiva não se dá exatamente desde que o pistão parte do PMI até ao PMS. Com base na Figura 2.30, à nova taxa de compressão chama-se **taxa de compressão retida** (ϵ_{ret}), que pode ser calculada como:

$$\epsilon_{ret} = \frac{V_{início\ da\ compressão}}{V_{PMS}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.16)$$

e define-se também uma **taxa de compressão geométrica** (ϵ_g):

$$\epsilon_g = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_5}{V_2} \quad (2.17)$$

À razão entre as taxas de compressão geométrica e retida chama-se **relação de expansão** (σ):

$$\sigma = \frac{\epsilon_g}{\epsilon_{ret}} = \frac{V_5}{V_1} \quad (2.18)$$

Quanto maior a relação de expansão, maior será o aproveitamento da entalpia dos gases de escape, o que pode ser utilizado para obter um maior rendimento térmico teórico do motor. No entanto, uma relação de expansão exagerada pode causar o efeito contrário.

Ciclo sobre-expandido com ϵ_g fixa

Em casos de motores com a taxa de compressão geométrica fixa, ao variar a carga através da borboleta do acelerador ou pela variação de tempos de válvulas, acontece que a quantidade de mistura de ar-combustível que é admitida no cilindro se reduz, reduzindo-se assim a taxa de compressão retida. Consequentemente, a pressão máxima do ciclo diminui, levando a uma redução do rendimento do motor.

O rendimento do ciclo sobre-expandido pode ser calculado nestas condições como [37]:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon_g^{\gamma-1}} - \frac{1 + \sigma^\gamma \cdot (\gamma - 1) - \gamma \cdot \sigma^\gamma}{B \cdot (\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma-1}} \quad (2.19)$$

em que $B = \frac{PCI}{R \cdot T_1 \cdot (1 + AFR)}$ será uma constante, se a mistura for mantida estequiométrica.

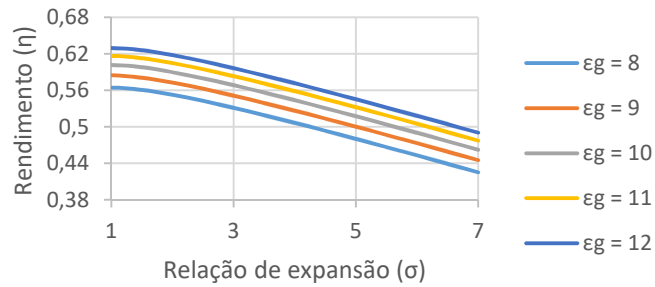


Figura 2.31 - Evolução da eficiência com a relação de expansão [37]

Ciclo sobre-expandido com ϵ_{ret} fixa

Por outro lado, garantindo que ϵ_{ret} é fixa, é possível aumentar o rendimento do motor se se aumentar a relação de expansão, ou seja aumentando a taxa de compressão geométrica. Isto aplica-se em motores que tenham a capacidade de alterar o *timing* de abertura das válvulas de admissão bem como uma câmara de combustão com volume variável, para que seja possível variar ϵ_g . O rendimento do ciclo sobre-expandido é, então, calculado por [37]:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon_{ret}^{\gamma-1} \cdot \sigma^{\gamma-1}} + \frac{\gamma \cdot \sigma^{\gamma-1} - (\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma} - 1}{B \cdot (\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma-1}} \quad (2.20)$$

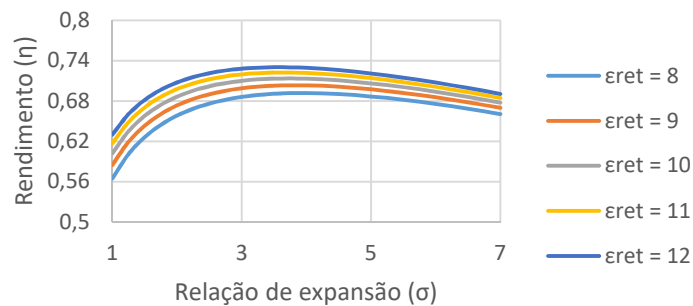


Figura 2.32 - Evolução da eficiência com a relação de expansão [37]

Daqui se conclui que a sobre-expansão será vantajosa caso se consiga uma taxa de compressão retida otimizada para as gamas de cargas utilizadas pelo motor. Num motor de carga variável isto requer que a taxa de compressão geométrica utilizada de modo a que a taxa de compressão retida resultante seja a ótima.

3 Instalação Experimental

Passa-se agora a apresentar uma descrição da instalação que foi utilizada no decorrer deste projeto, no Laboratório de Motores e Termodinâmica Aplicada na Universidade do Minho, em Guimarães, bem como os equipamentos que foram utilizados aquando o desenvolvimento desta dissertação.

3.1 Motor BMW K75

O motor utilizado para testes experimentais provém de uma BMW K75, que conta com 3 cilindros e 750 cm³ de cilindrada. Já tinha sido alterado o seu ciclo de funcionamento de Otto para sobre-expandido (através de LIVC) em trabalhos de dissertação em anos anteriores, nomeadamente na dissertação do aluno Carlos Castro, no ano de 2015/2016 [42]. Com o presente trabalho, pretendeu-se dar continuidade ao trabalho já realizado, completando-o e testando um outro *timing* de válvulas, através de uma nova árvore de cames, que continua a funcionar em LIVC mas permanece aberta menos tempo que a árvore de cames testada anteriormente.

Foi utilizada como unidade de controlo do motor (ECU – *Engine Control Unit*) a *MegaSquirt II V3.0*, instalada no âmbito de uma dissertação anterior [51], em vez do sistema original Bosch LE-Jetronic uma vez que este sistema é bastante configurável e de fácil leitura e alteração dos mapas do motor [52].



Figura 3.1 - BMW K75 (adaptado de [53])

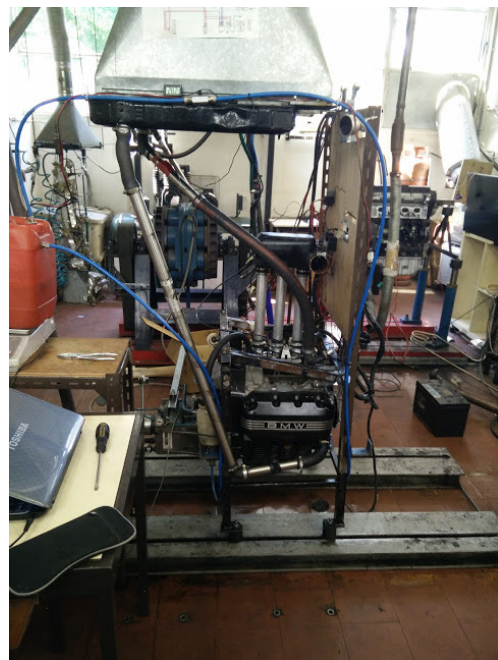


Figura 3.2 - Motor BMW K75 instalado no laboratório

As características do motor K75 utilizado no decorrer deste trabalho são apresentadas na Tabela 3.1:

Tabela 3.1 - Características do motor K75 antes da alteração para ciclo sobre-expandido (adaptado de [42] [54])

Motor	BMW K75
Cilindrada	750 cm ³
N cilindros	3 em linha
Curso do pistão	70 mm
Diâmetro do cilindro	67 mm
Taxa de compressão	11:1
Distribuição e nº válvulas	DOHC, 2 válvulas por cilindro
Abertura e fecho da admissão (3 mm lift)	5º antes PMS; 27º depois PMI
Abertura e fecho do escape (3 mm lift)	28º antes PMI; 5º antes PMI
Potência máxima	55 kW@8500 rpm
Binário máximo	68 Nm@6750 rpm
Velocidade de rotação máxima	Contínuo: 8600 rpm; máximo permitido: 8700 rpm
Velocidade de ralenti	950±50 rpm
Sentido de rotação	Anti-horário
Fornecimento de combustível	
Sistema utilizado	Injeção eletrônica digital, indireta multiponto MegaSquirt II V3.0
Combustível	Gasolina 98
Capacidade do depósito	10 L
Injetores	Eletromecânicos Bosch
Bomba de combustível	EFP 380201 G
Ignição	
Sistema utilizado	Ignição eletrônica digital, MegaSquirt II V3.0
Velas de ignição	NGK DR8EA ou Bosch X5DC; folga do elétrodo 0,6 - 0,7 mm rosca M12x1,25 mm
Bobinas de ignição	Bosch 1213127281
Ordem de ignição	3-1-2
Sensor de posição da cambota	
Sistema utilizado	Sensor Indutivo

3.1.1 Alimentação do motor

O combustível é fornecido ao motor através de uma bomba EFP 380201 G, que se encontra no interior do depósito, sendo injetado na conduta de admissão do motor a uma pressão de cerca de 3 bar. Esta bomba permite pressões de até 5 bar [55]. O sistema conta com uma válvula reguladora de pressão que controla a pressão para vários regimes de funcionamento do motor. Existe também uma linha de retorno do combustível, através da qual o combustível que passou pela conduta de admissão e não foi injetado regressa ao depósito.

O combustível é pesado através de uma balança digital KERN FCB 12K0.1B (Figura 3.3). Esta balança é capaz de medir desde 0,1 g até 12,1 kg, com um erro máximo de 0,1 g [56]. Além disso, comunica com um *software* de aquisição de dados, onde é possível registar a evolução do peso do combustível no depósito enquanto se realizam os testes ao motor.



Figura 3.3 - Balança e depósito de combustível utilizados

3.1.2 Sistema de arrefecimento

Como na maior parte dos motores de combustão interna, o motor K75 apresenta um sistema de arrefecimento líquido destinado a evitar que algum dos componentes aqueça excessivamente, o que poderia levar à sua deformação, deterioração ou gripagem.

Este sistema é constituído essencialmente por um radiador, um tanque de expansão, uma bomba que promove a circulação do líquido de arrefecimento (que se encontra acoplada e é movida pelo motor) e tubos de transporte do líquido, ligados entre si com mangas flexíveis e abraçadeiras de *inox*. Alguns destes componentes tiveram de ser renovados devido aos evidentes sinais de desgaste. Sempre que o motor está em funcionamento, o líquido de arrefecimento está em constante circulação, devido à inexistência de uma válvula termostática, mas não quando o motor se encontra parado.

Para monitorizar a temperatura do líquido de arrefecimento, recorre-se ao *TunerStudio*, o *software* que permite a interação com a ECU *MegaSquirt*. Existe um sensor de temperatura do líquido à saída do motor, que envia um sinal à *MegaSquirt*, que o interpreta e, por sua vez, o envia ao *TunerStudio*. Assim, é possível visualizar no computador e em tempo real o valor da temperatura. Da Figura 3.4 até à Figura 3.8 é possível observar os diversos componentes do sistema de arrefecimento.



Figura 3.4 - Sensor de temperatura do líquido de arrefecimento



Figura 3.5 - Sistema de arrefecimento do motor



Figura 3.6 - Tubo de alimentação do líquido de arrefecimento

Quando a temperatura do motor chega aos 90 °C, temperatura habitual de funcionamento de um MCI, deve ser ligado o ventilador do radiador, o que promove a circulação do ar através do radiador, e assim diminui-se a temperatura do líquido de arrefecimento.

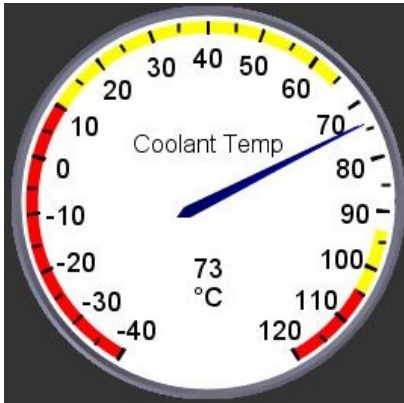


Figura 3.7 - Indicador da temperatura do líquido de arrefecimento do TunerStudio



Figura 3.8 - Ventilador do radiador

3.1.3 Escape

Os gases de combustão produzidos pelo motor são expulsos pelo coletor de escape. São depois conduzidos para uma conduta que termina com uma panela de escape, para reduzir o ruído, e um exaustor, que leva os gases para o exterior. Logo após o coletor de escape, encontra-se uma sonda *lambda*, que mostra num visor próprio, mas também no *TunerStudio*, o valor do AFR (Figuras Figura 3.9 a Figura 3.11).

No decorrer deste projeto, está a ser estudada a implementação de um protótipo de geração de eletricidade proveniente do calor dos gases de escape, através da colocação de módulos termo-elétricos.



Figura 3.9 - Coletor de escape



Figura 3.10 - Panela de escape e exaustor



Figura 3.11 - Sonda lambda

3.1.4 Sistema elétrico

A corrente elétrica, necessária para o funcionamento do motor de arranque, sistema de injeção, de ignição, sensores, e a própria ECU, é fornecida através de uma bateria de 12 V DC e 95 Ah. Esta bateria já apresenta alguns sinais de desgaste, visto que descarrega muito rapidamente, sendo necessário esperar algum tempo que carregue, pois o motor K75 instalado no laboratório não tem um alternador para a carregar.

Para acionar o motor de arranque, é necessário rodar um canhão de arranque (ver Figura 3.12 e acionar um relé manual. Este relé manual é constituído por dois parafusos que se encostam um ao outro, fechando o circuito do motor de arranque, sem que o utilizador lhes toque, como pode ser visto na Figura 3.13:



Figura 3.12 - Canhão de arranque

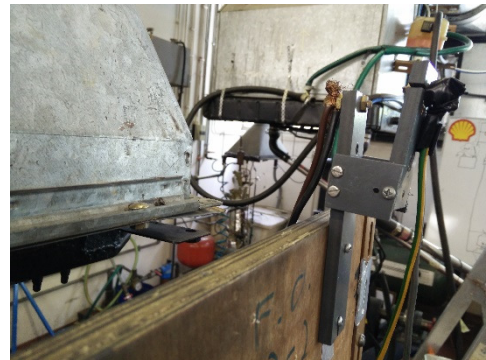


Figura 3.13 - Relé manual do motor de arranque

Além do motor de arranque, este relé aciona os outros sistemas elétricos do motor, como a bomba de combustível, as velas, os injetores, entre outros. A instalação elétrica do motor conta também com uma caixa de fusíveis de lâmina para o proteger de eventuais sobrecargas ou curto-circuitos, como pode ser visto na Figura 3.14:

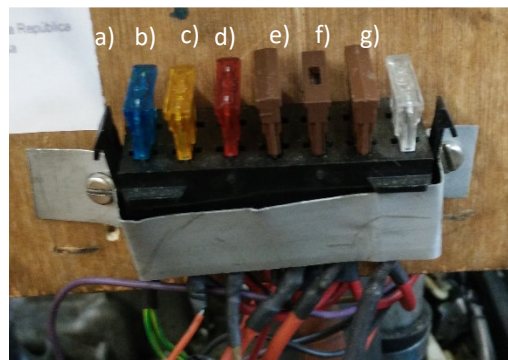


Figura 3.14 - Caixa de fusíveis: a) ignição; b) controlador da sonda lambda; c) bomba de combustível; d) MegaSquirt; e-f) injetores; g) geral

3.1.5 Árvore de cames “Dwell 45”

A árvore de cames designada por “Dwell 45” (chamada assim já que fecha a válvula de admissão 45° mais tarde que a árvore de cames original) foi utilizada no decorrer deste projeto e permite a aplicação da estratégia de LIVC para que o motor K75 opere segundo o ciclo sobre-expandido. É fabricada em aço AISI 3415, próprio para cementação. Foi escolhido este aço pois, a primeira versão desta árvore de cames foi fabricada, veio-se a descobrir *a posteriori*, não a partir de ferro fundido dúctil austemperado (ADI) conforme especificado, mas a partir de ferro fundido lamelar, que é muito macio, e desgastou-se muito rapidamente. Assim, foi escolhido um aço de cementação para que fosse possível aumentar a sua dureza superficial após a sua fabricação e assim este problema não voltasse a ocorrer. A cementação foi feita sem custos, por gentileza da empresa Ramada Aços, com o objetivo de que a dureza superficial fosse de pelo menos 50 HRC.

A Dwell 45 abre 20° antes do PMS e fecha 105° depois do PMI e o seu diagrama de tempos de válvulas pode ser comparado com os timings de válvula originais na Figura 3.15. Previamente, também se alterou a árvore

de cames de escape de modo a reduzir o cruzamento de válvulas, que permite uma maior expansão aos gases de escape, conforme se observa na mesma figura.

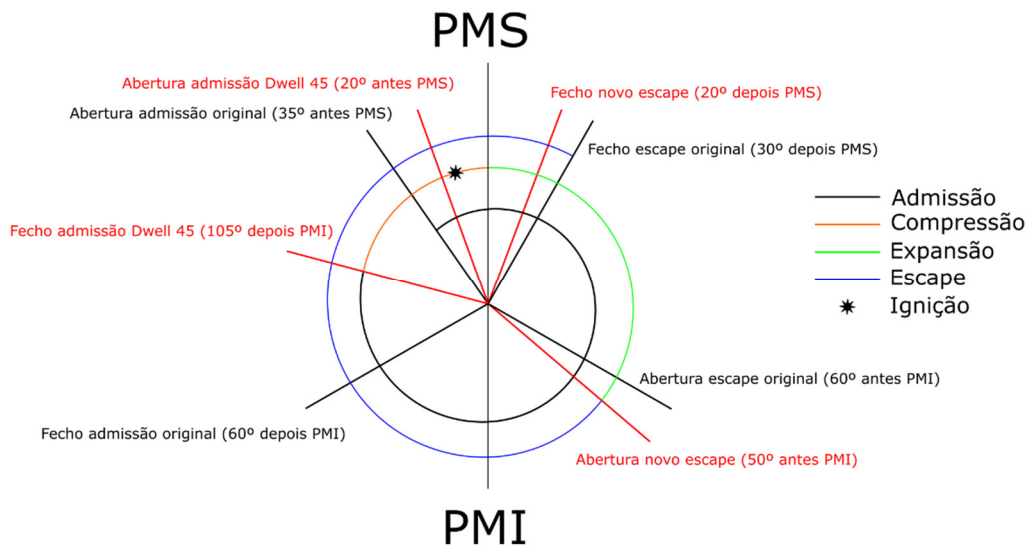


Figura 3.15 - Diagrama de distribuição do motor original (preto) e do motor modificado com a Dwell 45 (vermelho)

Já tinha sido testada a Dwell 50 num trabalho anterior. Ambas as árvores de cames fabricadas e a original podem ser vistas na Figura 3.16. Na Figura 3.17, é possível comparar os perfis das árvores de cames original e Dwell 45, e é fácil observar o patamar de *dwell* da came, que permite que a válvula de admissão fique totalmente aberta durante mais tempo, como pretendido.



Figura 3.16 - Árvores de cames (da esquerda para a direita): original, Dwell 45 e Dwell 50

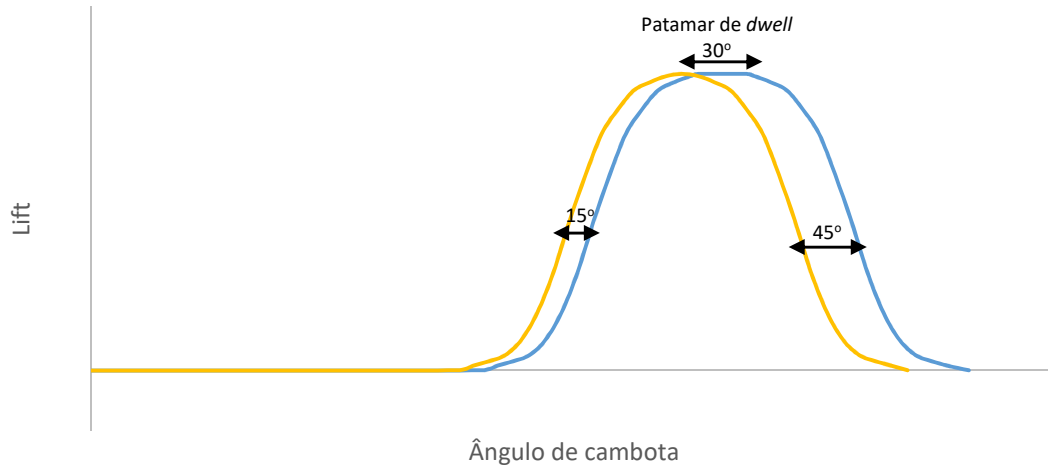


Figura 3.17 - Perfis das cames original (amarelo) e Dwell 45 (azul)

O motor K75 teve que ser montado e desmontado várias vezes no decorrer desta dissertação, devido à necessidade de instalar algum componente novo ou corrigir algum problema que eventualmente apareceu, como a perda de pressão do cilindro para o sistema de arrefecimento, o desgaste dos segmentos, ou ainda a troca de uma junta de cortiça utilizada para vedar o motor na zona das árvores de cames. Devido à sua configuração e posicionamento, não é possível abrir o motor apenas na zona que se deseja alterar, sendo necessária a desmontagem de vários componentes para se aceder à peça desejada. Alguns destes problemas estão representados nas Figuras Figura 3.18 a Figura 3.21



Figura 3.18 – Vários componentes do motor K75



Figura 3.19 – Amaciamento da junta da cabeça para resolver o problema de perda de pressão



Figura 3.20 – Pistões removidos para instalação de novos segmentos



Figura 3.21 - Nova junta de cortiça

3.2 Unidade de controlo do motor

Como já foi referido anteriormente, a ECU do motor K75 testado é a *MegaSquirt II V3.0* (na Figura 3.22), instalada no âmbito da dissertação de Armando Alves [51]. A *MegaSquirt* é uma marca de produtos de gestão de motores, desenvolvida por Bruce Bowling e Al Grippo, que conceberam um sistema generalista controlo de injeção eletrónica de combustível eletrónica para automóveis. Também dispõe de um módulo de ignição, embora este tenha requerido um *upgrade* para poder ser utilizado com o motor tricilíndrico K75. As versões posteriores da *MegaSquirt* já possuem um módulo de ignição mais flexível e universal.

A utilização da *MegaSquirt* neste projeto teve uma importância essencial, pois permitiu controlar, a partir do program de interface TunerStudio, os parâmetros do motor, como a injeção, a ignição, curvas de enriquecimento a frio, e muitos outros, de forma fácil e rápida. Assim, é possível afinar o motor para que funcionasse com a melhor eficiência e o menor consumo possíveis.



Figura 3.22 - MegaSquirt instalada no laboratório

A *MegaSquirt II V3.0* é constituída por uma unidade de processamento de 24 MHz e uma *motherboard*, denominada V3.0, responsável pelo condicionamento dos sinais de sensores para que este seja interpretado pelo processador e pela saída de sinais para os atuadores.

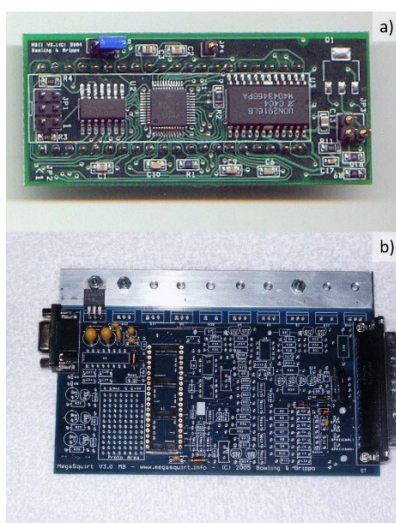


Figura 3.23 - a) Processador; b) placa-mãe V3.0 (adaptado de [52])

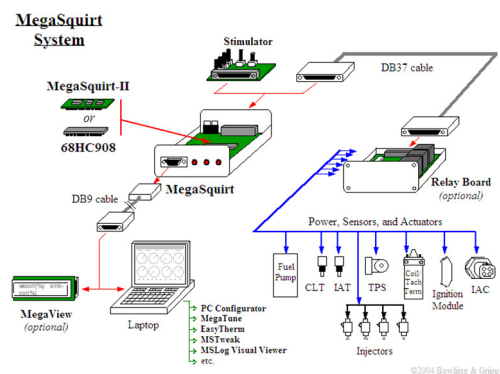


Figura 3.24 - Esquema do sistema MegaSquirt (adaptado de [52])

A *MegaSquirt* II é a segunda geração de unidades de controlo *MegaSquirt*. Além do processador ser mais rápido que o anterior, também apresenta algumas funções adicionais, como por exemplo, o controlo da ignição, um driver para controlo de uma válvula de ar ao *ralenti*, injeção faseada, tabelas alvo de AFR, utilização de duas tabelas de afinação simultaneamente, entre outras [57].

Por outro lado, a placa-mãe V3.0 também conta com várias melhorias em relação à anterior. Algumas das suas características são um dissipador de calor melhorado (constituído pela barra de alumínio, como se pode observar na Figura 3.23b), uma área de prototipificação, na qual podem ser montados circuitos adicionais para diferentes aplicações, um circuito de entrada para sensores de relutância variável (uma alternativa ao sensor de efeito de *Hall* para o cálculo da velocidade de rotação do motor), um outro circuito de controlo direto das bobinas de ignição, entre outros [58].

O *firmware* (código que contém as instruções para as rotinas de cálculo e definição de parâmetros de entrada e saída do processador) utilizado foi o “ms2extra 3.3.1”, enquanto que o software utilizado para o controlo e alteração de parâmetros da *MegaSquirt* é o *TunerStudio*.

3.3 Parâmetros controlados

Neste subcapítulo, pretende-se descrever os parâmetros utilizados para controlar e configurar a *MegaSquirt*. Com o material recolhido e documentado em anos anteriores, é possível que a configuração da centralina se torne bastante rápida e fácil.

Para que haja ligação da *MegaSquirt* ao computador, é necessário que esteja a ser alimentada com corrente, ou seja, ter o canhão de arranque no ponto ON (Figura 3.12) e um cabo adaptador de DB9 para USB para se ligar ao computador.

Caso exista já algum projeto feito não é necessário criar um novo, bastando abrir o projeto já existente. Isto é bastante útil, pois evita-se ter que configurar de raiz todas as definições do motor na centralina. Isto não dispensa a verificação e afinação para o caso específico em causa. Para abrir um projeto devem-se seguir os seguintes passos: Ficheiro>Projeto>Abrir Projeto e selecionar o projeto pretendido, como se pode ver na Figura 3.25:

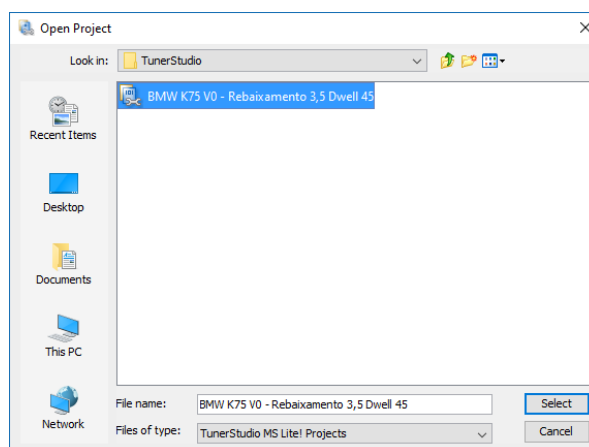


Figura 3.25 - Janela de seleção do projeto do TunerStudio

3.3.1 Parâmetros de base e de carga

Motor e Definições Sequenciais

Nesta janela, apresentada na Figura 3.26, definem-se as principais características do motor. No campo *Required Fuel* calcula-se a quantidade máxima de combustível a injetar para 100% de eficiência volumétrica. Isto é feito introduzindo a cilindrada do motor, o número de cilindros, o caudal dos injetores e o AFR_{st} . Com esta informação, o programa determina a duração do pulso de injeção base (*Req_Fuel*).

Em seguida, especifica-se o algoritmo de controlo. Neste caso, o *Alpha-N*, que utiliza o sensor de posição do acelerador (*Throttle Position Sensor*, TPS) e a velocidade de rotação do motor para controlar a carga. Existem outros algoritmos de controlo disponíveis, como o *Speed-Density* (que utiliza a pressão no coletor de admissão para determinar o caudal de ar admitido e calcular assim o combustível a injetar e o avanço de ignição ótimos) ou o sensor de caudal de ar (*mass airflow sensor*, MAF), entre outros. Como o motor K75 não apresenta nenhum destes sensores, o mais adequado é o *Alpha-N*.

Define-se apenas uma injeção por ciclo, na opção *Injector Staging* define-se se os vários bancos de injetores devem injetar alternadamente ou em simultâneo. Neste caso, apenas existe um banco de injetores, e portanto, a única opção possível é em simultâneo. Em *Engine Type*, é possível escolher se o motor é *EvenFire* ou *OddFire*. Isto refere-se a se o intervalo de entre ignições é igual (*EvenFire*) ou diferente (*OddFire*). O K75 é *EvenFire*, pois existe uma faísca a cada 120° de cambota.

É escolhida a opção *Untimed Injection* no campo *Sequential Injection*. Caso fosse escolhida injeção sequencial seria possível otimizar a vaporização da gasolina mas, por outro lado, seriam necessários três drivers para controlar cada injetor independentemente. Também seria necessário um sensor de posição na árvore de cames de admissão, para que a *MegaSquirt* pudesse identificar em que tempo do ciclo está cada um dos cilindros. Assim, apenas é usado um dos dois *standard drivers*, sendo essa a opção a escolher em *Injector drivers*.

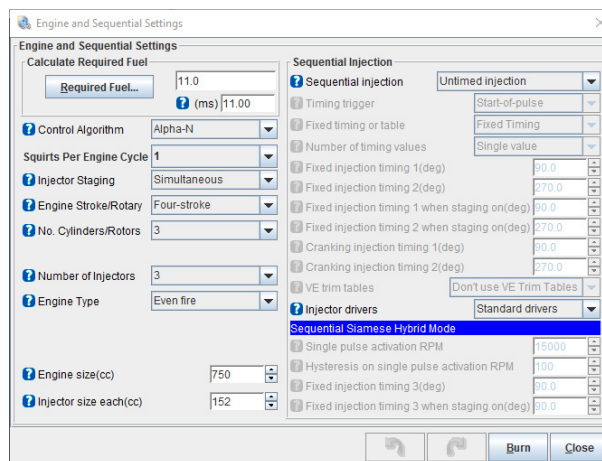


Figura 3.26 - Diálogo de parâmetros do motor e de injeção

Definições Gerais

Em *Definições Gerais* (Figura 3.27), podem ser definidos vários parâmetros gerais relativos a diversos sensores presentes no motor e ligados à *MegaSquirt*. A própria *MegaSquirt* já tem um sensor de pressão ambiente incorporado, o que permite fazer uma leitura inicial da pressão e corrigir a quantidade de mistura a injetar. Esta opção é particularmente importante em casos em que se altera a altitude a que está o motor. No

entanto, apesar de estar ativada, como o BMW K75 está instalado na banca de ensaios, esta hipótese não é muito relevante para os testes em bancada. São ainda definidos valores de limite para as leituras da pressão (ou seja, caso o sensor meça um valor fora do intervalo definido, a unidade de controlo assume o limite do intervalo correspondente) e fatores de atraso da leitura (*Lag Factor*) da resposta dos sensores (permitindo apresentar valores mais instantâneos ou uma média mais suavizada ao longo do tempo). Tanto os limites do intervalo de pressão como os valores de *Lag Factor* foram deixados com os valores de origem. Define-se a dimensão do mapa de injeção (16x16) e que a temperatura do líquido de arrefecimento é apresentada em graus Celsius.

É novamente definido o algoritmo de controlo *Alpha-N* para a injeção e ignição e define-se como não ativo o mapa alvo de AFR, de modo que este não afeta o cálculo da duração do pulso de injeção. Por último, seleciona-se a opção *Multiply Map*, que permite a correção da mistura consoante a pressão, pois o próprio *software* o recomenda.

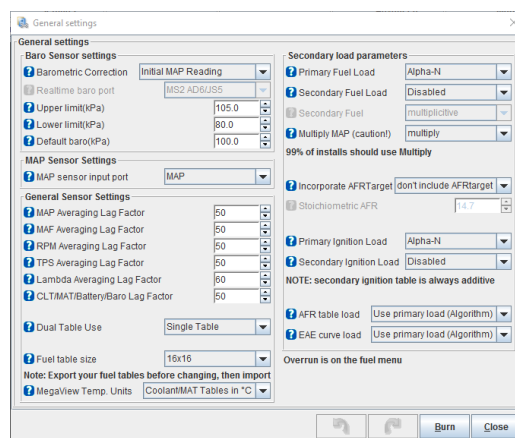


Figura 3.27 - Janela de Definições Gerais do TunerStudio

Limitador de Velocidade de Rotação

Nesta janela define-se a velocidade de rotação máxima do motor de modo a proteger a sua integridade. Pelo manual do fabricante, a sua velocidade de rotação máxima é 8700 rpm [54]. No entanto, devido ao seu muito uso e às diversas alterações que já sofreu, definiu-se na centralina uma nova velocidade máxima de 7200 rpm. Existem dois modos de limitar a velocidade máxima do motor disponíveis: cortando a ignição ou a injeção, sendo que o método escolhido foi o último. É ainda escolhida uma zona de corte progressivo de combustível a partir das 7100 rpm. Assim, ao ultrapassar este valor, é fornecido ao motor cada vez menos combustível até que, ao atingir as 7200 rpm se dá um corte total de combustível, como apresentado na Figura 3.28. Não está definido um limite de rotação com base na temperatura do líquido de arrefecimento, já que pelo próprio procedimento de testes foi previsto um período de aquecimento do motor antes de elevar a sua velocidade de rotação.

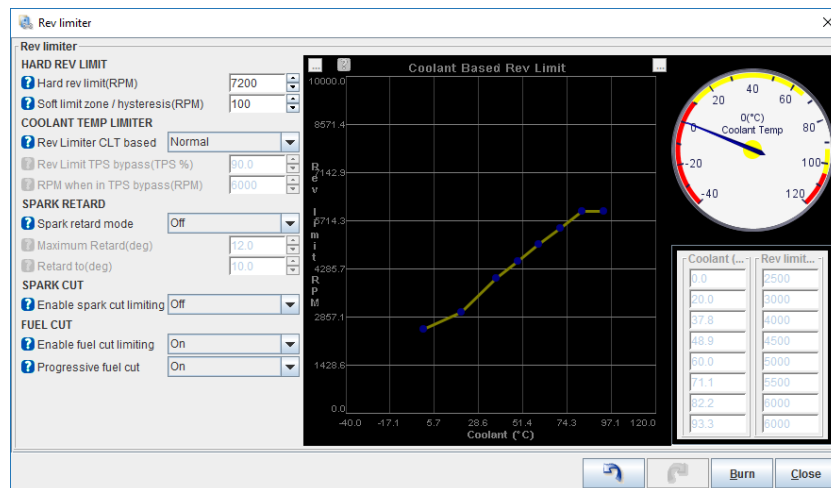


Figura 3.28 - Janela de limitação de velocidade do motor

3.3.2 Parâmetros de injeção

Tempo morto dos injetores/PWM

Pelas referências consultadas sobre os injetores do BMW K75, estes apresentam uma impedância de 16 Ω [59]. Para injetores de alta impedância ($z \geq 10 \Omega$), como é o caso dos utilizados, os parâmetros selecionados são os recomendados pelo manual da *MegaSquirt* [60]. Caso se tratassem de injetores de baixa impedância, seria necessário limitar a corrente para evitar que sobreaquecessem.

No campo de *Tempo morto dos injetores*, preenche-se o tempo necessário para que o injetor passe de completamente fechado a completamente aberto a uma tensão de 13,2 V. Para injetores de alta impedância, recomenda-se valores de, aproximadamente, 1 ms.

Passa-se de seguida à modulação por largura de pulso (*Pulse Width Modulation, PWM*), apresentada na Figura 3.29. Este é um tipo de sinal de pulso que, após um período sempre ligado, varia com elevada frequência o estado de ligado e desligado durante uma percentagem de tempo do ciclo. Os parâmetros que definem esta modulação são o *PWM Time Threshold*, que define o tempo a corrente total no início de cada pulso, o *PWM Current Limit*, que define a percentagem de tempo após o *PWM Time Threshold* que os injetores têm corrente, e o *PWM Period*, que define a frequência com que se liga e desliga o injetor. Estes conceitos podem ser mais facilmente entendidos se visualizados graficamente, como na Figura 3.29b). Como os injetores em questão são de alta impedância, podem aguentar os 12 V sem controlo direto, pelo que não necessitam de PWM.

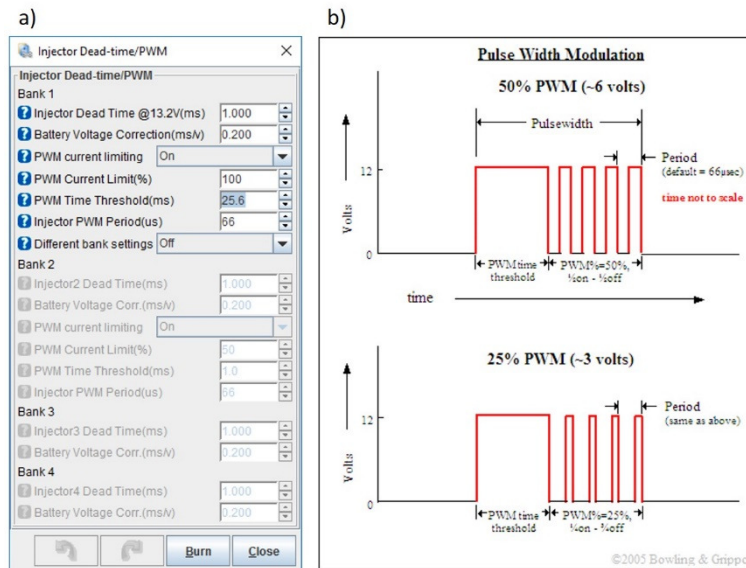


Figura 3.29 - a) Janela de definição dos parâmetros dos injetores; b) exemplo de PWM adaptado de [60]

Existem muitos outros parâmetros disponíveis para controlar a injeção de combustível mas que não se encontram no âmbito da aplicação em causa, pelo que não serão utilizados, como por exemplo o *Staged Injection* (injeção através de mais de um banco de injetores) ou *Over-run Fuel Cut*, que permite desligar a injeção de combustível em situações de carga nula em funcionamento (por exemplo, em desacelerações e descidas em que o efeito do peso é superior à força de tração).

3.3.3 Parâmetros de arranque

Definições de arranque

Define-se nesta janela (Figura 3.30) a velocidade abaixo da qual a centralina considera que o motor está em *arranque*, ou seja, que o motor de arranque está acionado para ligar o motor. Foi selecionada uma velocidade máxima de 500 rpm para *arranque*. Além disso é escolhida uma posição máxima de 60% do acelerador, acima da qual não se injeta combustível enquanto o motor está em *arranque* para evitar encharcar.

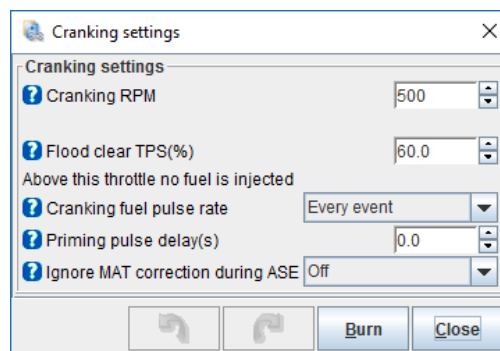


Figura 3.30 - Definições de arranque

Curvas de enriquecimento durante o arranque

O enriquecimento da mistura durante o arranque é feito pelos parâmetros de *Priming Pulsewidth* e de *Cranking Pulsewidth*. O primeiro serve para encharcar as paredes do coletor de admissão e o segundo define a

percentagem de variação da duração do pulso de injeção durante o arranque, ambos em função da temperatura. A curva *Priming Pulsewidth* foi reduzida a zero para não energizar a bomba de combustível antes do arranque do motor e a de *Cranking Pulsewidth* (Figura 3.31) foi reduzida ao mínimo possível de modo a ter um arranque rápido ao longo de toda a gama de temperaturas de funcionamento habitual do motor sem encharcar as velas do motor. A temperaturas mais reduzidas é de esperar que se enriqueça mais a mistura, para que seja mais fácil o arranque do motor.

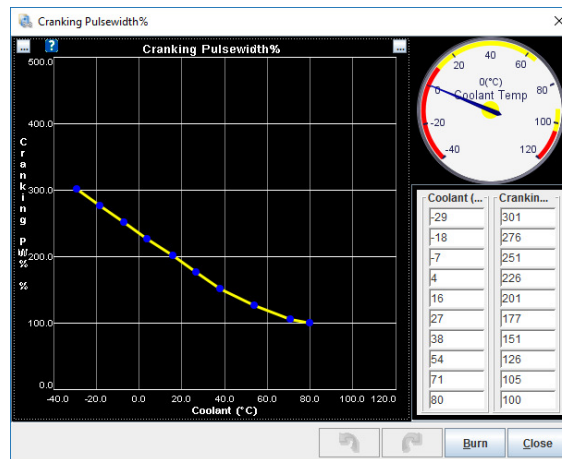


Figura 3.31 - Curva de enriquecimento da mistura em arranque

Curva de enriquecimento após arranque

Logo após a terminar o arranque, existe uma outra curva de enriquecimento, como se vê na Figura 3.32, que apenas é utilizada no cálculo da injeção durante alguns ciclos, de modo a que haja uma transição gradual para o funcionamento normal do motor.

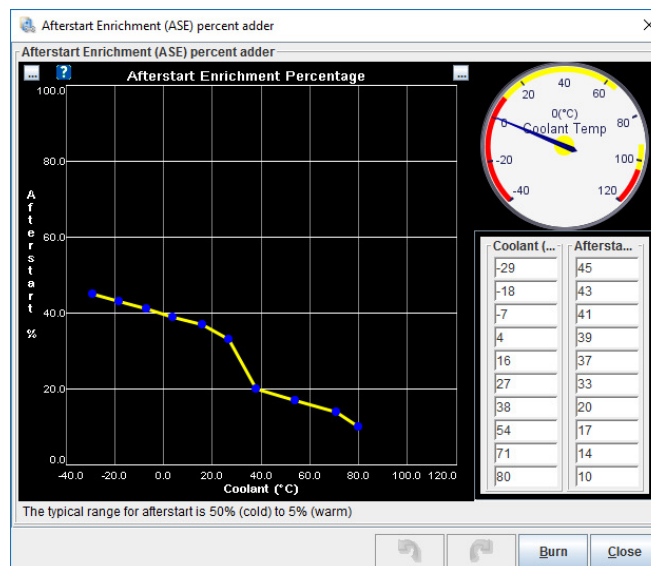


Figura 3.32 - Curva de enriquecimento após o arranque

Curva de enriquecimento a frio

Esta é a última curva de enriquecimento (Figura 3.33), que especifica quanto é que é aumentado o pulso de injeção em função da temperatura do líquido de arrefecimento. Este enriquecimento tem bastante

importância, pois enquanto o motor não atinge a sua temperatura normal de funcionamento (aproximadamente 90 °C), está fora das condições para que foi projetado, implicando que exista menos vaporização de gasolina. Para resolver este problema, enriquece-se um pouco a mistura até que sejam atingidas as condições de temperatura necessárias.

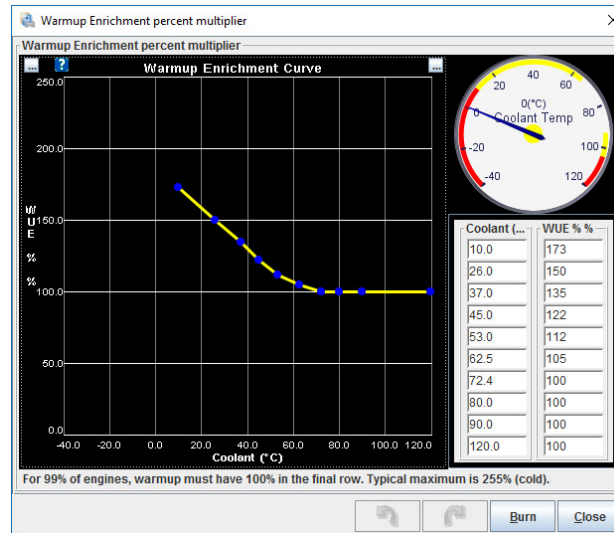


Figura 3.33 - Curva de enriquecimento a frio

3.3.4 Calibração de sensores

É muito importante que os valores que o *TunerStudio* recebe dos sensores sejam os mais corretos possível. Isto consegue-se calibrando os vários sensores de que dispõe, como o sensor de posição do acelerador, da temperatura do líquido de arrefecimento, de AFR, entre outros que é possível utilizar. Esta calibração consiste essencialmente em gravar na *MegaSquirt* alguns valores de tensão ou de resistência, que são associados a quantidades determinadas. Estes sensores têm uma resposta de saída linear, pelo que consoante cada valor de resistência ou de tensão que o sensor envie à *MegaSquirt*, esta interpola o valor através dos pontos gravados.

Calibração do sensor de posição do acelerador

Para calibrar este sensor, é necessário abrir a sua janela de calibração em *Tools>Calibrate TPS* (Figura 3.34). Quando estiver aberta, leva-se o acelerador à posição mínima e carrega-se em *Get Current* na caixa de *Closed throttle ADC Count*. De seguida, leva-se o acelerador à posição máxima e repete-se o procedimento anterior na caixa de *Full throttle ADC Count*. Ficam assim gravados os valores de tensão que o sensor emite para as posições máxima e mínima de acelerador, e os seus valores são apresentados em tempo real em percentagem de abertura da borboleta.

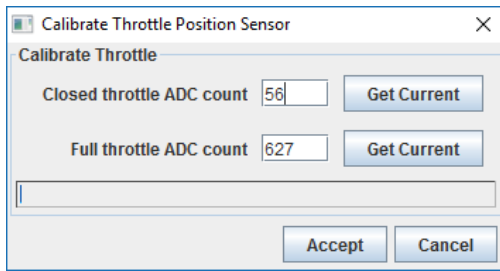


Figura 3.34 - Janela de calibração do sensor de posição do acelerador

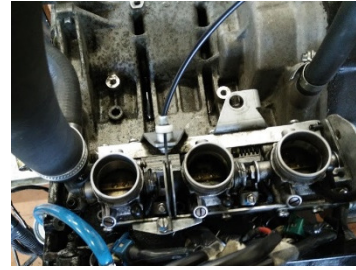


Figura 3.35 - Válvula de borboleta do motor K75

Calibração do sensor de temperatura do líquido de arrefecimento

Este sensor comporta-se essencialmente como uma resistência variável que altera o seu valor de resistência consoante a temperatura a que se encontra sujeito. Assim, para calibrar este sensor basta medir com um multímetro a sua resistência interna a várias temperaturas. O *TunerStudio* sugere pelo menos três valores diferentes (a frio, a quente e à temperatura ambiente). Na Figura 3.36 vê-se o equipamento que foi utilizado na calibração.

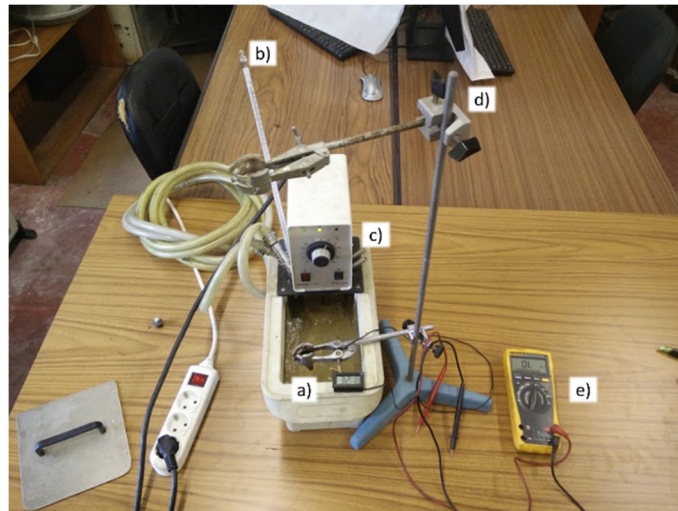


Figura 3.36 - Equipamento utilizado na calibração do sensor de temperatura: a) sensor; b) termómetro; c) banho termostático; d) garra; e) multímetro

Para calibrar este sensor basta encher um recipiente (neste caso, o banho termostático) com água à temperatura ambiente, mergulhar o termómetro e a ponta do sensor durante alguns minutos para que a sua temperatura atinja a da água. Depois, deve ser apontada a temperatura da água e a resistência interna do sensor medida com o multímetro. Para medir a água quente, deve-se levar o banho termostático a aproximadamente 90 °C (temperatura normal de funcionamento do motor) e para medir a água fria deve ser adicionado gelo ao recipiente (já que o banho termostático não arrefece a água) e, novamente, apontar os valores de temperatura e resistência correspondentes.

Com este procedimento, e após a introdução dos valores medidos no *TunerStudio*, a calibração do sensor está concluída. Apresenta-se na Tabela 3.2 os valores de resistência para cada temperatura do sensor:

Tabela 3.2 - Valores medidos na calibração no sensor de temperatura

Temperatura da água [°C]	Resistência interna [kΩ]
2,1	9,420
25,2	4,174
88,5	0,5346

Ao introduzir estes dados no TunerStudio é necessário preencher também o campo *Bias Resistor Value*, que traduz a resistência interna do sistema da *MegaSquirt* para calcular o valor da temperatura. Este valor é, de origem, 2490 Ω. No entanto, em anos anteriores, o circuito integrado da *MegaSquirt* foi alterado, pelo que é necessário recalcular este valor. Pelo manual da *MegaSquirt*, esta resistência pode ser calculada através da equação:

$$V_0 = V_i * \frac{R_2}{R_1 + R_2} \quad (3.1)$$

onde V_0 é a tensão de saída do sensor, V_i é tensão de alimentação do sensor (5 V), R_1 e R_2 representam a resistência interna da ECU e a resistência do sensor, respetivamente [61]. Como o circuito da *Megasquirt* não foi alterado desde a última vez que R_1 foi calculado, optou-se por manter o valor previamente calculado. Este valor foi calculado na dissertação de Carlos Castro [42], obtendo 2,767 V para tensão de saída e de 6440 Ω para a resistência do sensor, resultando numa resistência da ECU de 5197 Ω.

Para introduzir estes valores no *TunerStudio*, é necessário seguir *Tools>Calibrate Thermistor Tables* (Figura 3.37) e, após a introdução dos valores, carregar em *Write to controller*.

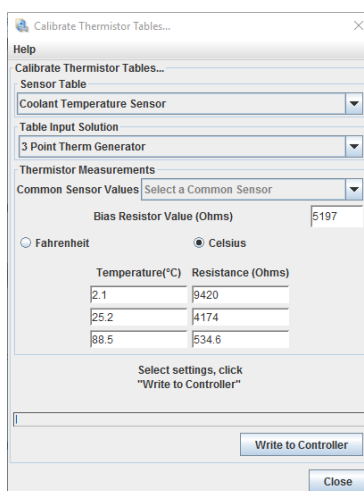


Figura 3.37 - Janela de calibração do sensor de temperatura

Não foram calibrados nem o sensor de temperatura do ar no coletor de admissão (pois não é utilizado no decorrer deste trabalho) nem a sonda lambda, que não foi alterada nem desmontada desde a última calibração no trabalho anterior.

3.4 Freio Hidráulico

Nas medições de binário do motor, é necessário utilizar um dinamómetro (ou freio). O freio utilizado é um freio hidráulico *Go-Power Systems Dynamometer D-100* (ver Figura 3.38), que está equipado com uma célula de

carga. A gama de funcionamento deste freio mostra-se adequada para os testes do motor K75 pois as curvas de funcionamento do motor estão dentro da gama de funcionamento do freio. Consegue medir binários até 90 Nm, potências de 95 kW (aproximadamente 102 cv) e apresenta uma velocidade de rotação máxima de 14 000 rpm [62].

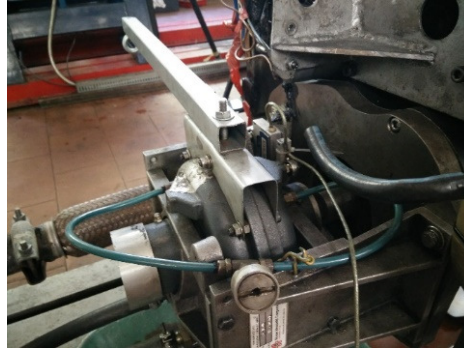


Figura 3.38 - Freio hidráulico

Calibração da célula de carga

Para se obterem medições fiáveis do binário, também é necessário calibrar a célula de carga do freio. Para isso, é utilizada uma barra, com aproximadamente 0,5 m de comprimento, que se encontra instalada no freio e possui na sua extremidade uma gancho no qual é possível pendurar diferentes pesos, obtendo vários valores de binário sabendo o braço do momento. Com os vários valores de voltagem medidos à saída da célula de carga e os respetivos valores de binário resultantes, é possível traçar uma reta de calibração do sinal de saída. Este sinal consiste numa diferença de potencial de 0 a 5 V, na qual é preciso ter em consideração que de 0 a 2,5 V, a célula de carga está a medir forças de tração e de 2,5 a 5 V se está no domínio de compressão, que é o caso das forças resultantes do motor, tendo em conta o local onde está instalada a célula de carga e o sentido de rotação anti-horário do freio.

A calibração, realizada após o ensaio ao motor, consistiu então em adicionar vários pesos, conforme a Figura 3.39, previamente pesados, ao gancho e, conhecendo o comprimento da barra, é possível calcular qual o binário que está a ser realizado sobre o freio e associá-lo ao valor de tensão de saída da célula de carga.



Figura 3.39 - Pesos pendurados na barra de calibração

O valor de tensão para cada peso é adquirido pelo *software PowerLogger* e a placa de aquisição de dados, que mede a tensão várias vezes por segundo. De seguida faz-se uma média aos valores obtidos. Na Tabela 3.3 pode ser visto os vários pesos utilizados, o binário que produzem e os valores de tensão medidos para cada caso:

Tabela 3.3 - Resultados da calibração da célula de carga

Massa [g]	Peso [N]	Braço [m]	Binário [Nm]	DP [V]
1859,90	18,25	0,5	9,12	2,59
3945,40	38,70	0,5	19,35	2,64
5467,60	53,64	0,5	26,82	2,68
6191,60	60,74	0,5	30,37	2,70
7199,10	70,62	0,5	35,31	2,73
7899,30	77,49	0,5	38,75	2,75
11810,10	115,86	0,5	57,93	2,75

Com estes pontos é então possível traçar uma reta de calibração, onde se obtém o binário medido pela célula de carga em função da sua tensão de saída, como se vê na Figura 3.40:

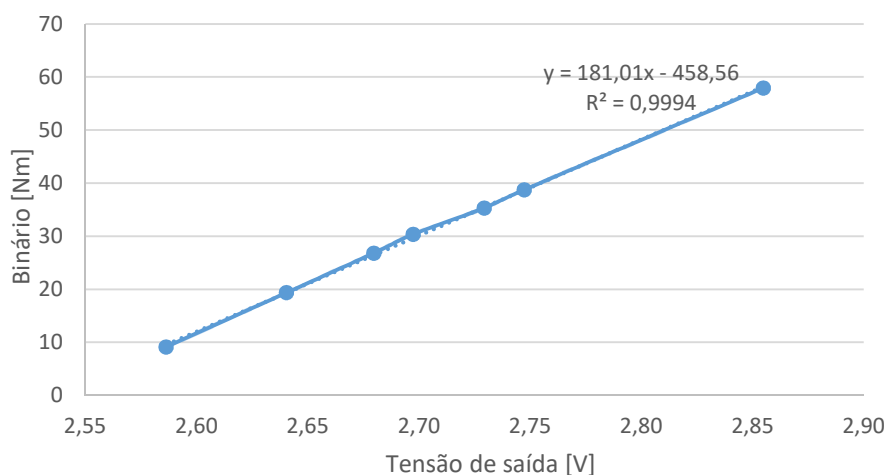


Figura 3.40 - Curva de calibração da célula de carga

3.5 Sistema de aquisição de dados

Para a realização de testes ao motor e recolha de medições são utilizados dois computadores, uma placa de aquisição de dados da célula de carga e a balança, apresentados na Figura 3.41. O primeiro dos computadores regista os valores da balança e célula de carga, enquanto que o segundo computador está a correr o *software TunerStudio* e está ligado à *MegaSquirt*, de modo a ser possível controlar em tempo real os parâmetros atuais de funcionamento do motor (por exemplo, a velocidade de rotação, a posição do acelerador, a temperatura, entre outros). A placa de aquisição de dados, projetada e construída por Armando Alves, permite além da leitura do sinal da célula de carga, ler velocidades de rotação (cujo sensor se encontra atualmente avariado), temperaturas de líquido de arrefecimento e de gases de escape. No entanto, estes valores não estão a ser utilizados.



Figura 3.41 - Sistema de aquisição de dados, com os dois computadores, a balança digital e a placa de aquisição do sinal da célula de carga

3.5.1 Medição do binário

Para a medição e registo do binário, é utilizado o software *PowerLogger*. O *PowerLogger* permite a visualização em tempo real dos valores da placa de aquisição e a exportação dos dados recolhidos para um ficheiro de texto para posterior tratamento. O *PowerLogger* permite visualizar e registar valores de velocidade de rotação, binário e TPS, bem como registar valores de AFR, temperatura do ar de admissão, de líquido de arrefecimento, entre outros a uma taxa de aproximadamente 0,06 registos por segundo. No entanto, devido à avaria de vários dos sensores, apenas é lido o valor de binário proveniente da célula de carga.

Para a leitura de binário no *PowerLogger* é necessário escolher a porta a que está ligada a placa de aquisição (habitualmente, COM9) e especificar a curva de calibração da célula de carga (já determinada anteriormente), um fator K , que representa a resolução do sinal analógico para digital da tensão da célula de carga, e um offset do sinal. No entanto, os dados gravados são os valores RAW adquiridos pelo software, que procedem da transformação de sinal analógico para digital da placa de aquisição. Assim, é necessário posteriormente transformá-los novamente para analógico, através da Equação (3.2) para que, aplicando a curva de calibração se possam obter os valores de binário m obter os valores do binário resistente que o freio está a exercer sobre o motor, para travá-lo (e que o motor está a exercer sobre o freio, como par ação-reação). Como o corpo do freio apenas está fixo pela célula de carga, este comprime-a com um binário igual ao que o motor está a exercer para vencer a frenagem, a menos das perdas de transmissão, que não são contabilizadas:

$$\text{Sinal analógico [V]} = K \times \text{Valor RAW [ADC]} + \text{Offset [V]} \quad (3.2)$$

em que o fator $K = 0,0009765625$ e o offset escolhido foi de 2,4 V. Estes valores foram escolhidos no âmbito da dissertação de Armando Alves [51], que configurou a placa de aquisição. Existe depois a possibilidade de gravar os dados recolhidos num ficheiro de texto, como se pode ver na Figura 3.42

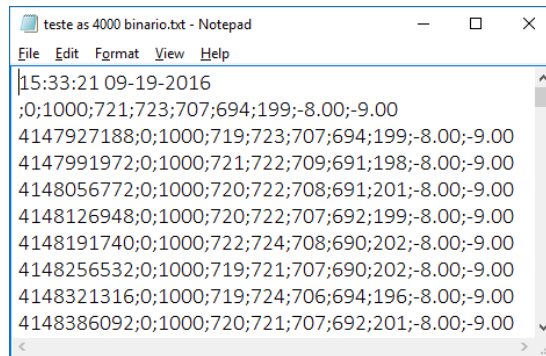


Figura 3.42 - Ficheiro de output do PowerLogger

Cada valor entre ponto e vírgula do ficheiro de texto é, respetivamente [51]:

1	Time stamp [μ s]	Utilizado
2	Valor do tacómetro [ADC]	Não utilizado
3	Velocidade de rotação instantânea [ADC]	Não utilizado
4	Valor do termistor do caudalímetro [ADC]	Não utilizado
5	Valor do potenciómetro do caudalímetro [ADC]	Não utilizado
6	Valor do sensor TPS [ADC]	Não utilizado
7	Valor da sonda <i>lambda</i> [ADC]	Não utilizado
8	Valor da célula de carga [ADC]	Utilizado
9	Valor da temperatura do líquido de arrefecimento [$^{\circ}$ C]	Não utilizado
10	Valor da temperatura de gases de escape [$^{\circ}$ C]	Não utilizado

3.5.2 Medição do consumo

Para a medição de consumo de combustível é utilizado um outro programa desenvolvido para o teste de outro motor do laboratório mas cuja balança é a mesma. Este programa, o *VSLM*, comunica com a balança digital do laboratório, obtendo-se uma média do peso medido pela balança para cada segundo do ensaio. Com estes valores, é possível traçar uma reta de consumo no tempo, o que permitirá, em conjunto com a potência do motor (produto do binário com a velocidade de rotação), obter o rendimento do motor naquele ensaio. Como o *PowerLogger*, o *VSLM* também permite gravar os resultados obtidos num ficheiro de texto, como se pode ver na Figura 3.43:

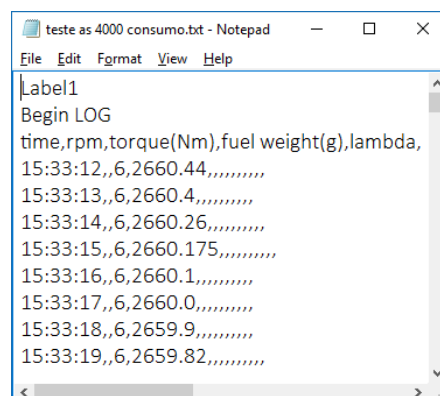


Figura 3.43 - Ficheiro de output do VSLM

4 Procedimentos Experimentais

Para os testes do motor, de modo a medir o seu binário e consumo, é conveniente seguir um procedimento para poder controlar que variáveis são alteradas em cada teste e facilitar a execução dos próprios testes. Estes testes são efetuados de modo a obter o rendimento do motor, pelo que um dos seus principais objetivos é descobrir quais as condições que levam à máxima eficiência em regime sobre-expandido. Este capítulo serve também como documentação dos procedimentos seguidos para trabalhos futuros que possam surgir.

4.1 Arranque do motor

Antes de se proceder ao arranque do motor, existe uma série de passos a seguir, de modo a que este possa funcionar normalmente e em segurança. Assim, é necessário os seguintes passos:

1. Como algumas roscas das tampas do motor se encontram moídas, este perde algum óleo com frequência. Assim, é necessário verificar sempre o nível do óleo e acrescentar sempre que este esteja abaixo do nível recomendado. O óleo usado é um 10W40. Ver Figura 4.1.
2. Verificar o nível do líquido de arrefecimento através do vaso de expansão e acrescentar caso necessário.
3. Verificar a existência de combustível no depósito e acrescentar o necessário para a realização dos ensaios, ligar a ficha da bomba de combustível e abrir a torneira da linha de alimentação que liga o depósito ao filtro de combustível.
4. Verificar se as velas de ignição e os cabos correspondentes estão corretamente ligados.
5. Verificar se as fichas DB15 e DB37 da *MegaSquirt* estão ligadas.
6. Verificar se a bateria está carregada e ligar os cabos de alimentação. Caso esteja descarregada, é necessário ligar o carregador e aguardar umas horas até que esta tenha tensão suficiente para a realização dos testes.
7. Ligar os três exaustores do laboratório.
8. Abrir a torneiras de água do freio hidráulico (nomeadamente da bomba de água e de entrada e saída de água no freio) e ligar o radiador da água do freio (para arrefecimento da mesma).
9. Rodar o canhão de ignição para a posição ON.
10. Ligar o computador à *MegaSquirt*.
11. Abrir a borboleta até sensivelmente 15% para efetuar o arranque do motor.
12. Verificar que não existem elementos estranhos à volta do motor e do freio.
13. Dar início ao arranque do motor, fazendo contacto com o relé manual.

É de salientar que além destes pontos, se recomenda sempre a segurança do utilizador. Assim, é conveniente estar consciente da localização dos vários extintores presentes no laboratório, caso ocorra algum acidente durante o funcionamento do motor, bem como utilizar a proteção para os ouvidos, uma vez que o ruído produzido pelo motor é bastante elevado. Também se recomenda a abertura das duas portas de acesso ao laboratório, de modo a promover a circulação de ar e evitar a acumulação de gases no laboratório.



Figura 4.1 - Nível do óleo do motor

4.2 Utilização do motor

Após o arranque do motor, existem alguns aspetos a ter em consideração durante o seu funcionamento, nomeadamente:

1. Regular a borboleta e o freio de modo a manter uma velocidade estável de, aproximadamente, 2000-2500 rpm, e esperar que o motor e o óleo aqueçam para garantir boas temperaturas de teste e que os componentes do motor se encontrem devidamente lubrificados pelo óleo.
2. Quando a temperatura do motor atingir os 90 °C, ligar o ventilador do radiador e quando chegar a 80 °C desligá-lo. Devido à inexistência de uma válvula termostática, é necessário estar constantemente atento à temperatura do motor.
3. Estar atento aos ruídos produzidos pelo motor, para o caso de comportamentos estranhos, por exemplo a falha de ignição em algum dos cilindros ou o aparecimento de *knock*, altamente prejudicial para o bom estado dos constituintes do motor.
4. Para os testes, recomenda-se o início do registo do binário e consumo assim que o motor esteja estabilizado no ponto em que se pretende que seja testado. Convém que os ensaios tenham uma duração de pelos menos 30 segundos.

4.3 Utilização do freio hidráulico

Para os testes do motor, é necessário o bom funcionamento do freio. Para que o freio funcione corretamente, recomenda-se:

1. Verificar o correto acoplamento do freio ao motor.
2. Abrir todas as torneiras do freio para que a água possa circular no circuito do freio com uma pressão constante de 2,4 bar [63].
3. Ligar o radiador de água do freio.
4. Controlar a força de travagem do freio através das torneiras, apresentadas na Figura 4.2



Figura 4.2 - Torneiras de controlo de caudal de água no freio. Em cima de controlo grosso e em baixo de controlo fino

4.4 Ajuste dos mapas de injeção e de ignição

Este processo consiste em ir alterando os valores do mapa *VE Table* (ver Figura 6.2) e ir lendo os valores apresentados no visor da sonda *lambda* até que estes apresentem o valor de AFR desejado para o regime de funcionamento do motor em questão. Os valores que são introduzidos no mapa são representativos da eficiência volumétrica do motor e são utilizados como um fator multiplicativo para calcular a duração do pulso de injeção de combustível no interior da câmara de combustão. A fórmula utilizada pela *MegaSquirt* para calcular o tempo em que os injetores estão abertos é [60]:

$$PW = REQ_FUEL \times VE \times MAP \times E + accel + Injector_open_time \quad (4.1)$$

Onde: **PW** é a largura do pulso de injeção, em milissegundos;

REQ_FUEL é o tempo necessário, em milissegundos, para que seja injetada uma mistura estequiométrica a 100% de eficiência volumétrica, a 100 kPa de pressão de admissão e a uma temperatura de ar de admissão de 70 °F (21 °C). Este parâmetro é calculado pela *MegaSquirt* através dos parâmetros do motor.

VE é o valor da eficiência volumétrica introduzido no mapa de injeção.

MAP (*Manifold Absolute Pressure*, em kPa) é o valor da pressão de admissão.

E refere-se ao produto de todos os enriquecimentos previamente discutidos (tais como o enriquecimento durante o arranque ou de enriquecimento a frio).

accel é o enriquecimento por aceleração

Injector_open_time é o tempo de abertura dos injetores, em décimos de milissegundos.

O mapa *VE Table* consiste numa tabela na qual está representada na horizontal a velocidade de rotação do motor e na vertical a percentagem de abertura da borboleta. Assim, com a alteração dos valores do mapa de injeção pode-se muito facilmente alterar a quantidade de combustível injetada, permitindo, por tentativa e erro, a afinação do valor de AFR desejado. Basta levar o motor à velocidade e posição de acelerador que se pretenda afinar (fazendo uso do freio hidráulico), ler o valor da sonda *lambda* e alterar o valor no mapa correspondente a esse ponto de funcionamento e repetir o processo até que o valor de AFR seja o pretendido. Convém ter em

conta que não é possível ter um valor estável de AFR e portanto, este parâmetro é afinado para que esteja compreendido numa gama de valores aceitável. Deve-se ter em conta que os valores presentes no mapa de injeção devem aumentar com a posição do acelerador e seguir aproximadamente a tendência da eficiência volumétrica consoante a velocidade de rotação. Abrir mais o acelerador significa uma maior entrada de ar pelo que, não aumentar o combustível injetado pode levar a um empobrecimento drástico da mistura. Quando se varia a velocidade de rotação é necessário ter em conta o “respirar” do motor. Efetivamente, existe uma variação da eficiência volumétrica com a variação da velocidade de rotação devido à dinâmica de gases e aos efeitos acústicos na linha de admissão. Assim, isto deve ser tido em conta para poder afinar o mapa para o AFR pretendido.

O mapa de ignição é visualmente bastante semelhante ao de injeção, com velocidade de rotação na horizontal e TPS na vertical. No entanto, os valores deste mapa podem ser lidos diretamente, já que se tratam de valores de avanço de ignição, em graus. Este mapa deve ser afinado depois do mapa de injeção estar afinado, já que se definem os valores de avanço de ignição ideal de modo a obter o máximo de binário efetivo (*Maximum Brake Torque*, MBT) e para isso, é necessário que a quantidade de combustível a injetar esteja já determinada. O processo de afinação do avanço de ignição é bastante semelhante ao de injeção, no entanto, aqui verifica-se se houve, ou não, um aumento no binário efetivo, ou seja, para cada ponto que se pretende afinar (velocidade e TPS), vai-se aumentando progressivamente o avanço de ignição (por exemplo, grau a grau). Quando o binário começar a diminuir ou o motor entrar em *knock*, conclui-se que o avanço anterior é o ótimo correspondente àquele valor de AFR.

Regra geral, o avanço de ignição deverá aumentar com a velocidade de rotação do motor e diminuir com a posição do acelerador. Isto porque, com o aumento da velocidade, começa a haver cada vez menos tempo para que haja uma combustão completa da mistura no interior do cilindro, pelo que se deve dar a faísca mais cedo. Por outro lado, ao abrir mais a borboleta, entra mais ar e mais combustível no interior do cilindro, levando a um aumento de pressão. Este aumento da pressão requer que a faísca se dê mais tarde (já que uma maior pressão conduz a uma combustão mais rápida), de modo a evitar que parte do aumento de pressão causada pela explosão se dê antes do PMS, ou seja contrariando o movimento ascendente do pistão através de binário resistente [64].

5 Modelos computacionais

Neste capítulo tratar-se da análise teórica realizada, mediante modelos computacionais, ao motor K75 que se encontra no Laboratório de Motores, na Universidade do Minho. Este tipo de análise é de grande importância, já que permite a previsão do comportamento que o motor vai ter mediante várias condições de operação, evitando testes desnecessários ao motor. Por outro lado, é possível comparar estes resultados teóricos com informação experimental, o que também pode levar à melhoria do modelo, sabendo em que aspetos ou parâmetros divergem os resultados teóricos dos experimentais, de modo a corrigir ou aperfeiçoar o modelo utilizado.

5.1 Modelo Simulink da Universidade do Minho

Este modelo foi desenvolvido durante a tese de doutoramento de Bernardo Ribeiro [65]. Trata-se de um modelo com *front-end* (Figura 5.1) realizado em *Simulink* (Figura 5.2), que tem sido utilizado para simular o funcionamento de motores de ignição comandada, podendo-se variar parâmetros geométricos, como por exemplo a taxa de compressão ou diferentes *timings* ou deslocamentos de válvulas e condições de operação, como velocidade de rotação, carga, ou ainda o coeficiente de excesso de ar (*lambda*).

5.1.1 Descrição do modelo

Em cada simulação, começa-se por modelar primeiramente as **partes móveis do motor**, como a posição e velocidade da cambota e do pistão e o *lift* e deslocamentos das válvulas. De seguida, faz-se uma **análise ao sistema baseada na 1ª Lei da Termodinâmica**, através de um balanço de energia, passando depois a modelar a **combustão** no interior do cilindro, através de uma função de Wiebe, segunda a qual o calor libertado resultante da combustão não é libertado de uma só vez, mas sim ao longo de um intervalo de tempo, quantificado em ângulos de cambota. Esta função de Wiebe permite calcular a evolução da fração de gases queimados e é definida por [5]:

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (5.1)$$

Em que

- a e m são, respetivamente, o fator de eficiência da combustão e o fator de forma da função
- θ_0 é o avanço de ignição, em ângulos de cambota
- $\Delta\theta$ é a duração da combustão, em ângulos de cambota

Todos estes parâmetros são estimados pelo modelo de combustão em Excel, de Costa [66] de modo a otimizar a combustão para maximizar o trabalho realizado pelo pistão. Por questões de simplicidade, o combustível é considerado como sendo octano (C_8H_{18}) pelo modelo, apesar de na realidade a gasolina se tratar de uma mistura de vários hidrocarbonetos.

Depois, são calculadas as **propriedades dos gases** envolvidos no ciclo, nomeadamente a mistura fresca de ar-combustível e mistura de gases queimados, como CO_2 , H_2O e NO_2 . Estas propriedades são os calores

específicos a volume a pressão constante (c_v e c_p , respetivamente), a constante do gás (R) e a razão dos calores específicos (γ) e são calculadas como função da temperatura no interior do cilindro.

A **troca de gases** é o próximo processo a ser modelado, mais especificamente a admissão de nova mistura e o escape de gases de combustão, no qual são considerados três volumes de fluidos: gases queimados no coletor de escape, mistura fresca com uma pequena quantidade de gases de escape que foram expelidos para o coletor de admissão, e mistura de gases frescos com gases de escape que não foram expelidos no tempo de escape do ciclo anterior. Terminada a modelação da troca de gases, passa-se à **transferência de calor**, nomeadamente entre a área do cilindro não coberta pelo pistão, a coroa do pistão e a câmara de combustão. É utilizada a metodologia de Annand, que separa os termos de convecção dos de radiação, já que existem estudos que mostram que esta é a melhor abordagem à transferência de calor em motores de ignição comandada [67].

É calculado, posteriormente, o **atrito** do motor utilizando as correlações empíricas de Heywood e Sandoval. Entra com muitos fatores em consideração, tais como o atrito na cambota, pistões e segmentos, árvores de cames, perdas de bombagem, e perdas de componentes auxiliares, como a bomba de água ou de óleo [68].

Finalmente, são calculados os parâmetros de funcionamento do motor, tais como a potência efetiva, a eficiência térmica e o consumo específico, e muitos outros, como a eficiência volumétrica ou a temperatura e pressão máximas no interior do cilindro.

Para informação mais detalhada acerca deste modelo, recomenda-se a consulta da tese de doutoramento de Bernardo Ribeiro [65] e de mestrado de José Miguel Pires [69].

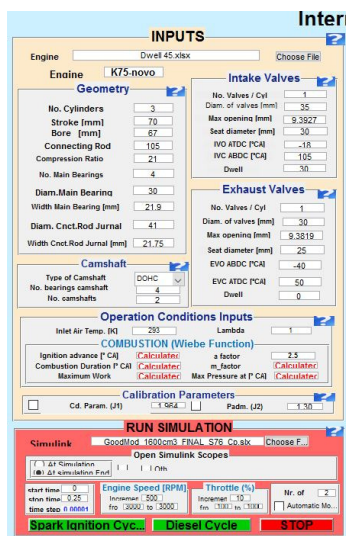


Figura 5.1 - Aspeto do front-end do modelo, no qual são inseridos os inputs do motor

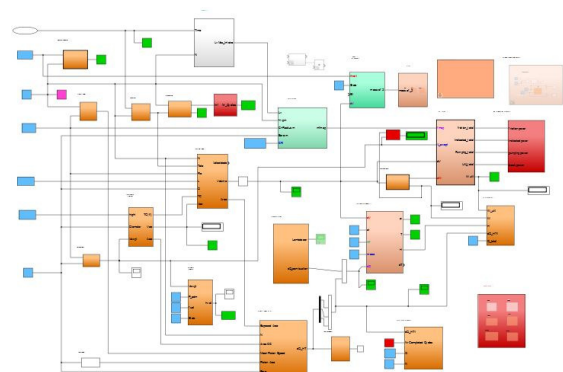


Figura 5.2 - O modelo em Simulink

5.1.2 Calibração do modelo

Uma das limitações deste modelo é não considerar os efeitos dinâmicos de inércia dos gases, que são especialmente significativos a altas velocidades de rotação do motor (o chamado “respirar do motor”). Assim, não é possível prever com precisão o binário e potência fornecidos a rotações elevadas, onde os efeitos da dinâmica de gases são relevantes. Como tal, são inseridos dois coeficientes multiplicativos J1 e J2, que afetam o “respirar” do motor, a nível do coeficiente de descarga das válvulas de admissão (C_d), e a pressão de admissão,

permitindo uma maior entrada de ar no interior do cilindro, afetando significativamente a eficiência volumétrica, respetivamente. Isto permite, de alguma maneira compensar os efeitos dinâmicos dos gases que não são modelados.

Para cada motor que se queira simular com este modelo, é necessário primeiro realizar a calibração, por tentativa e erro, de modo a que as curvas obtidas com o modelo se aproximem o mais possível das fornecidas pelo fabricante.

Com esta calibração do modelo, é possível obter uma aproximação aos parâmetros de desempenho do motor original a WOT (binário e potência) com bastante precisão. Nas Figuras Figura 5.3 e Figura 5.4, é possível comparar os valores de binário e potência calculados com os fornecidos pelo fabricante e verificar que a evolução seguida pela eficiência volumétrica é a mesma que segue o binário [70].

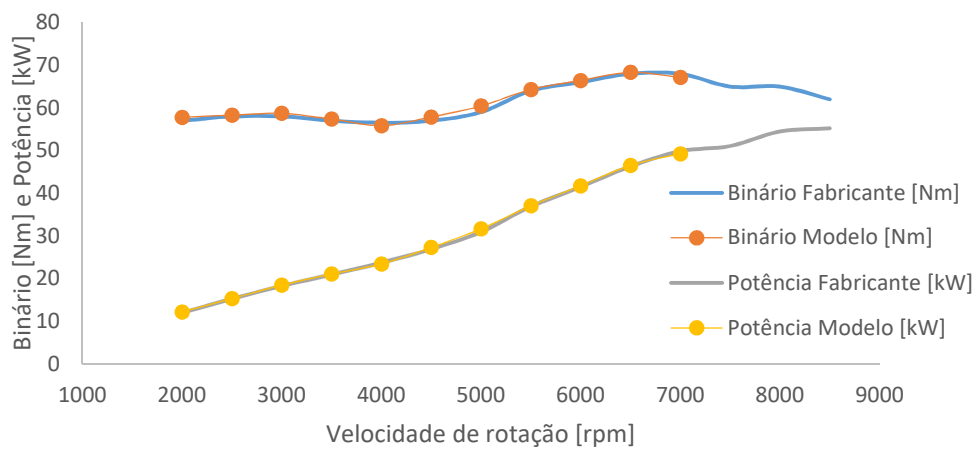


Figura 5.3 - Curvas de binário e potência a WOT para o K75

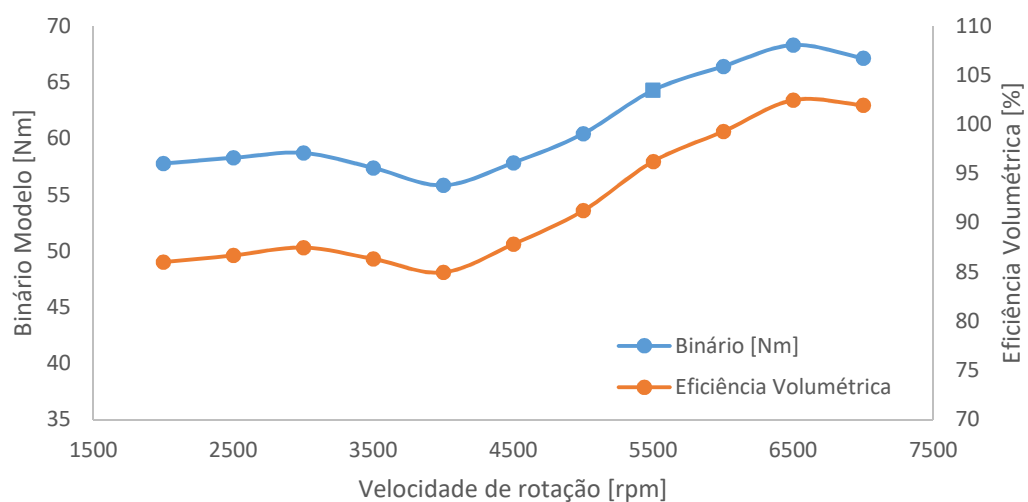


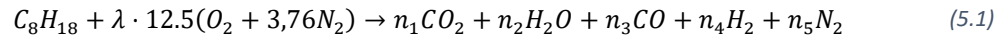
Figura 5.4 - Binário e eficiência volumétrica calculados

5.1.3 Análise ao excesso de ar da mistura

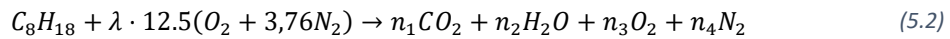
Numa das mais recentes alterações ao modelo, introduziu-se a possibilidade de funcionar em regime pobre e não apenas em regime estequiométrico, como originalmente. Não foi introduzido o regime rico devido à complexidade da modelação da combustão quando existe excesso de combustível e ao facto de que o regime

rico nunca é utilizado em aplicações onde se privilegia a maximização da eficiência, como é o caso da presente análise.

Quando a combustão do octano é rica, a reação química pode ser descrita como:



Para determinar os coeficiente n_1, \dots, n_5 , é necessária usar-se um complexo processo de cálculo que entre em conta com as constantes de equilíbrio da reação, de modo que se optou na altura por não introduzir o regime rico. No entanto, o regime pobre está disponível para ser utilizado no modelo, pelo que foi também analisado para verificar o modelo e ainda porque, nos testes experimentais, existe um ponto de funcionamento do motor K75 que se pretende que funcione em regime pobre. A reação química que descreve a combustão neste regime é:



É possível calcular estes parâmetros n_1, \dots, n_4 com relativa facilidade fazendo um simples balanço de massa às várias espécies presentes:

$$C: 8 = n_1 \Rightarrow n_1 = 8$$

$$H: 18 = 2 \cdot n_2 \Rightarrow n_2 = 9$$

$$O: 2 \cdot 12.5 \cdot \lambda = 2 \cdot n_1 + n_2 + 2 \cdot n_3 \Rightarrow n_3 = 12.5 \cdot \lambda - 8 - \frac{9}{2}$$

Foram simulados, nesta análise, 6 valores de λ a 2 valores de velocidade de rotação diferentes (3000 rpm e 7000 rpm), de modo a poder analisar a evolução de diferentes *outputs* do modelo e verificar se correspondem, ou não, ao expectável. Estas simulações foram realizadas a WOT. Na tabela seguinte, é possível verificar os *outputs* mais significativos obtidos, como caudal de ar e combustível admitidos, potência fornecida através do combustível, potência ao veio, entalpia nos gases de escape e ainda rendimento térmico e consumo específico.

Tabela 5.1 - Resultados computacionais obtidos para o motor K75 variando λ

λ	3000 rpm						7000 rpm					
	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3
Caudal de ar [g/s]	19,427	19,428	19,427	19,426	19,419	19,403	52,823	52,834	52,852	53,015	53,040	53,120
Caudal de combustível [g/s]	1,292	1,231	1,175	1,124	1,076	0,993	3,514	3,347	3,196	3,067	2,940	2,718
Potência no combustível [kW]	57,26	54,54	52,06	49,79	47,70	43,99	155,73	148,34	141,65	135,91	130,30	120,46
Perdas de calor [kW]	11,287	11,017	10,646	10,186	9,647	8,373	23,022	22,454	21,670	20,716	19,574	16,858
Potência ao veio [kW]	18,447	17,967	17,339	16,581	15,700	13,622	49,231	47,930	46,233	44,329	41,934	36,286
Entalpia de escape ($\dot{m}c_p T_{escape}$) [kW]	34,594	33,642	32,498	31,179	29,714	26,423	100,61	97,818	94,417	90,770	86,441	76,653
Rendimento Efectivo	0,322	0,329	0,333	0,333	0,329	0,310	0,316	0,323	0,326	0,326	0,322	0,301
Ce [g/kWh]	252,26	246,68	243,99	244,03	246,90	262,45	257,05	251,51	248,97	249,15	252,51	269,79

Observando a Tabela 5.1, é possível constatar que para $\lambda \approx 1,15$ o consumo específico tem um mínimo, o que corresponde àquilo que se estava à espera [4]. Isto acontece por várias razões, como por exemplo, em regime pobre é possível garantir a combustão do máximo de combustível possível, e assim toda a energia química fornecida é aproveitada. Por outro lado, ao mais ar, as temperaturas serão mais baixas e, conseqüentemente são reduzidas as perdas por transferência de calor. Além disso, o calor específico da mistura também diminui. Assim, a entalpia de escape é reduzida, ou seja, a quantidade de energia rejeitada pelo tubo de escape é menor. Aumentando mais o excesso de ar, o motor começa a não produzir potência suficiente e os efeitos descritos anteriormente deixam de compensar a diminuição de potência do motor, como apresentado na Figura 5.5. O rendimento também diminui (o consumo específico aumenta) pois a componente das perdas mecânicas, que não é alterada, começa a ser preponderante sobre a potência indicada.

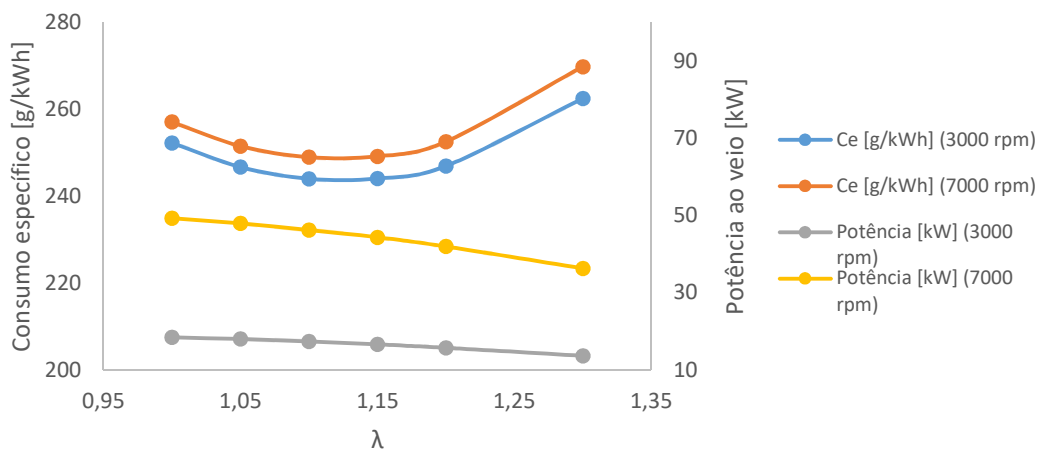


Figura 5.5 - Evolução de consumos específicos e potências obtidos pelo modelo

5.1.4 Medição de deslocamentos das válvulas de admissão

Foi desafiante conseguir pôr este modelo a funcionar em ciclo sobre-expandido porque, apesar de ser uma variante simples do ciclo Otto (para o qual o modelo foi feito) e os únicos parâmetros significativamente alterados são os tempos de abertura e fecho da válvula de admissão, não havia informação precisa disponível acerca destes valores. Os perfis de cames *Dwell* foram feitos tendo por base os perfis originais, mas o manual do utilizador apenas fornece valores de ângulos quando as válvulas já apresentam *lifts* de 3 mm. Assim sendo, procedeu-se à medição do *lift* da *Dwell 45*, rodando a cambota 1 grau de cada vez, com a ajuda de um disco graduado, acoplado na cambota do motor, como se vê na Figura 5.6, e de um relógio comparador, encostado diretamente às touches (Figura 5.7). Para as medições serem fidedignas, é necessário colocar o comparador alinhado com o deslocamento das touches, a 30°, o que foi feito com a ajuda de um nível digital e de uma base magnética. Obviamente, este é um processo moroso e muito suscetível a erros, já que o comparador é um instrumento de alta precisão, capaz de fazer medições da ordem do micrómetro mas qualquer movimento mais brusco podia afetar os alinhamentos. A isto, junte-se também folgas no motor e na corrente de transmissão. No entanto, depois de várias tentativas obtiveram-se valores que vieram confirmar os valores anteriores de *timing* das válvulas para os quais não existiam certezas, de modo a poderem ser utilizados nas simulações.

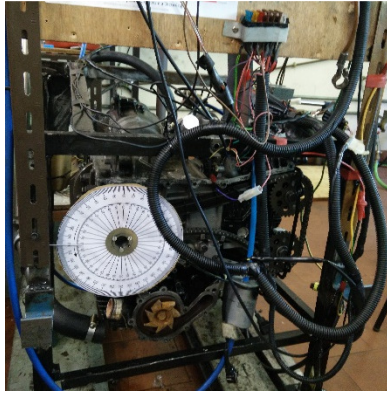


Figura 5.6 - Disco graduado acoplado à cambota do motor

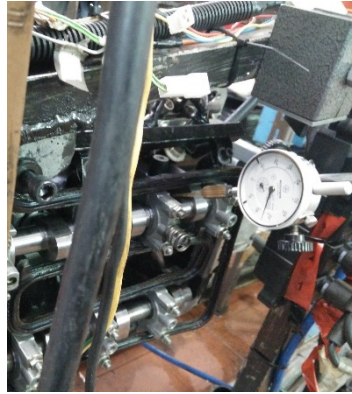


Figura 5.7 - Comparador encostado às touches

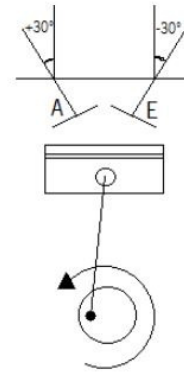


Figura 5.8 - Esquema da inclinação das válvulas de admissão e escape do K75 (adaptado de [71])

Apresenta-se de seguida na Figura 5.9 o gráfico com os deslocamentos medidos para as válvulas de admissão *Dwell 45*.

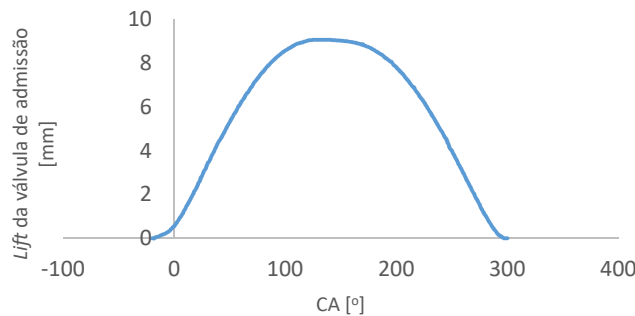


Figura 5.9- Deslocamento da válvula de admissão vs ângulo de cambota

Pode-se então conferir os *timings* corretos de abertura e fecho das válvulas na Tabela 5.2

Tabela 5.2 - *Timings* de válvulas para o motor original, com a *Dwell 50* e *Dwell 45*

	Original		Dwell 50		Dwell 45	
	Abertura	Fecho	Abertura	Fecho	Abertura	Fecho
Admissão	35° antes PMS	60° depois PMI	20° antes PMS	110° depois PMI	20° antes PMS	105° depois PMI
Escape	60° antes PMI	30° depois PMS	50° antes PMI	20° depois PMS	50° antes PMI	20° depois PMS

5.1.5 Simulações e comparação com resultados experimentais anteriores

Confirmados os valores de abertura e fecho das válvulas, procedeu-se à simulação do motor no seu estado original, modificado com a *Dwell 50* e com a *Dwell 45*. Existem dados experimentais que permitem comparar os resultados computacionais com a realidade e assim validar o modelo para simular o motor em estudo. Estes dados foram recolhidos na dissertação de mestrado de Carlos Castro [42], na qual foi testado o motor com a árvore de cames *Dwell 50*, pelo que na simulação foi primeiramente simulado o motor com esta configuração e todas as alterações que entretanto foram efetuadas ao motor. Na Tabela 5.3, encontram-se os resultados computacionais obtidos comparados com os experimentais.

Tabela 5.3 - Comparação entre os dados experimentais e os simulados para a Dwell 50

	TPS [%]	Velocidade [rpm]	Consumo [g/s]	Binário [N.m]	Potência [kW]	Consumo Esp. [g/kWh]	Rendimento [%]	Ef. Volumétrica [%]
Experimental	WOT	3000	1,0062	49,93	15,68	230,95	35,43	73,6
Modelo	WOT	3000	0,9721	49,69	15,61	224,23	36,24	72,39
Erro relativo [%]	-	-	3,39	0,48	0,44	2,91	2,29	1,65
Experimental	50	7000	2,6685	48,15	35,3	272,17	30,06	67,99
Modelo	85	7000	2,43	48,52	35,56	246,41	32,98	81,63
Erro relativo [%]	-	-	8,82	0,76	0,75	9,47	9,71	20,06

Para os valores de velocidade de rotação de 3000 rpm, o modelo parece conseguir simular com grande precisão o motor K75, não apresentando desvios superiores a 4% dos valores medidos. No entanto, para valores de velocidade mais elevados, às 7000 rpm, tal já não parece ser o caso. O facto de não existir uma modelação dos efeitos dinâmicos de inércia dos gases torna-se mais relevante nesta gama de velocidades, o que compromete a precisão dos resultados, já que, mesmo introduzindo coeficientes para tentar minimizar o erro, a modelação da borboleta deixa de ser correta. Tendo como base que, durante a realização dos testes experimentais, o motor se encontrava no limite de ocorrência de *knock*, foram testados, por tentativa e erro, vários valores de TPS até que a pressão máxima no interior do cilindro fosse aproximadamente igual, chegando-se a um valor de 85% de TPS no modelo para simular 50% de TPS nas medições. Tal como é possível observar, o resultado computacional que mais difere dos experimentais é a eficiência volumétrica, diferindo em cerca de 20%, o que vem confirmar que esta limitação do modelo está relacionada com a inércia dos gases.

De seguida, foi simulado o motor K75 com a *Dwell* 45, que se pretendeu testar neste trabalho de dissertação, e assim poder prever qual o comportamento do motor durante os testes. Estas simulações foram realizadas nas mesmas condições da *Dwell* 50, já que foi testada em seguimento do trabalho anterior. Estes resultados podem ser consultados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Comparação do motor com Dwell 50 e com Dwell 45

	TPS [%]	Velocidade [rpm]	Consumo [g/s]	Binário [N.m]	Potência [kW]	Consumo Esp. [g/kWh]	Rendimento [%]	Ef. Volumétrica [%]
<i>Dwell</i> 50	WOT	3000	0,9721	49,69	15,61	224,23	36,24	72,39
<i>Dwell</i> 45	WOT	3000	1,0074	51,94	16,32	222,32	36,55	75,02
Diferença [%]	-	-	3,64	4,53	4,53	0,85	0,86	3,64
<i>Dwell</i> 50	85	7000	2,4332	48,52	35,56	246,41	32,98	81,63
<i>Dwell</i> 45	85	7000	2,5111	50,58	37,08	243,91	33,32	84,24
Diferença [%]	-	-	3,20	4,26	4,26	1,01	1,02	3,20

Como já foi referido anteriormente, a *Dwell* 45 fecha 5º de cambota mais cedo que a *Dwell* 50, o que permite que o motor nestas condições tenha um pouco mais de compressão que a árvore de cames anterior. Em associação com os resultados computacionais da tabela anterior, isto leva a concluir que a *Dwell* 50 tenha um patamar de *dwell* sobre-dimensionado, o que provoca um *back-flow* de mistura, e portanto uma perda de potência excessivos, anulando em parte os benefícios associados à sobre-expansão. Foi isto que levou à fabricação de uma árvore de cames com ligeiramente menos sobre-expansão e maior rendimento. Ou seja, para

ambas as configurações do motor, a taxa de compressão geométrica é a mesma, mas há uma ligeira redução da relação de expansão, o que conduz a um aumento da eficiência, de acordo com a Eq. (2.19).

5.2 Software comercial AVL Boost

O AVL Boost é um software avançado de simulação de motores de combustão interna. Funciona à base de blocos (à semelhança do Simulink), representando cada um desses blocos um componente essencial ao funcionamento do motor (como por exemplo, cilindros, injetores, filtros de ar, entre outros). Em cada componente, deve ser especificado as suas características para uma simulação o mais rigorosa possível. Cada um desses blocos deve esta ligado por tubos, o que permite simular os efeitos dinâmicos das colunas gasosas.

Apresenta algumas vantagens em relação ao modelo da universidade do Minho pois, além de requerer um muito menor tempo computacional e considerar os efeitos de “respirar do motor”, permite escolher um de vários modelos para simular diferentes fenómenos como por exemplo a combustão no interior do cilindro ou a transferência de calor.

5.2.1 Modelação do motor K75

Com o próprio motor à disposição, foi possível recolher a maior parte dos parâmetros geométricos e modelar a instalação experimental utilizada no decorrer do projeto. É possível ver o aspeto gráfico desta modelação na Figura 5.10:

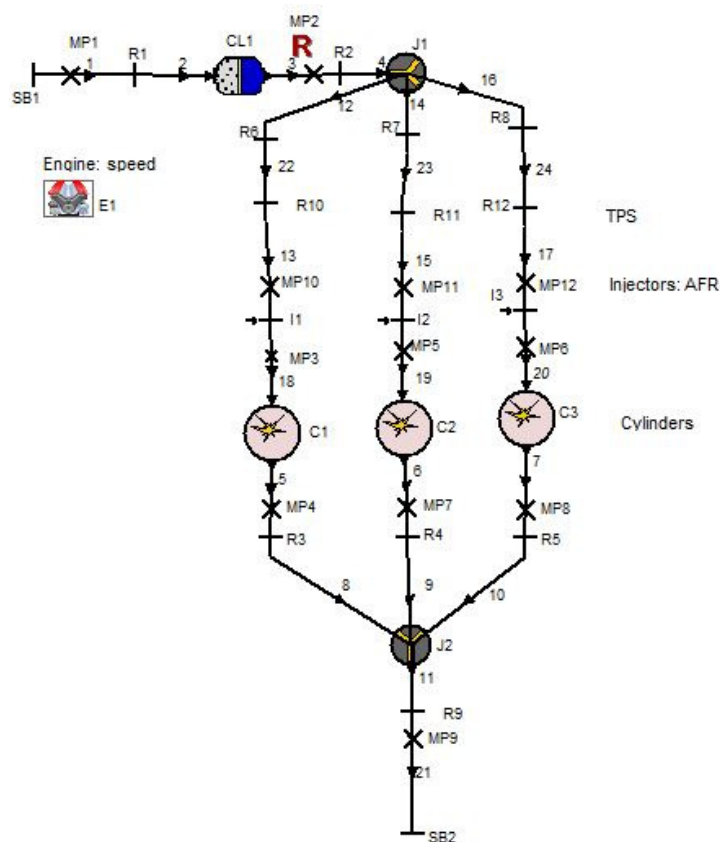


Figura 5.10 - Modelação do K75 no AVL Boost

O primeiro bloco a ser adicionado deve ser o do motor (E1), no qual se especifica a que velocidade de rotação é que se simula o seu comportamento, o tipo de ciclo (dois tempos, quatro tempos ou Wankel), a ordem de ignição dos cilindros, e o modelo de atrito a ser aplicado. Foi escolhido o modelo de Heywood, ao qual é necessário fornecer a disposição dos cilindros (em linha), o sistema de válvulas usado (DOHC – *Double Over Head Cam*), o deslocamento máximo das válvulas, o tipo de seguidor das cames e o tipo de óleo utilizado.

O modelo começa com a declaração das condições de fronteira (SB1) de entrada do ar no sistema, onde se indica os valores de temperatura, pressão e AFR. De seguida, o ar é conduzido através de tubos para o filtro do ar (CL1). O tubo de saída do filtro divide-se em três ramos, cada um conduzindo ao cilindro respetivo. Em cada um dos três ramos, o ar passa por uma restrição que simboliza a borboleta (R10, R11 e R12) e de seguida, é-lhe fornecida a gasolina na proporção indicada através dos injetores (I1, I2 e I3), de modo a obter-se o AFR desejado. Imediatamente depois, seguem-se os cilindros (C1, C2 e C3).

No bloco dos cilindros (Figura 5.11), especificam-se as suas **características geométricas** (como o diâmetro, curso, taxa de compressão geométrica, comprimento da biela, entre outros). De seguida, é necessário fornecer as **condições de inicialização** no momento da abertura da válvula de escape (novamente temperatura, pressão e AFR). Um outro campo a preencher é o modelo que se pretende utilizar para a **combustão**. Escolheu-se o modelo de Wiebe, pois é o utilizado no modelo Simulink da Universidade do Minho. No entanto, ao contrário deste último, que determina automaticamente quais os parâmetros da função que correspondem ao MBT (*Maximum Brake Torque*), é necessário que sejam estimados *a priori* os valores de a (fator de eficiência da combustão), m (fator de forma da função de Wiebe), e duração da combustão. O valor de início da combustão pode ser entendido como o valor de avanço de ignição em relação ao PMS. Passa-se depois à modelação das perdas por **transferência de calor**, sendo necessário fornecer as áreas do pistão, da cabeça do cilindro e da camisa e as correspondentes temperaturas aproximadas. Por último, modelam-se as **válvulas do cilindro**. A cada tubo de entrada ou de saída do cilindro está associada uma válvula de admissão ou escape, sendo necessário especificar o correspondente diâmetro, a folga, a curva de *lift*, e a curva do coeficiente de descarga [72].

Depois de serem expulsos do cilindro, os gases de escape dos três ramos juntam-se novamente num só tubo, onde são descarregados a condições atmosféricas.

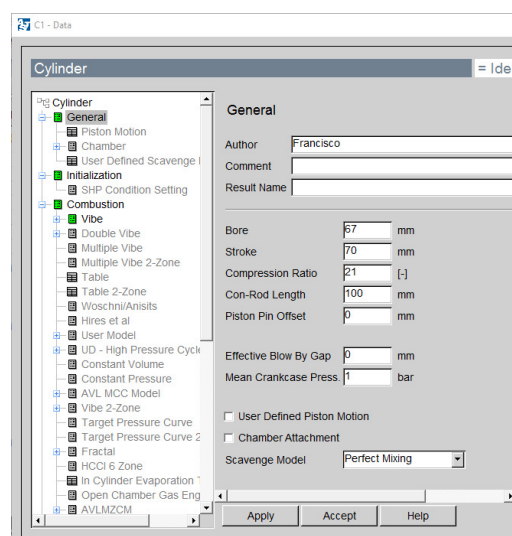


Figura 5.11 - Janela de modelação do cilindro

5.2.2 Resultados da simulação do K75 com a Dwell 45

Sendo esta a árvore de cames a testar durante este projeto, foi esta a mais amplamente trabalhada no *software*. Os primeiros parâmetros a serem obtidos foram aqueles que se pretendiam medir experimentalmente, nomeadamente o binário produzido, e a correspondente potência associada, o consumo, o consumo específico e o rendimento do motor a trabalhar nestas condições. As simulações foram feitas para 3000 rpm, com a válvula de admissão totalmente aberta e em regime ligeiramente pobre (AFR=15,5) e a 7000 rpm, com a válvula de admissão a 50% e fornecendo uma mistura rica (de AFR=12,5).

Das primeiras simulações corridas a 3000 rpm e AFR 15,5 ou $\lambda \sim 1,05$ (ponto ECO) e a 7000 rpm, 50% de acelerador e AFR 12,5 ou $\lambda \sim 0,85$ (ponto BOOST), é possível obter os seguintes valores:

Tabela 5.5 - Resultados computacionais do AVL Boost para os pontos ECO e BOOST da Dwell 45

Velocidade [rpm]	TPS [%]	Binário [Nm]	Potência [kW]	Consumo [g/s]	Cons. Esp. [g/kWh]	Rendimento [%]	Ef. Vol. [%]
3000	WOT	49,84	15,66	0,9889	227,36	36,0	67,1
7000	50	51,32	37,62	2,567	245,58	33,3	69,3

Estes resultados são, à primeira vista, bastante semelhantes aos obtidos experimentalmente para a árvore de cames Dwell 50. No entanto, nota-se um ligeiro aumento em ambos os parâmetros pretendidos em cada ponto de funcionamento, ou seja, no ponto de funcionamento ECO, em que se pretende essencialmente o maior rendimento possível foi possível passar de **35,4%** medidos experimentalmente para **36%** estimados, um aumento de 0,6%. Esta diferença, no entanto, deve ser vista com cautela tendo em conta as incertezas experimentais. Por outro lado, no ponto BOOST, em que se pretende a maior potência possível (limitada pela ocorrência de *knock*), a potência aumentou de **35,3 kW** para **37,6 kW**, representando um aumento de 2,3 kW para o mesmo regime de funcionamento, alterando apenas a árvore de cames com que o motor se encontra a operar.

De seguida, passou-se a simular o motor em vários regimes de funcionamento com um AFR estequiométrico, o valor habitual para um motor a gasolina. Usaram-se de 500 em 500 rpm e de 10 em 10% de abertura da borboleta. Obteve-se assim as seguintes curvas de binário, potência e rendimento para o K75, apresentadas na Figura 5.12 e Figura 5.13. A Figura 5.14 representa curvas de potência para o motor K75 original obtidas experimentalmente em anos anteriores.

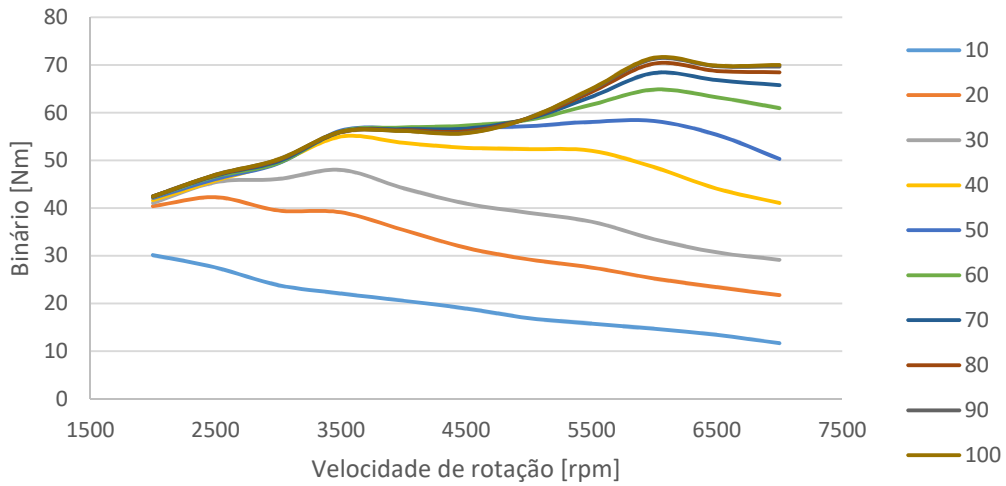


Figura 5.12 - Binário do motor K75 em função da velocidade de rotação e valor de acelerador

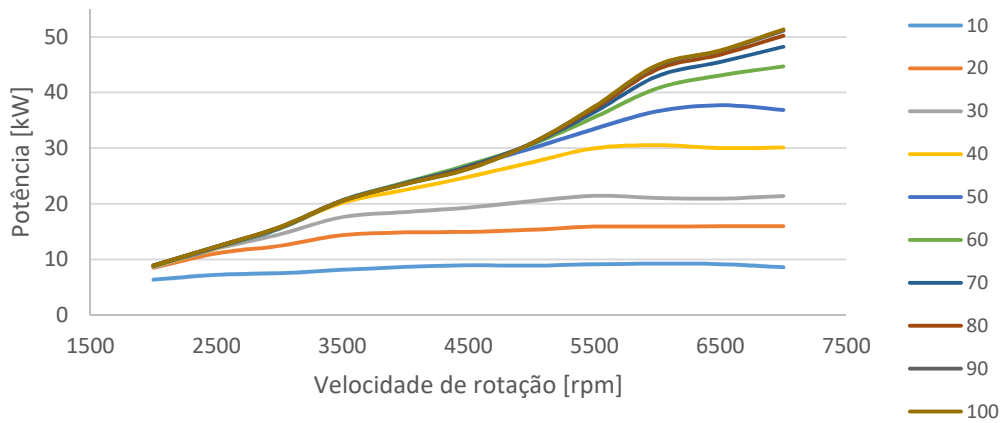


Figura 5.13 - Potência do K75 em função da velocidade de rotação e valor de acelerador

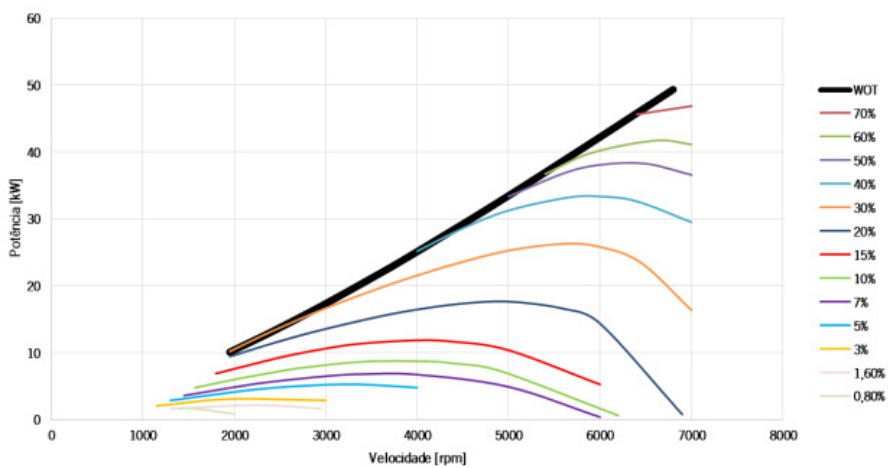


Figura 5.14 - Curvas experimentais de potência do motor original (adaptado de [42])

Pode-se observar da Figura 5.12, a pequena influência que a borboleta tem a pequenas velocidades de rotação e como vai crescendo a sua importância à medida que o motor vai sendo acelerado. O gráfico acima leva

a concluir que, por exemplo, a 3000 rpm, ter a borboleta totalmente aberta ou a apenas 40% de carga é irrelevante e que a partir de 40% da carga, o acelerador já não impõe nenhuma restrição à passagem do ar. Outro aspeto a salientar é o pico que a curva de binário apresenta a 3500 rpm, o que vem confirmar que a velocidade de rotação inicialmente escolhida para o ponto ECO era a mais adequada, apesar de ter sido posteriormente alterada para 3000 rpm devido a dificuldades em manter o motor estável para ensaio a essa velocidade com o freio hidráulico disponível na altura desses ensaios.

Da Figura 5.13 é possível constatar que a potência a 50% de carga a 6500 rpm é superior em cerca de 1 kW àquela que é fornecida a 7000 rpm, devido a uma queda de binário de cerca de 5 Nm, apesar do aumento de velocidade do motor. Esta queda também se observa nas curvas de potência a 50% de carga do motor no seu estado original, na Figura 5.14. Conclui-se que pode ser vantajosa a utilização deste valor de velocidade, já que além de fornecer uma maior potência, pode permitir uma diminuição do caudal de combustível. Conjugando estes dois fatores, obtém-se um aumento de rendimento, segundo a Eq. (2.4), como se pode observar na Figura 5.15.

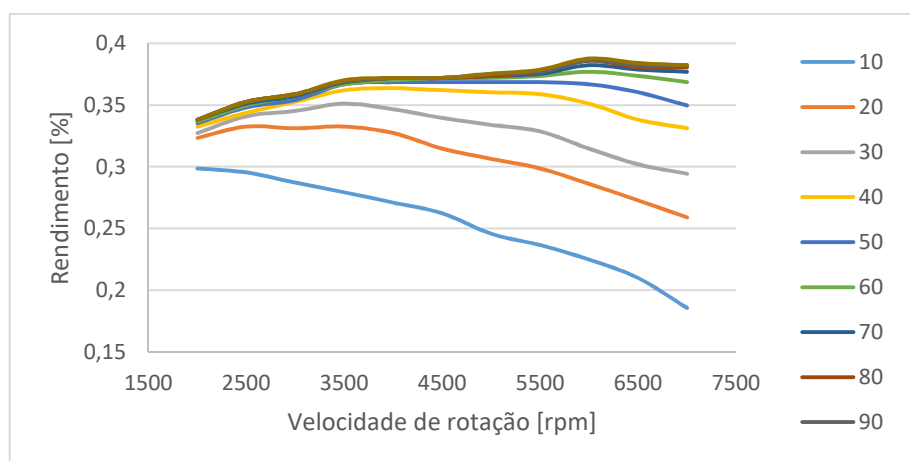


Figura 5.15 – Rendimento do K75 em função da velocidade de rotação e valor de acelerador

A partir dos valores de consumo específico, calculados pelo AVL Boost, é possível obter os valores de rendimento para cada ponto de funcionamento simulado através da Eq. (2.6). É importante referir que estes valores de rendimento poderão ser algo difíceis de alcançar em ensaios, devido às vibrações que o motor provoca na instalação, afetando em parte a medição do peso do depósito de combustível apesar de serem bastante parecidos os valores de caudal de combustível consumido simulado com os medidos experimentalmente para as mesmas condições.

Apesar de o valor máximo de rendimento apresentado na Figura 5.15 ser de **38,8%** para WOT a 6000 rpm, este não é um regime de funcionamento exequível devido à ocorrência de *knock* nestas condições, sendo preferível então as 3500 rpm, como mencionado anteriormente.

No decorrer destas simulações, assumiu-se a presença de *knock* quando a taxa de compressão retida ultrapassava o valor máximo encontrado para o motor original (de 10,22), como se verá adiante.

5.2.3 Comparação entre várias árvores de cames

Tendo essa possibilidade, passou-se a simular o motor em diferentes condições, nomeadamente, no seu estado original e com as árvores de cames Dwell 50, 45 e 40 instaladas, com o respetivo rebaixamento do bloco associado. Esta simulação teve como objetivo compreender melhor qual a evolução do comportamento do motor ao instalar cada árvore de cames e confirmar os resultados já obtidos no modelo simulink relativamente à Dwell 45. Outro motivo que levou a este estudo foi averiguar se valeria a pena continuar o estudo no futuro, onde seria testada a Dwell 40.

Na Figura 5.16, é possível visualizar os resultados obtidos para o binário e na Figura 5.17 o rendimento do motor a *WOT*. As linhas a vermelho nas Figura 5.16 e Figura 5.17 representam os regimes de funcionamento para os quais se estimou a ocorrência de *knock*, significando que estas condições de funcionamento do motor não devem ser testadas experimentalmente, pois corre-se o risco de danificar seriamente o motor.

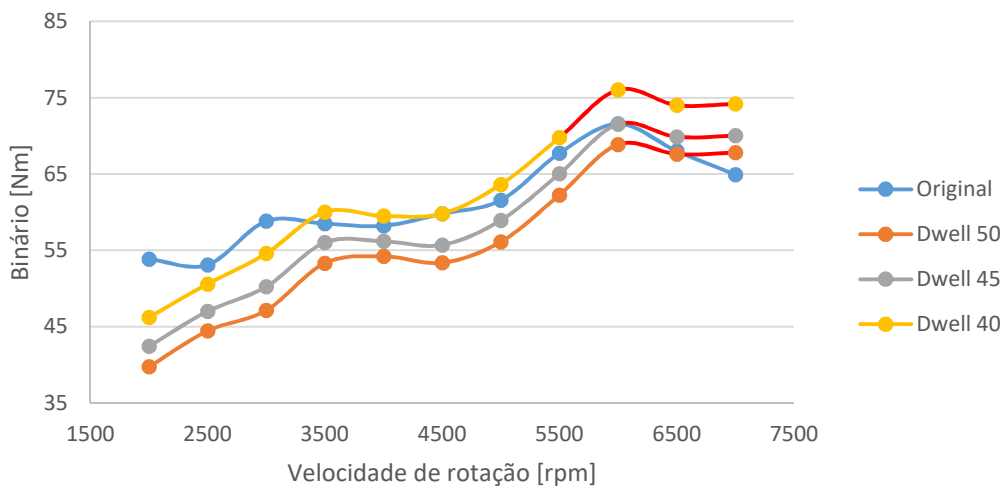


Figura 5.16 - Curvas de binário para o motor K75 com diferentes árvores de cames obtidos no AVL Boost

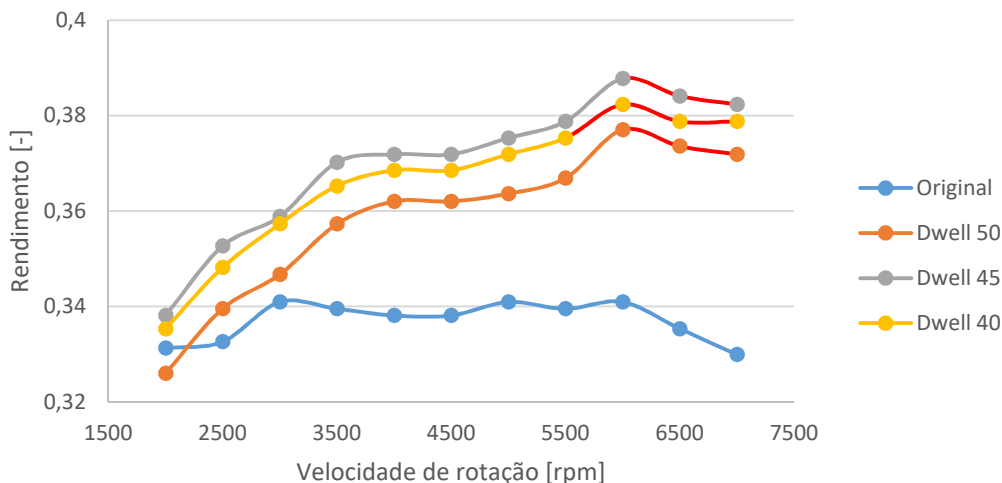


Figura 5.17 - Curvas de rendimento para o motor K75 com diferentes árvores de cames obtidos no AVL Boost

Pela Figura 5.16, nota-se a perda de binário usando as árvores de cames *Dwell* devida à aplicação do LIVC. De facto, a estratégia LIVC para obter a sobre-expansão é conseguida à custa da admissão de menos mistura. No entanto, a descida de potência não é proporcional, visto que a combinação dos benefícios proporcionados pela sobre-expansão e o aumento da taxa de compressão do motor proporciona um melhor rendimento (Figura 5.17). A altas velocidades verifica-se que a perda de potência é pouco acentuada ou até inexistente. Isto é assim porque a eficiência volumétrica aumenta devido aos efeitos dinâmicos, o que leva a que a rejeição de mistura do LIVC não seja tão acentuada. De facto, à medida que a velocidade de rotação é aumentada, devido a efeitos de inércia dos gases, a mistura continua a entrar no cilindro, ou seja, há por um lado o efeito de *backflow*, no qual o pistão “empurra” a mistura para o exterior, mas devido à inércia dos gases e ao facto de a válvula de admissão ainda se encontrar aberta, a mistura continua a entrar e a comprimir aquela que já se encontra admitida, resultando numa menor perda de binário devido à sobre-expansão. Assim se nota uma das vantagens do método LIVC em relação ao EIVC para alcançar a sobre-expansão. No entanto, verifica-se que este aumento de eficiência volumétrica associado à maior taxa de compressão acabará por ser excessivo em alguns pontos, pois leva o motor a entrar em *knock*.

Nota-se primeiramente que a curva de binário obtida para o motor original é bastante semelhante à curva fornecida pelo fabricante, especialmente quando comparando com aquela que foi experimentalmente medida em anos anteriores. No entanto, devido a maiores binários obtidos a baixas velocidades e consumos relativamente inferiores, os valores de rendimento nesses regimes de funcionamento são mais elevados.

Outro fator que foi alvo de alguma atenção foi a massa de ar que é admitida por ciclo a WOT com o motor nos seus vários estados (original, e com as várias *Dwell*). Pelo gráfico da Figura 5.18 é possível observar a quantidade de ar que é admitida. Naturalmente, o motor original é aquele que mais massa de ar admite e esta vai diminuindo à medida que é aumentado o patamar de *dwell* do perfil das cames, devido a *backflow*, pois existe um maior intervalo de tempo no qual o pistão já se encontra no seu curso ascendente e a expulsar mistura de volta para as condutas de admissão.

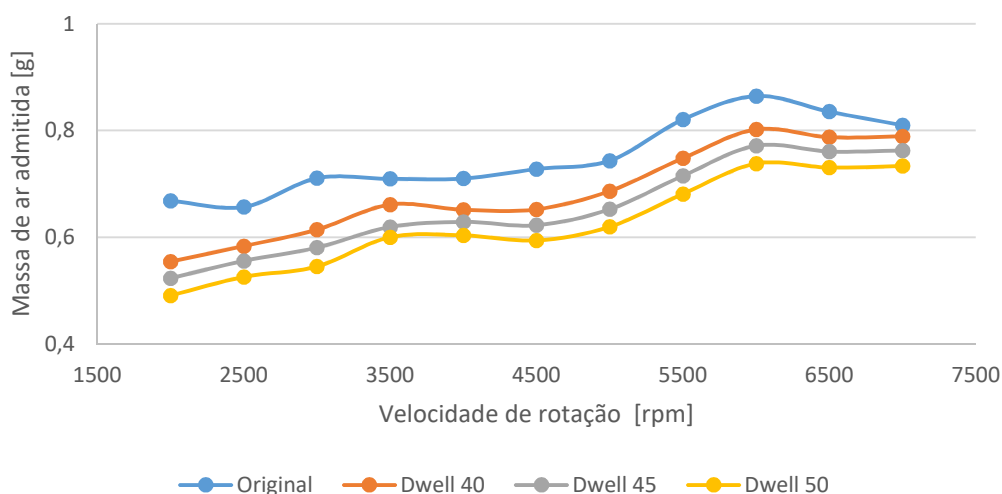


Figura 5.18 - Massa de ar admitida por ciclo em função da velocidade de rotação

Na Figura 5.19 está representado o caudal de ar que está a ser admitido no cilindro 3 do motor, sendo possível observar a ocorrência de *backflow* e de como este efeito é bastante mais importante quando o motor trabalha em LIVC.

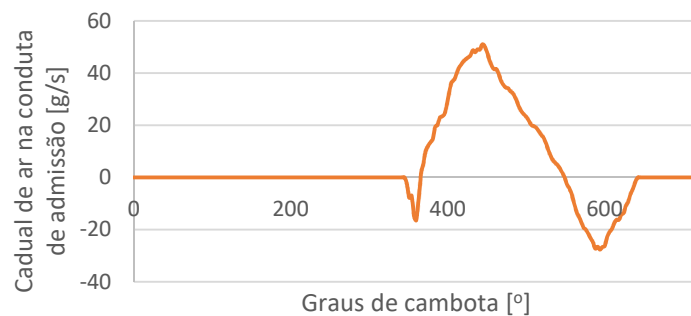


Figura 5.19 - Caudal de ar na conduta de admissão

Com estes valores de massa de ar admitida, e as condições de temperatura e pressão à entrada do cilindro, estimou-se o volume de ar correspondente com a lei dos gases perfeitos e de seguida passou-se a calcular a taxa de compressão retida, segundo a equação seguinte:

$$\varepsilon_{ret} = \frac{V_{ar} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (5.3)$$

onde V_{ar} é o volume de ar admitido e V_{cc} é o volume da câmara de combustão. O volume da câmara de combustão do motor original (para os três cilindros) é $0,078125 \text{ cm}^3$ e para o motor com o rebaixamento de 3,5 mm o novo volume da câmara de combustão é alterado para $0,065782 \text{ cm}^3$. Com estes dados, é possível calcular a taxa de compressão retida para cada ponto, apresentada na tabela seguinte:

Tabela 5.6 - Valores de taxas de compressão retida para as diferentes árvores de cames

Velocidade de rotação [rpm]	Original	Dwell 40	Dwell 45	Dwell 50
2000	8,13	8,02	7,63	7,22
2500	8,00	8,39	8,04	7,66
3000	8,58	8,78	8,35	7,91
3500	8,57	9,38	8,84	8,60
4000	8,58	9,25	8,97	8,65
4500	8,76	9,26	8,89	8,53
5000	8,93	9,70	9,27	8,85
5500	9,75	10,47	10,06	9,63
6000	10,22	11,16	10,77	10,35
6500	9,91	10,97	10,64	10,25
7000	9,64	10,99	10,66	10,29

O valor da Tabela 5.6 assinalado a amarelo representa o valor máximo de taxa de compressão retida obtido para o motor na sua configuração original e assume-se, por segurança, que este é considerado o limiar de *knock*, que não deverá ser ultrapassado pelo motor alterado. Assim, valores obtidos para as restantes configurações do motor que são superiores a este foram assinalados a vermelho e considerados como provocando *knock*, não permitindo a sua utilização. No entanto, experimentalmente, notou-se que o motor entra em *knock* para valores inferiores aos previstos por este critério. Na prática, caso se deseje utilizar o motor nos regimes de velocidade em que ocorre *knock*, será necessário limitar a admissão de mistura para esses casos através do fecho parcial da válvula de borboleta a menos que se consiga reduzir o *knock* reduzindo apenas o avanço de ignição.

6 Ensaios Experimentais e análise de resultados

Este capítulo detalha as condições experimentais com que foram realizados os ensaios ao motor, os resultados obtidos e a sua discussão. São feitas comparações com os resultados de anos anteriores, tanto do motor no seu estado original como com outra árvore de cames testada (*Dwell 50*), mas também com os resultados que foram obtidos através das simulações computacionais realizadas no decorrer desse projeto e já apresentadas no capítulo anterior.

6.1 Condições dos ensaio

Para a realização de testes ao motor, este é ensaiado com as condições apresentadas no subcapítulo 3.3, nomeadamente, com os parâmetros de arranque, como por exemplo, as diferentes curvas de enriquecimento durante ou após arranque, ou a frio, de forma a garantir um arranque o mais fácil e suave possível.

Afinação do mapa de injeção

Depois de seguir o procedimento do subcapítulo 4.4, ou seja, estando garantidas as condições de AFR pretendido nas zonas de operação em que se pretende que o motor funcione, nomeadamente mistura pobre a 3000 rpm (AFR \approx 16,9) e mistura rica a 7000 rpm (AFR \approx 13), foi possível obter o seguinte mapa de injeção, na Figura 6.2, utilizado no decorrer dos ensaios:

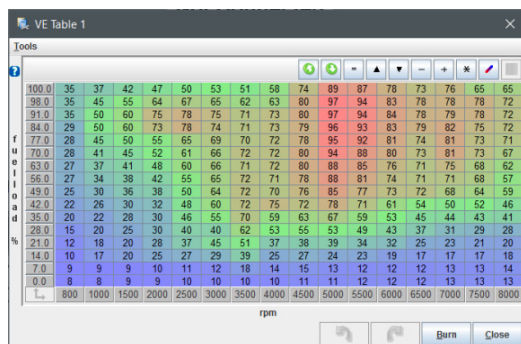


Figura 6.1 - Mapa de injeção utilizado nos testes da *Dwell 50*

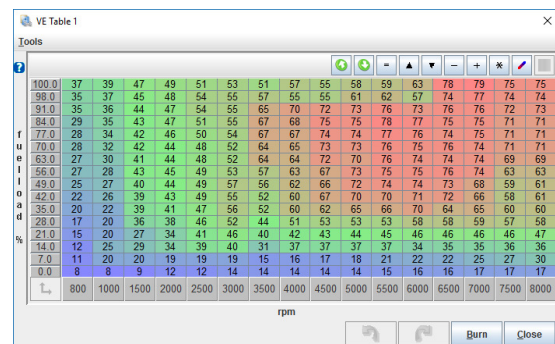


Figura 6.2 - Mapa de injeção utilizado nos testes da *Dwell 45*

Como já foi referido anteriormente, os valores que estão presentes neste mapa (VE) são indicativos da eficiência volumétrica do motor (esta foi ajustada até se obter o valor de AFR desejado na sonda lambda) e utilizados, em conjunto com outros parâmetros, para que a *MegaSquirt* calcule o intervalo de tempo que os injetores se encontram abertos de acordo com a Eq. (4.1) e envie o sinal correpoente. Assim, ao alterar o valor de cada célula é possível controlar a riqueza da mistura.

O mapa da Figura 6.2 é semelhante ao mapa utilizado aquando do teste da *Dwell 50*, uma vez que a própria árvore de cames a testar é bastante semelhante, (com apenas mais 5º de compressão). No entanto, apesar de não ser expectável a necessidade de alterações ao mapa, verificou-se se os dois pontos de interesse cumpriam os requisitos para a mistura injetada. Foram feitas algumas pequenas alterações ao mapa anterior, como por exemplo um ligeiro aumento no combustível injetado a baixas cargas de modo a promover um trabalhar mais fácil do motor enquanto ele aquece e é elevado à temperatura de teste ou uma diminuição dos valores do mapa em regimes de médias velocidades de rotação a médias cargas para poupar combustível enquanto se procura

atingir o ponto BOOST para a realização dos ensaios. Uma vez verificado que a mistura se encontrava com a riqueza desejada, a afinação do mapa de injeção está finalizada e este pode ser utilizado sem a necessidade de ser alterado novamente.

Afinação do mapa de ignição

Após a afinação do mapa de injeção, foi necessário afinar o mapa de avanço de ignição. Idealmente, o avanço de ignição que corresponde ao MBT é aquele que causa o pico de pressão a, aproximadamente, 15° após o PMS. Devido à falta de instrumentação para medir a pressão no interior do cilindro e relacioná-la com o ângulo da cambota, seguiu-se a regra geral de que o avanço de ignição deve aumentar com o aumento da velocidade de rotação (de modo a que haja o tempo necessário para a combustão o mais completa possível da mistura) e diminuir com o aumento da abertura da borboleta (devido a uma maior entrada da massa de ar no cilindro e um consequente aumento da pressão no seu interior que facilitaria a ocorrência de *knock*).

Este processo de otimização do avanço de ignição consistiu em ir testando o motor com diferentes avanços, aumentando o seu valor grau a grau até que o binário produzido começasse a diminuir ou o motor entrasse em *knock*. Chegados a esse ponto, encontramos-nos na situação ideal para que o rendimento do motor seja máximo. No decorrer dos ensaios, apenas foi possível maximizar o avanço de ignição do ponto ECO. O mapa anterior e o atual resultantes desta otimização podem ser observados nas Figuras Figura 6.3 e Figura 6.4.

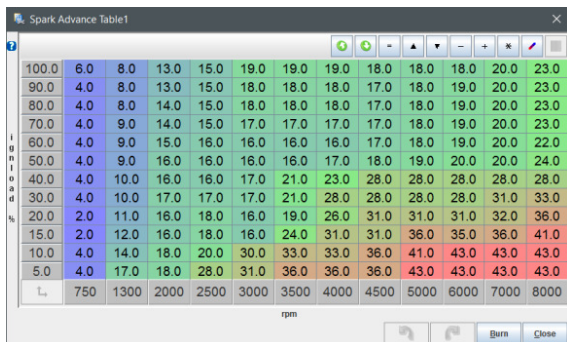


Figura 6.3 - Mapa de ignição utilizado nos testes da Dwell 50

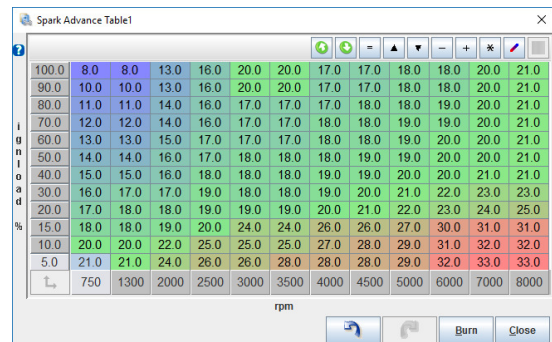


Figura 6.4 - Mapa de ignição utilizado nos testes da Dwell 45

6.2 Resultados dos ensaios ao motor com a Dwell 45

Como já foi referido anteriormente, o ciclo sobre-expandido diferencia-se do Otto na medida em que apresenta uma sobre-expansão, permitindo extrair uma maior fração energia que se encontra presente nos gases resultantes da combustão, reduzindo a fração dessa energia que é perdida pelo escape aumentando o rendimento do motor. Na parte experimental desta dissertação, pretendeu-se obter o máximo rendimento para um ponto de baixas velocidades de rotação (3000 rpm) e o máximo de potência para um regime de altas velocidades de rotação (7000 rpm).

Apenas são apresentados resultados para o ponto a baixas rotações, pois este foi o único que se mostrou possível ser testado em tempo útil. Devido devido à necessidade de instalar um novo banco de ensaios, foi preciso mover o motor de sítio e remover o freio hidráulico usado, para instalar um outro freio eletromagnético. Isto porque, como já se referiu, o freio hidráulico utilizado no decorrer do projeto é de muito difícil utilização e

controle e, de modo a aumentar a confiabilidade dos resultados e repetibilidade dos testes, optou-se pela instalação de um novo freio, que não chegou a ser terminada durante o tempo disponível para a realização da dissertação.

Ponto ECO (3000 rpm WOT)

Seguindo o procedimento de afinação da mistura a injetar do subcapítulo 6.1 e com o objetivo de obter o máximo de rendimento possível neste ponto, a quantidade de combustível a injetar é afinada para que a mistura seja pobre, com AFR $\approx 16,9$ ou $\lambda \approx 1,15$. Os valores lidos na sonda lambda não são constantes e variam durante o trabalho do motor, pelo que se considerou aceitável que os valores de λ oscilassem em torno de 16,9 (entre 16 e 17,5), conforme o projeto anteriormente realizado. Afinar a riqueza da mistura para que caia nesta gama de valores é um primeiro passo para que o rendimento do motor seja o ótimo. O passo seguinte passa por programar a MegaSquirt para que o avanço de ignição corresponda ao ideal. Como “regra de bolso”, o avanço de ignição ideal, que corresponde ao MBT (*Maximum Brake Torque*) é aquele que conduz ao pico de pressão no interior do cilindro localizado entre 10° a 15° depois do PMS. No entanto, no laboratório não existia até recentemente nenhum sensor que permitisse obter o diagrama de pressão em função dos valores de ângulo de cambota. Este sensor foi entretanto adquirido mas não pôde ser utilizado em tempo útil no presente trabalho. No entanto, a partir dos resultados das simulações do AVL Boost, começou-se a testar diferentes avanços de ignição, para tentar chegar àquele que será o ideal.

Na tabela seguinte, é possível observar os valores obtidos para os testes feitos ao motor equipado com a Dwell 45.

Tabela 6.1 - Resultados obtidos para o ponto ECO

TPS	Av. Ignição	Velocidade	Binário	Potência	Consumo	Cons. Esp.	Rendimento
[%]	[°]	[rpm]	[Nm]	[kW]	[g/s]	[g/kWh]	[%]
	18	3000	49,12	15,43	0,9187	214,32	38,18
WOT	19	3000	50,22	15,78	0,9183	209,55	39,04
	20	3000	52,72	16,42	0,9223	202,18	40,47

Pela Tabela 6.1, o ponto com rendimento máximo encontrado foi aquele que corresponde a 20° de avanço de ignição, que é o que apresenta o maior binário obtido ao longo dos ensaios. Inicialmente, pretendia-se continuar a aumentar o avanço de ignição até que o binário começasse a diminuir ou o motor entrasse em *knock*, mas, como já foi referido anteriormente, devido à necessidade de começar a trabalhar na instalação do novo banco de ensaios, foi necessário interromper os testes, sendo estes os únicos resultados experimentais obtidos.

O valor máximo de binário obtido é de 53 Nm, correspondendo a uma potência 16 kW a 3000 rpm. Com os consumos medidos de 0,922 g/s, isto leva a um rendimento de 40,5%, acima do que inicialmente se estava à espera. Na Figura 6.5, pode-se comparar os rendimentos do motor em ciclo Otto (testado em anos anteriores) com os rendimentos resultantes da alteração para ambas as árvores de cames em ciclo sobre-expandido.

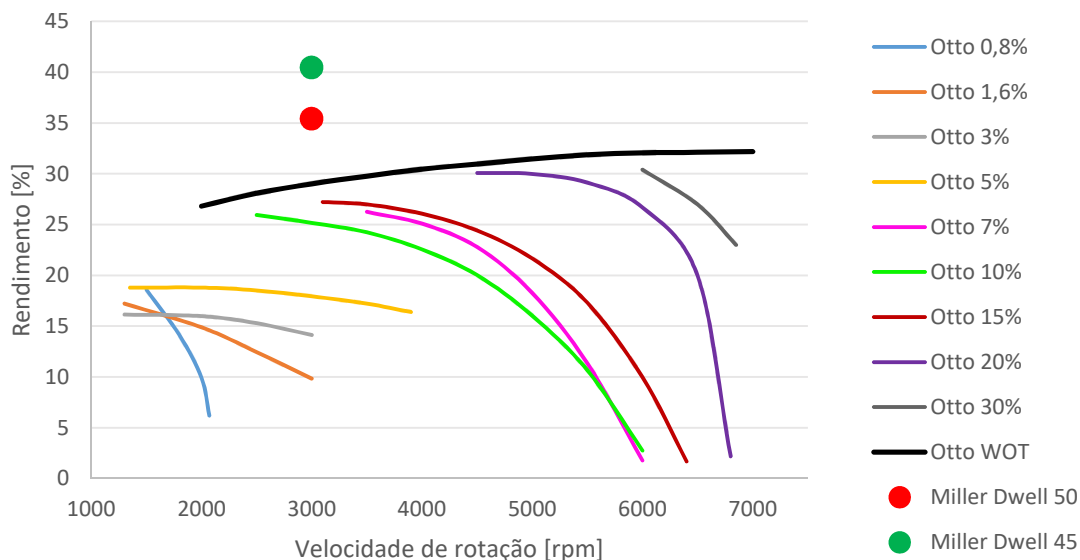


Figura 6.5 - Rendimento do ciclo sobre-expandido com Dwell 45. Curvas do ciclo Otto e da Dwell 50 adaptadas de [42]

Observando a Figura 6.5, é fácil observar o acréscimo em rendimento que a aplicação do ciclo sobre-expandido traz consigo. Com a Dwell 50 já tinha sido possível aumentar o rendimento do motor e com a Dwell 45 ainda se conseguiu que aumentasse mais. Considerou-se então cumprido o objetivo de maximizar o rendimento do motor para o ponto ECO do *range extender*.

6.3 Comparação entre os ciclos Otto e sobre-expandido

Como já foi referido anteriormente, não foi possível a realização dos ensaios para o ponto BOOST, a 7000 rpm, devido à necessidade de se mover o motor para a instalação do novo freio e assim, não foi possível verificar experimentalmente se a Dwell 45 cumpre os requisitos para o este modo de funcionamento do *range extender*. No entanto, todas as evidências sugerem que cumpre, como será visto nos subcapítulos posteriores. Assim sendo, o objetivo estabelecido para o ponto BOOST não pôde ser cumprido.

Devido à falta de dados experimentais para 7000 rpm, este subcapítulo centrar-se-á na comparação de resultados experimentais entre o ciclo Otto e as duas árvores de cames já testadas a 3000 rpm.

Funcionamento a 3000 rpm

Devido ao aumento de rendimento do motor com ciclo sobre-expandido e à diferença na mistura admitida, a comparação entre o ciclo sobre-expandido e o ciclo Otto não pode ser feita diretamente. Para que haja um ponto de comparação, uma abordagem útil é encontrar pontos do funcionamento do motor original em carga parcial que apresentem o mesmo binário à mesma velocidade de rotação. Pelos ensaios realizados ao motor original por Carlos Castro [42], existem dois pontos que podem ser utilizados para comparação: a 30% e 100% de carga (já que a 3000 rpm, a partir de 30% de carga, a borboleta deixa de causar qualquer restrição à passagem de ar). O valor de binário a 30% de acelerador e a 3000 rpm é o primeiro ponto medido que difere dos valores a carga total como pode ser visto na Figura 6.6:

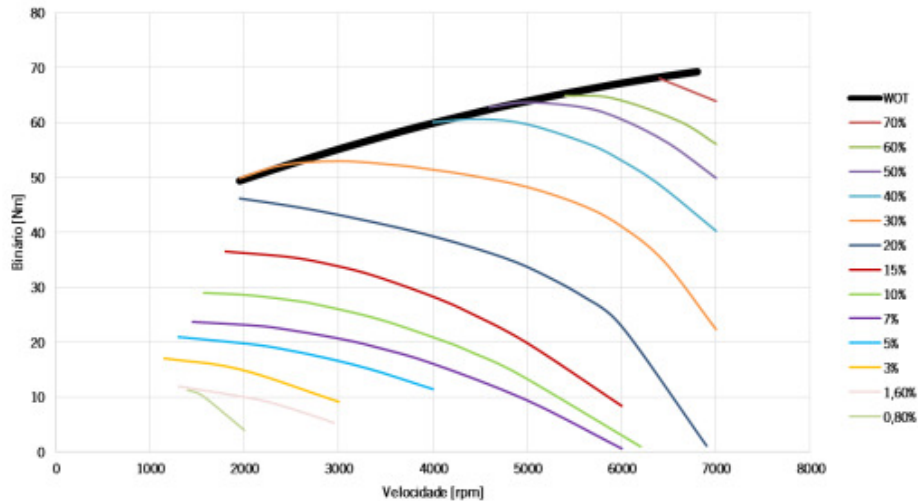


Figura 6.6 - Curvas experimentais de binário do motor original (adaptado de [42])

Na tabela apresentam-se os valores obtidos para o ciclo sobre-expandido e para o ciclo Otto de modo a facilitar a comparação entre os dois.

Tabela 6.2 - Comparação entre o ciclo sobre-expandido e o ciclo Otto (adaptado de [42])

	TPS	Velocidade	Consumo	Binário	Potência	Cons. Esp.	Rendimento
	[%]	[rpm]	[g/s]	[Nm]	[kW]	[g/kWh]	[%]
Motor	30	3000	1,22	54,0	17,0	258	31,7
Original	WOT	2950	1,38	54,9	17,0	292	28,0
Dwell 50	WOT	3000	1,01	49,9	15,7	231	35,4
Dwell 45	WOT	3000	0,92	52,72	16,42	202	40,5

Pela Tabela 6.2, constata-se experimentalmente as vantagens em termos de rendimento da aplicação do ciclo sobre-expandido. Ou seja, para binários semelhantes a uma mesma dada velocidade, consegue-se um maior rendimento com o ciclo sobre-expandido, tanto na Dwell 50 como na Dwell 45. No entanto, o rendimento da Dwell 45 ainda foi superior, já que com menos consumo de combustível foi possível produzir um binário superior ao da Dwell 50. Assim, no ponto ECO do *range extender*, esta árvore de cames permite obter rendimentos **14,4%** superiores aos que seriam obtidos com a Dwell 50, **27,8%** superiores aos do ciclo Otto a 30% de carga e **44,6%** superiores aos apresentados pelo ciclo Otto a 3000 rpm e a WOT. Este último resultado é surpreendente, pois quer dizer que se consegue não reduzir as prestações do motor mesmo com a redução de admissão de mistura que o LVC implica, o que quer dizer que o aumento de rendimento do ciclo compensa a diminuição de injeção de combustível.

De qualquer forma, não se deve desprezar a influência dos erros experimentais, causados por efeitos como as vibrações causadas pelo trabalho do motor, o efeito da temperatura no sinal da célula de carga do freio hidráulico, ou mesmo alguma descalibração de sensores no decorrer dos ensaios (por exemplo, de TPS), entre outros. No entanto, devido à falta de dados que permitam contabilizar a relevância destes fatores nos binários e consumos obtidos e, conseqüentemente, no cálculo do rendimento, não foi possível entrar com eles em consideração. Ainda assim, as condições de ensaio foram as mesmas para todos os testes realizados, e pode-se,

portanto, fazer uma análise comparativa válida do aumento de rendimento com a aplicação do ciclo sobre-expandido.

6.4 Comparação dos resultados experimentais com as análises computacionais

Pode-se agora fazer uma análise aos resultados que foram obtidos utilizando o modelo *simulink* da Universidade do Minho e o AVL Boost, de modo a verificar quanto é que se desviaram dos valores experimentais obtidos e se será conveniente utilizar a modelação realizada numa posterior continuação do projeto.

Tabela 6.3 - Comparação de resultados computacionais e experimentais para a Dwell 45

	Binário [Nm]	Potência [kW]	Consumo [g/s]	Rendimento [%]	Cons. Esp. [g/kWh]
Simulink	51,94	16,32	1,00	36,55	222
AVL Boost	49,84	15,66	0,99	35,99	227
Experimental	52,72	16,42	0,92	40,47	202

Da tabela anterior, é possível observar que os resultados computacionais obtidos no que toca a binário e potência foram bastante semelhantes aos experimentais. No que toca aos consumos e ao rendimento, as simulações proporcionaram valores próximos entre si, mas algo diferentes do valor experimental, existindo uma discrepância de 9% do modelo *simulink* e de 11% do AVL em relação ao rendimento experimental, muito devido ao menor consumo do motor que se verificou aquando a realização dos testes.

É de salientar que o resultado destas ferramentas de simulação de motores de combustão interna são altamente dependentes da modelação que se faça do motor. Assim, não se pode concluir que um seja melhor que o outro com base apenas nos resultados obtidos, até porque foi necessário fazer uma modelação diferente em cada um dos *softwares*, como foi descrito no Capítulo 5. De qualquer forma, é natural que o incomparavelmente maior investimento de recursos no desenvolvimento do AVL Boost tenha permitido que esta ferramenta disponha de recursosos muito mais avançados que o programa desenvolvido no LaMoTA, nomeadamente no que toca ao módulo de dinâmica de gases.

O modelo *simulink*, sendo muito mais limitado nos seus recursos, apresenta algumas vantagens, pois é possível editar o código do programa, o que permite ter controlo sobre os cálculos que estão a ser feitos e os seus pressupostos, permitindo a alteração de rotinas e a exploração de modelos específicos. Um exemplo disto foi a implementação do método utilizado por Costa [66] para a obtenção automática dos parâmetros de Wiebe e o ajuste automático do avanço de ignição para a obtenção do MBT. Por outro lado, demora muito tempo a correr uma simulação quando comparado com o AVL Boost, faltando algum desenvolvimento na área da otimização do esforço computacional. O Boost é bastante mais versátil e completo, pois permite alterar inúmeros fatores, desde avanço da ignição, riqueza da mistura, áreas e coeficientes de transferência de calor, tempos de válvulas, dispõe ainda de vários modelos de combustão, de transferência de calor, de atrito do motor entre outros. No entanto, não tendo estes dados disponíveis pode tornar-se complicado fazer uma modelação que corresponda à realidade. Assim, recomenda-se o *simulink* quando se pretenda uma análise mais simplificada, onde seja fácil inferir o peso dos vários fatores em jogo no resultado obtido e o AVL Boost quando o que se deseja

é uma simulação mais detalhada, nomeadamente quando se pretende incorporar a influência de periféricos do motor (filtros, bombas, correias, etc) ou quando se pretende estudar a influência da variação de um dado parâmetro específico.

7 Conclusões e Trabalho Futuro

Na primeira parte deste capítulo são apresentadas as principais conclusões que derivaram da realização desta dissertação, nomeadamente da análise de resultados anteriores, dos ensaios experimentais e das simulações realizadas. Na segunda parte, são feitas algumas sugestões de trabalho futuro de modo a completar o trabalho efetuado, consolidar melhor os resultados desta dissertação e poder expandir o âmbito do trabalho a outros campos ainda não explorados.

7.1 Conclusões

O principal objectivo da presente dissertação foi a análise, desenvolvimento, e teste de um motor BMW K75, adaptando-o para funcionar como range extender de alto rendimento. Assim, o motor disponível no Laboratório de Motores da Universidade do Minho sofreu várias alterações de modo a passar a funcionar em ciclo sobre-expandido, através da técnica de atraso do fecho das válvulas de admissão (LIVC), em vez do tradicional ciclo Otto. Usou-se como ponto de partida o trabalho anterior, em que se tinha testado o motor original e se tinham desenvolvido diferentes árvores de cames com diferentes tempos de abertura das válvulas para implementação da estratégia LIVC, juntamente com uma maior taxa de compressão geométrica para proporcionar uma taxa de compressão retida semelhante às obtidas com acelerador a fundo (WOT). Procurou-se dar continuidade a este trabalho, que não pôde ser totalmente explorado em termos experimentais, completando-o e desenvolvendo-o em várias direcções novas.

Específico deste trabalho foi, na componente experimental, a produção, instalação e teste de uma nova árvore de cames, a Dwell 45, que proporcionando o efeito de LIVC, proporciona um atraso do fecho da válvula de admissão menos extremo que o da árvore de cames testada no trabalho anterior. Na componente computacional, foi levada a cabo, num primeiro momento, a simulação do motor com um modelo *simulink* desenvolvido pela Universidade do Minho e posteriormente com o software comercial AVL Boost. No *simulink*, foi modelado o motor com as árvores de cames testadas nos anterior e no presente trabalho para obter uma previsão do desempenho do motor nessas condições dos testes experimentais a realizar. O *software* AVL Boost permitiu uma análise mais detalhada ao comportamento do motor, possibilitando a variação de muitos parâmetros não disponíveis no modelo *simulink*, nomeadamente a dinâmica dos gases na admissão e escape. Permitiu também a escolha de diferentes modelos para a simulação de diferentes fenómenos, como a transferência de calor, atrito, combustão, etc.

Para o controlo do motor durante a realização dos ensaios, utilizou-se a MegaSquirt II V3.0 como unidade de controlo programável, associada à monitorização em tempo real dos parâmetros de funcionamento com o *software TunerStudio* (velocidade de rotação do motor, temperatura, riqueza de mistura, posição do acelerador, entre outros). Isto permitiu, nomeadamente, atuar sobre os mapas de injeção e avanço de ignição para otimizar o funcionamento do motor no que toca à maximização do binário e do rendimento.

Após o fabrico e instalação da nova árvore de cames, a modificação dos mapas de injeção de mistura e de avanço de ignição permitiu cumprir os requisitos de mistura pobre ($AFR \approx 16,9$ ou $\lambda \approx 1,15$) a 3000 rpm e mistura rica ($AFR \approx 13$ ou $\lambda \approx 0,9$) a 7000 rpm. Os ensaios ao motor mostraram-se difíceis de realizar devido a muitos

problemas que ocorreram no decorrer do trabalho, como o desgaste da árvore de cames em utilização ou a perda de pressão para o sistema de arrefecimento, mas também devido ao freio hidráulico utilizado para controlar e estabilizar o motor numa velocidade de rotação específica, já que apresenta um atraso na resposta que dificulta a sua manipulação. No entanto, e apesar das dificuldades associadas a estas condições, foi possível retirar alguns pontos experimentais concordantes com os resultados obtidos em anos anteriores e com as simulações realizadas.

A análise aos resultados da Dwell 45 permitiu verificar o aumento do rendimento em relação não só ao motor de origem mas também ao motor em ciclo sobre-expandido com a Dwell 50, apesar de apresentar um menor patamar de *dwell* e, conseqüentemente, menos sobre-expansão. Daqui pode-se concluir que, para 3000 rpm, há demasiada sobre-expansão na Dwell 50 e que com a Dwell 45 é possível aproximar-se mais do ponto de rendimento ótimo. À semelhança da Dwell 50, ultrapassou-se o requisito de 15 kW a 3000 rpm, atingindo-se **16 kW** de potência e **40,5%** de rendimento, com 20° de avanço de ignição. Como já foi referido, não se mostrou possível a realização de testes ao motor a 7000 rpm devido à indisponibilidade do mesmo.

Apesar de congruentes e em concordância com os resultados já disponíveis, com as simulações e com aquilo que intuitivamente seria expectável, os ensaios apresentam sempre alguns erros, nomeadamente devido a vibrações causadas pelo motor, agravadas pela instabilidade da banca onde se encontra instalado, que se podem repercutir em erros na medição do combustível consumido e no binário medido pela célula de carga, que já apresenta alguns sinais de desgaste e uso. Também a dificuldade em controlar o freio agrava este problema.

A realização das simulações computacionais do AVL Boost permitiram ter uma noção sobre se uma próxima árvore de cames, a Dwell 40, permitiria, ou não, obter rendimentos ainda superiores. De acordo com os resultados obtidos, os rendimentos da Dwell 40 são inferiores aos da Dwell 45, levando a presumir que, neste caso, ainda seria possível aumentar a sobre-expansão sem causar perda de rendimento, ou seja, a Dwell 40 teria compressão demais para ter o rendimento ótimo.

Tendo em conta tudo isto, **foi possível melhorar o rendimento do *range extender* para o ponto ECO para 40,5%** e, apesar de não se terem revelado possíveis os testes a 7000 rpm, as simulações realizadas apontam para que a potência produzida pelo *range extender* seja efetivamente superior.

7.2 Sugestões de trabalho Futuro

Devido aos resultados experimentais promissores e de modo a facilitar a continuação do projeto, sugerem-se alguns pontos que podem ser alvo de atenção em trabalhos posteriores. Alguns destes tópicos foram abordados no decorrer da dissertação mas devido à falta de tempo e aos constantes problemas com o motor, não se tornou possível completar muitos deles. Assim alguns tópicos a realizar/melhorar são:

- Conclusão da instalação do novo freio eletromagnético, que permite o controlo do motor de um forma mais fácil e estável, aumentando a confiança nos resultados e a sua repetibilidade. A instalação de uma nova célula de carga também implica uma redução da necessidade constante de calibração de cada vez que se realiza um ensaio ao motor.

- Realização de novos testes à Dwell 45 com o novo freio para confirmar os resultados obtidos e ensaiar o motor a 7000 rpm, confirmando os resultados obtidos através das simulações computacionais no modelo de *simulink* e no AVL Boost.
- Fabrico e teste da Dwell 40 no mesmo aço AISI 3415, com a correspondente cementação para que não seja necessária novamente a perda de tempo e recursos, de modo a confirmar a hipótese de que não existem outras árvores de cames que confirmem melhores rendimentos ao motor funcionando com o ciclo sobre-expandido.
- Instalação de um novo sistema de medição de consumo do motor menos sujeito às vibrações provocadas pelo mesmo, passando por alterar a estrutura e os apoios onde assenta o motor.
- Devido à idade e às constantes alterações a que tem sido sujeito, o K75 apresenta muitos sinais de uso, como folgas ou roscas moídas, que consomem muito tempo sempre que se mostra necessário montar ou desmontar o motor. Recomenda-se a aquisição de um motor K75 novo, ou um outro motor semelhante, para facilitar a continuação do projeto.

8 Referências

- [1] Agência Portuguesa do Ambiente, "Relatório do Estado e Ambiente," 2016.
- [2] Pordata, "Consumo de energia primária: total e por tipo de fonte de energia," [Online]. Available: <http://www.pordata.pt/Portugal/Consumo+de+energia+prim%C3%A1ria+total+e+por+tipo+de+fonte+de+energia-1130>. [Acedido em 05 09 2017].
- [3] J. Ribau, C. Silva, F. Brito e J. Martins, "Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders," *Elsevier, Energy Conversion and Management*, vol. 58, pp. 120-133, 2012.
- [4] J. Martins, *Motores de Combustão Interna*, 2 ed., Publindústria, 2006.
- [5] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, 1988.
- [6] J. Mendes Lopes, *Motores de combustão interna - uma abordagem termodinâmica*, AEIST, 2003.
- [7] C. Ballard, "What is run on friction ignition in spark ignition engine?," [Online]. Available: www.quora.com/What-is-run-on-friction-ignition-in-spark-ignition-engine. [Acedido em 10 Junho 2016].
- [8] T. Bradley e A. Frank, "Design, demonstrations and sustainability impact assessments," *Elsevier, Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, nº 1, pp. 115-128, 2009.
- [9] B. Schott, "Range Anxiety," *The New York Times*, 15 Janeiro 2009.
- [10] E. World, "Estonia becomes the first in the world to open a nationwide electric vehicle fast-charging network," [Online]. Available: <http://estonianworld.com/technology/estonia-becomes-the-first-in-the-world-to-open-a-nationwide-electric-vehicle-fast-charging-network/>. [Acedido em 07 Julho 2016].
- [11] P. Harrop, "Hybrid vehicle range extenders: goodbye pistons," [Online]. Available: <http://www.idtechex.com/research/articles/hybrid-vehicle-range-extendors-goodbye-pistons-00007552.asp?donotredirect=true>. [Acedido em 07 Julho 2016].
- [12] N. Mayersohn, "Sorting Myth From Fact as Volt Makes Its Debut," *The New York Times*, 15 Outubro 2010.
- [13] F. Vivas, "Chevrolet Volt é apresentado no centenário da GM," [Online]. Available: <https://pitstopbrasil.wordpress.com/2008/09/16/chevrolet-volt-e-apresentado-no-centenario-da-gm/>. [Acedido em 07 Julho 2016].
- [14] Duke Engine, "The Ideal Range Extender," [Online]. Available: <http://www.dukeengines.com/application/range-ext/>. [Acedido em 07 Julho 2016].

- [15] Mahle Powertrain, "MAHLE Compact Range Extender Engine," [Online]. Available: <http://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-compact-range-extender-engine/index.jsp>. [Acedido em 07 Julho 2016].
- [16] AVL, "FuereX," [Online]. Available: http://www.fuereX.eu/userdata/file/2013.01.30-eMobility-Conference-Graz/FUEREX-eMobility-P04-Rotary_REX_concept-AVL-Sifferlinger-2013.01.30.pdf. [Acedido em 09 Maio 2017].
- [17] Duke Engines, "Pure Power," [Online]. Available: <http://www.dukeengines.com/advantages/a-variable-compression-ratio/>. [Acedido em 04 Julho 2016].
- [18] F. Schäfer e V. Basshuysen, Internal Combustion Engines Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives, Warrendale: SAE International, 2004.
- [19] SAAB, "Saab's Variable Compression Engine," [Online]. Available: <http://www.spannerhead.com/2013/03/13/interesting-engines-saabs-variable-compression-engine/>. [Acedido em 04 Julho 2016].
- [20] Nissan, "Variable Compression Ratio Piston-Crank System," [Online]. Available: <http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/vcr.html>. [Acedido em 04 Julho 2016].
- [21] Nissan Motor Corporation, "Global Newsroom," [Online]. Available: <https://newsroom.nissan-global.com/releases/infiniti-vc-t-the-worlds-first-production-ready-variable-compression-ratio-engine>. [Acedido em 12 Maio 2017].
- [22] Peugeot, "MCE-5 VCRI," [Online]. Available: <http://www.mce-5.com/english/index.html>. [Acedido em 04 Julho 2016].
- [23] Peugeot, "What is VCR?," 2008. [Online]. Available: http://www.mce-5.com/english/pop_up/le_vcr_c_quoi/pdf/What_is_VCR_US.pdf. [Acedido em 04 Julho 2016].
- [24] BMW, "VANOS/Double-VANOS," [Online]. Available: http://www.bmw.com/com/en/insights/technology/technology_guide/articles/vanos_double_vanos.html. [Acedido em 04 Julho 2016].
- [25] Toyota, "Toyota Develops Next-generation Engine Valve Mechanism," [Online]. Available: <http://www.toyota.co.jp/en/news/07/0612.html>. [Acedido em 04 Julho 2016].
- [26] Delphi, "Gasoline Engine Management Systems," [Online]. Available: <http://delphi.com/manufacturers/auto/powertrain/gas/valvetrain/vcp>. [Acedido em 05 Julho 2016].

- [27] "BMWfanatics," [Online]. Available: <http://www.bmwfanatics.co.za/showthread.php?tid=38342>. [Acedido em 04 Julho 2016].
- [28] Honda, "The VTEC breakthrough: solving a century-old dilemma," [Online]. Available: <http://world.honda.com/automobile-technology/VTEC/>. [Acedido em 05 Julho 2016].
- [29] M. Wan, "AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL - Cam-changing + Cam-phasing VVT," [Online]. Available: http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_31.htm. [Acedido em 05 Julho 2016].
- [30] BMWForums, "BMW valvetronic what is it and why...," [Online]. Available: <http://www.bmwforums.info/general-guides-and-how-to-s/4638-bmw-valvetronic.html>. [Acedido em 05 Julho 2016].
- [31] KSPG Automotive, "FlexValve," [Online]. Available: <https://www.mechadyne-int.com/products/flexvalve/>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [32] AutoBeztajemnic, "All about Valvetronic," [Online]. Available: <http://autobeztajemnic.pl/strefa-kierowcy/ciekawostki/moto/292.html>. [Acedido em 05 Julho 2016].
- [33] FreeValve, "FreeValve Technology," [Online]. Available: <http://www.freevalve.com/>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [34] FreeValve, "FreeValve Technology," [Online]. Available: <http://www.freevalve.com/technology/freevalve-technology/>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [35] J. Atkinson, "Gas Engine". Patente US367496 A, 2 Agosto 1887.
- [36] C. Chase, "Atkinson Cycle engines and Hybrids," [Online]. Available: <http://www.autos.ca/green-news/auto-tech-atkinson-cycle-engines-and-hybrids/>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [37] J. Martins, K. Uzunian, B. Ribeiro e O. Jasansky, "Thermodynamic Analysis of an Over-Expanded Engine," SAE Technical Papers, 2004.
- [38] J. Pinto, T. Costa, J. Martins e F. Brito, "Hypo-cycloidal crank mechanism to produce an over-expanded cycle engine," Springer, Cham, 2014.
- [39] Honda, "Performing more work with less fuel - EXlink," [Online]. Available: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [40] P. Crowe, "Honda EXlink Extended Expansion Linkage Engine," [Online]. Available: <http://thekneeslider.com/honda-exlink-extended-expansion-linkage-engine/>. [Acedido em 06 Julho 2016].

- [41] KSPG Automotive, "Intake Valve Closing Strategies," [Online]. Available: <https://www.mechadyne-int.com/reference/throttle-less-operation/intake-valve-closing-strategies/>. [Acedido em 06 07 2016].
- [42] C. Castro, "Desenvolvimento de um motor BMW para servir de Range Extender," Universidade do Minho, Guimarães, 2016.
- [43] Matt, "FWD Champions: The Mazda Millenia," [Online]. Available: <http://www.spannerhead.com/2012/08/24/fwd-champions-the-mazda-millenia/>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [44] W. Grueninger, "Miller Time," [Online]. Available: http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive_Tech_Miller_Time_-_The_Miller_Cycle_Engine_Explained.shtml. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [45] Mazda, "Mazda Develops New Naturally-Aspirated MZR 1.3L Miller-cycle Engine," [Online]. Available: <http://www2.mazda.com/en/publicity/release/2007/200705/070531.html>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [46] I. Lithgow, "2ZR-FXE Toyota engine," [Online]. Available: <http://australiancar.reviews/2ZR-FXE-engine.php>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [47] Ford, [Online]. Available: <http://www.ford.com.br/carros/fusion-hybrid>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [48] S. Birch, "Audi evolves the Miller cycle in its new 2.0-L spark-ignition engine," SAE International, [Online]. Available: <http://articles.sae.org/14140/>. [Acedido em 06 Julho 2016].
- [49] M. Moran, H. Shapiro, D. Boettner e M. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, 1988.
- [50] R. Miller, "Supercharged engine". Patente US 2817322 A, 24 Dezembro 1957.
- [51] A. Alves, "Gestão de Motores de Combustão Interna," Universidade do Minho, Guimarães, 2013.
- [52] B. Bowling e A. Grippo, "MegaSquirt FAQ," [Online]. Available: <http://www.megamanual.com/MSFAQ.htm>. [Acedido em 12 Julho 2016].
- [53] BM Bikes, "BMW K75 Colour Schemes," [Online]. Available: <http://www.bmbikes.co.uk/photos/schemepotos/K75%20Scheme%20631.JPG>. [Acedido em 12 Julho 2016].
- [54] BMW, *Repair Manual K75-K10 LT*, 1988.

- [55] ACHR Fuel Pump, [Online]. Available:
<http://www.achr.cn/en/product.jsp?id0=zgay4bw9&id1=zgb8vy4o&id2=zksl21ul&id=zoq1dupq>. [Acedido em 04 Setembro 2016].
- [56] John Morris Scientific, "KERN FCB 12K0.1B Bench Scale," [Online]. Available:
<http://www.johnmorris.com.au/FCB-12K0-1B-Compact-Balance.aspx?pd=6651>. [Acedido em 04 Setembro 2016].
- [57] B. Bowling e A. Grippo, "MegaSquirt," [Online]. Available: <http://www.msextra.com/product-range/traditional-megasquirt/megasquirt-2/>. [Acedido em 07 09 2016].
- [58] B. Bowling e A. Grippo, "MegaSquirt V3 Main Board," [Online]. Available:
<http://www.megamanual.com/ms2/pcb.htm>. [Acedido em 07 Setembro 2016].
- [59] Injector Rx, "Bosch Fuel Injectors, flow rates & injector connectors," [Online]. Available:
<https://www.injectorrx.com/bosch-fuel-injectors/>. [Acedido em 14 Setembro 2016].
- [60] B. Bowling e A. Grippo, "MS1-Extra Tuning manual," [Online]. Available:
http://www.msextra.com/doc/ms1extra/MS_Extra_Tuning_Manual.htm. [Acedido em 14 Setembro 2016].
- [61] B. Bowling e G. Al, "Sharing Sensors with OEM Controllers," [Online]. Available:
<http://www.megamanual.com/v22manual/sharesen.htm>. [Acedido em 2016 Setembro 23].
- [62] Go Power Systems, "D100 Portable Engine Dyno," [Online]. Available:
<http://gopowersystems.com/engine-testing/engine/small-engine-dyno/>. [Acedido em 23 Setembro 2016].
- [63] Go Power Systems, "Fact Sheet: D100 Small Engine Portable Dynamometer," [Online]. Available:
<http://gopowersystems.com/wp-content/uploads/2016/01/Data-Sheet-D-100-8-2016.pdf>. [Acedido em 05 Março 2017].
- [64] B. Bowling e A. Grippo, "Principles of Tuning Programmable EFI Systems," MegaSquirt, [Online]. Available:
<http://www.megamanual.com/begintuning.htm>. [Acedido em 11 Maio 2017].
- [65] B. Ribeiro, "Thermodynamic Optimisation of spark ignition engines under part load conditions," Universidade do Minho, Guimarães, 2006.
- [66] T. Costa, "Analysis of Internal Combustion Engines towards the improvement of its efficiency," Universidade do Minho, Guimarães, 2014.
- [67] G. P. Blair, Design and Simulation of Four-Stroke Engines, Warrendale: SAE International, 1999.

- [68] J. B. Heywood e D. Sandoval, "An improved friction model for spark-ignition engines," SAE Technical Papers, 2003.
- [69] J. M. Pires, "Modelação de Ciclos Orgânicos de Rankine utilizando o calor do escape de veículos em condições reais de circulação," Universidade do Minho, Guimarães, 2014.
- [70] L. Guzzella e C. Onder, Introduction to Modelling and Control of Internal Combustion Engine Systems, Springer, 2004.
- [71] P. Santos, "Desenvolvimento de um Range Extender baseado num motor BMW K75 - Transformação de ciclo Otto para ciclo Miller," Universidade do Minho, Guimarães, 2013.
- [72] AVL List GmbH, *AVL BOOST Version 2011.1 Users Guide*, 2011.
- [73] "Ignition Timing Advance or Retard The Why's and How's," [Online]. Available: <https://www.vtr1000.org/phpBB3/viewtopic.php?f=31&t=33343>. [Acedido em 12 Junho 2016].
- [74] J. Martins, K. Uzunian, B. Ribeiro e O. Jasansky, "Thermodynamic Analysis of an Over-Expanded Engine," SAE Technical Papers, 2004.
- [75] Bowling, "MegaSquirt FAQ," [Online]. Available: <http://www.megamanual.com/MSFAQ.htm#pdf>. [Acedido em 07 Setembro 2016].
- [76] B. Bowling e A. Grippo, "MegaSquirt History," [Online]. Available: <http://megasquirt.info/history/>. [Acedido em 07 Setembro 2016].