



Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Carlos Eduardo Rodrigues de Castro

Desenvolvimento de um motor BMW  
para servir de Range Extender

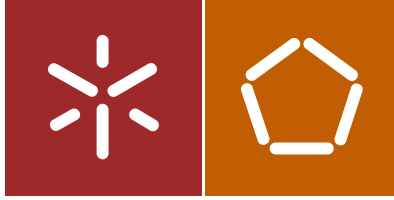
Desenvolvimento de um motor BMW  
para servir de Range Extender

Carlos Eduardo Rodrigues de Castro

UMinho | 2016

março de 2016





Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Carlos Eduardo Rodrigues de Castro

Desenvolvimento de um motor BMW  
para servir de Range Extender

Dissertação de Mestrado  
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do  
Professor Doutor Jorge José Gomes Martins  
Professor Doutor Francisco C. Pimenta de Brito

## DECLARAÇÃO

Nome: Carlos Eduardo Rodrigues de Castro

Endereço eletrónico: ceduardo.uminho@gmail.com      Telefone: 00351 916600953

Bilhete de Identidade/Cartão do Cidadão: 13566929

Título da dissertação: Desenvolvimento de um motor BMW para servir de Range Extender

Orientador(es):

Professor Doutor Jorge José Gomes Martins

Professor Doutor Francisco C. Pimenta de Brito

Ano de conclusão: 2016

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Nos exemplares das teses de doutoramento ou de mestrado ou de outros trabalhos entregues para prestação de provas públicas nas universidades ou outros estabelecimentos de ensino, e dos quais é obrigatoriamente enviado um exemplar para depósito legal na Biblioteca Nacional e, pelo menos outro para a biblioteca da universidade respetiva, deve constar uma das seguintes declarações:

1. É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.
2. É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO PARCIAL DESTA DISSERTAÇÃO (indicar, caso tal seja necessário, nº máximo de páginas, ilustrações, gráficos, etc.), APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.
3. DE ACORDO COM A LEGISLAÇÃO EM VIGOR, NÃO É PERMITIDA A REPRODUÇÃO DE QUALQUER PARTE DESTA TESE/TRABALHO.

Universidade do Minho, \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_

Assinatura:

---

*"Knowledge speaks, but wisdom listens."*

*Jimi Hendrix*



## AGRADECIMENTOS

Obrigado,

Aos meus pais e à minha irmã, por todo o amor e apoio incondicional ao longo de todos estes anos e por nunca terem deixado de acreditar em mim.

À minha namorada, Rita Borges, por toda a paciência, tempo, dedicação e apoio incondicional e por nunca ter deixado de acreditar em mim desde o início desta dissertação .

Ao Professor Doutor Jorge Martins e ao Professor Francisco Brito pela paciência e pelas inúmeras horas que despenderam comigo, principalmente pelo sábio aconselhamento sem o qual este trabalho não teria sido possível e por me terem feito continuar mesmo quando eu já não me sentia capaz.

Ao meu companheiro Hélio Silva que me acompanhou de um grande modo no projeto e nos últimos tempos da minha carreira como estudante.

Ao Tiago Costa pela ajuda no laboratório, pela paciência e por todo o aconselhamento que mais ninguém conseguiria acompanhar.

Ao Sérgio Marques e ao Armando Alves por me integrarem no laboratório de motores e me terem apoiado durante o projeto enquanto estiveram presentes.

À minha amiga Flavia Barbosa que me acompanhou desde o início do curso e me ajudou a superar todos os obstáculos (institucionais e pessoais) que foram surgindo ao longo do tempo. Um especial obrigado por tudo.

Aos meus antigos colegas de casa, David Gonçalves e Fernando Martins, por toda a paciência, amizade e pelas conversas motivadoras quando alguém pensa que não consegue evoluir mais.

À AAUM que sempre me acompanhou e me ensinou várias formas de ver as coisas e me mostraram novos caminhos para aprender e para crescer como pessoa.

Aos meus amigos de sempre e a todos os que, de alguma forma, fizeram parte deste ciclo de estudos e fizeram deste um dos grandes momentos da minha vida.

Muito obrigado por tudo!





## RESUMO

Os veículos elétricos têm como principal problema a sua limitada autonomia que ao ser aumentada, aumenta significativamente o seu custo. Assim, um *range extender* (motor de térmico que serve para carregar as baterias no veículo) é uma muito boa opção para minimização deste problemas.

Neste trabalho apresenta-se o desenvolvimento de um *range extender* baseado num motor, proveniente de um motociclo BMW K75, convertendo-o para funcionar de um modo muito eficiente. Este motor foi convertido para operar sob o ciclo sobre-expandido, de modo a elevar-lhe o rendimento e consequentemente baixar-lhe o consumo específico.

Os objetivos desta alteração especificam dois pontos de funcionamento, um a baixa potência (15 kW, ECO), 3500 rpm e extremamente eficiente, e outro a velocidade mais elevada, 7000 rpm, de modo a produzir uma elevada potência (35 kW, BOOST). A alteração do motor consistiu na redução do tempo de admissão e compressão de modo a permitir uma taxa de compressão geométrica de cerca de 21:1, aumentando significativamente o rendimento do motor sem entrar em *knock*. Na utilização em potência (BOOST), evita-se o aparecimento do *knock* pela atuação da borboleta do acelerador, de modo a restringir a entrada de ar no motor.

A adoção do ciclo sobre-expandido permitiu reduzir significativamente as perdas de bombagem e perdas de carga que ocorrem no tempo de admissão, eliminando a utilização da borboleta do acelerador (em modo ECO), sendo que a menor carga é conseguida recorrendo à variação dos tempos de abertura das válvulas de admissão.

## PALAVRAS CHAVE

Motores de combustão interna, range extender, sobre expansão, rendimento, consumo específico



## **ABSTRACT**

Electric vehicles have, as a main problem, their limited autonomy and, when is increased, increases a lot the cost. Therefore, a range extender (application of combustion engine to load the batteries in the vehicle) is a good option to minimize those problems.

In this project is presented a develop of a range extender based on an engine, BMW K75 motorcycle engine, converted to work with an efficient mode. This engine was converted to operate under an over expanded cycle, with the purpose to increase de thermal efficiency and decrease de specific consumption.

The goals of this modification focus in two operating points, one with low power (15 kW, ECO), 3500 rpm and extremely efficient, and another one in a high speed, 7000 rpm, focus in producing high power (35 kW, BOOST). The modification of the engine was centred in reducing the intake and compression stroke, allowing to obtain a geometric compression ratio of 21:1, increasing the thermal efficiency of the engine without getting into knock. In the BOOST mode, the knock can be avoided by using the throttle of the engine, in order to restrict the entrance of air in the engine.

The adoption of the over expanded cycle allowed reducing, significantly, the pumping losses in the intake stroke, avoiding the utilization of the throttle of the engine (in the ECO mode), where the low charge is achieved by using a variable valve timing of the intake valves.

### **Key Words**

Internal Combustion Engines, range extender, over expansion, thermal efficiency, specific consumption



# ÍNDICE GERAL

Agradecimentos .....	v
Resumo.....	vii
Abstract.....	ix
Índice Geral.....	xi
Índice de Figuras.....	xv
Índice de Tabelas .....	xxiii
Lista de Abreviaturas, Siglas e Acrónimos .....	xxv
1. Introdução.....	1
1.1 Objetivo.....	3
1.2 Organização da dissertação.....	5
2. Revisão Bibliográfica – Estado da arte.....	7
2.1 Motores de Combustão Interna .....	7
2.1.1 Classificação dos Motores .....	7
2.1.2 Alimentação/Mistura .....	9
2.1.3 Ignição.....	10
2.1.4 Diagrama de distribuição.....	10
2.1.5 Parâmetros de funcionamento.....	12
2.1.6 Parâmetros geométricos.....	13
2.1.7 Curvas características do motor .....	17
2.2 Ciclos Termodinâmicos .....	19
2.2.1 Ciclo Otto com bombagem a carga parcial.....	20
2.2.2 Ciclo Miller .....	22
2.2.3 Comparação entre ciclos.....	25
2.3 Otimização de motores.....	27
2.3.1 Variação da taxa de compressão .....	27
2.3.2 Variação da abertura e fecho das válvulas.....	33
2.3.3 Sobre-alimentação.....	39
2.3.4 Sobre-expansão .....	39

2.4	Motores Sobre-expandidos .....	40
2.4.1	Mecanismos de Biela-Manivela especial .....	41
2.4.2	LIVC – EIVC .....	44
2.4.3	Outros tipos de Range Extender.....	50
3.	Instalação Experimental e Programação da Unidade de Controlo.....	51
3.1	Motor BMW K75.....	51
3.1.1	Sistema de alimentação .....	52
3.1.2	Sistema elétrico .....	54
3.1.3	Sistema de arrefecimento.....	56
3.1.4	Sistema de escape .....	58
3.2	MegaSquirt II V3.0.....	59
3.3	Parâmetros do <i>software</i> TunerStudio.....	62
3.3.1	Parâmetros base e de carga do motor.....	63
3.3.2	Parâmetros de injeção de combustível .....	66
3.3.3	Parâmetros de arranque.....	68
3.4	Calibração de sensores do TunerStudio .....	68
3.4.1	Calibração do sensor de posição do pedal.....	68
3.4.2	Calibração dos sensores de temperatura da água .....	69
3.5	Freio Hidráulico .....	72
3.6	Calibração da célula de carga .....	72
3.7	Sistema de aquisição de dados .....	75
3.7.1	Medição e registo do binário.....	77
3.7.2	Medição e registo do consumo de combustível .....	78
4.	Procedimentos Experimentais .....	81
4.1	Arranque e funcionamento do motor .....	81
4.1.1	Arranque do motor .....	81
4.1.2	Utilização do motor em funcionamento .....	83
4.2	Utilização do freio hidráulico.....	84
4.3	Afinação do mapa de injeção .....	84

4.4	Afinação do mapa de avanço de ignição.....	86
4.5	Afinação da curva de enriquecimento a frio.....	88
4.6	Afinação do mapa Cold Ignition Advance Offset.....	89
4.7	Medição do binário e consumos do motor.....	90
4.8	Tratamento dos dados.....	91
5.	Problemas e soluções encontradas .....	93
5.1	Ausência total de ignição no 2º cilindro.....	93
5.2	Avaria constante da vela do 2º cilindro.....	95
5.3	Falha de funcionamento, Falta de fiação .....	98
5.4	Fugas de óleo constantes.....	101
5.5	Consequências do rebaixamento do bloco .....	102
5.6	Perda de pressão para o sistema de arrefecimento.....	105
6.	Modelo teórico do motor BMW K75 .....	111
6.1	Modelo matemático de massas de ar.....	111
6.2	Resultados do Modelo Teórico.....	112
6.2.1	Funcionamento a 3500 rpm.....	115
6.2.2	Funcionamento a 7000 rpm.....	117
6.2.3	Conclusões dos resultados teóricos.....	119
7.	Alterações do motor BMW K75 .....	121
7.1	Desmontagem/Montagem do Motor BMW K75.....	121
7.2	Rebaixamento do bloco .....	123
7.3	Substituição das árvores de cames .....	127
7.4	Desbaste do pistão.....	128
7.5	Montagem do motor .....	129
7.5.1	Binários de Aperto.....	129
7.5.2	Sincronismos.....	129
7.5.3	Vedação - Lubrificação.....	132
7.6	Tubos da Admissão.....	132
8.	Condições dos Ensaios e Análise de Resultados .....	135
8.1	Condições dos ensaios.....	135

8.1.1	Motor original (ciclo Otto) .....	135
8.1.2	Ciclo Miller com rebaixamento de 3,5 mm e came Dwell 50.....	140
8.2	Resultados dos ensaios do Motor Original (Ciclo Otto).....	142
8.2.1	Binário.....	143
8.2.2	Potência .....	146
8.2.3	Consumo.....	147
8.2.4	Rendimento.....	148
8.2.5	Diagramas do Motor Original.....	151
8.3	Resultados dos ensaios do Motor Miller com came Dwell 50 .....	153
8.3.1	Funcionamento a 3000 rpm.....	154
8.3.2	Funcionamento a 7000 rpm.....	155
8.4	Resultados do Ciclo Miller com came Dwell 60 .....	157
8.5	Comparação entre ciclo Otto e ciclo Miller .....	158
8.5.1	Funcionamento às 3000 rpm.....	158
8.5.2	Funcionamento às 7000 rpm .....	160
9.	Conclusões e Trabalho Futuro.....	161
9.1	Conclusões.....	161
9.2	Trabalho Futuro.....	163
	Bibliografia.....	165
	Apêndice I Complemento ao estado de Arte.....	171
	Apêndice II Esquema Elétrico do Motor BMW K75.....	189
	Apêndice III Conexão da MegaSquirt com o <i>software</i> TunerStudio.....	191
	Apêndice IV Restantes Problemas e Suas Soluções .....	195
	Apêndice V Desmontagem Pormenorizada do Motor BMW K75.....	203
	Apêndice VI Binários de Aperto do motor BMW K75 .....	207
	Apêndice VII Resultados do Motor BMW K75 Original .....	209
	Anexo I Características do Controlador MegaSquirt II V3.0.....	213
	Anexo II Freio dinamométrico hidráulico .....	223
	Anexo III Ficha técnica da Cola de Juntas .....	225
	Anexo IV Ficha técnica da Cola de Roscas .....	227



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Consumo da energia primária, em Portugal, ao longo dos anos (adaptado de [1]) .....	1
Figura 2 - Produção de energia elétrica, em Portugal, a partir das energias renováveis, ao longo dos anos (adaptado de [1]) .....	2
Figura 3 - (a) caso onde o motor de combustão interna auxilia o motor elétrico; (b) caso onde o motor de combustão interna apresenta dois pontos de funcionamento (adaptado de [2]) .....	4
Figura 4 - Classificação das máquinas térmicas (adaptado de [3]).....	8
Figura 5 - Diagrama de distribuição de um motor de ignição comandada (adaptado de [4]).....	12
Figura 6 - Curvas de nível do motor BMW K75 do fabricante .....	17
Figura 7 - Variação do consumo específico e do binário com o coeficiente de excesso de ar (adaptado de [3]).....	18
Figura 8 - Comparação entre os ciclos teórico e real (adaptado de [4]).....	19
Figura 9 - Ciclo teórico de Otto a carga parcial (adaptado de [6]).....	21
Figura 10 - Variação do rendimento com a carga (adaptado de [7]).....	22
Figura 11 - Variação do rendimento com a relação de pressões (adaptado de [7]) .....	22
Figura 12 - Ciclo teórico de Miller (adaptado de [4]) .....	23
Figura 13 - Rendimento em função de $\sigma$ para diferentes valores de $\epsilon_{ret}$ (adaptado de [6]) .....	24
Figura 14 - Valores ótimos de $\sigma$ em função de $\epsilon_{ret}$ (adaptado de [6]) .....	25
Figura 15 - Valor do rendimento máximo em função de $\epsilon_{ret}$ (adaptado de [6]) .....	25
Figura 16 - Comparação da eficiência dos vários ciclos (adaptado de [6]) .....	26
Figura 17 - Comparação do ciclo Miller com ciclo Dual a diferentes taxas de compressão (adaptado de [6]).....	27
Figura 18 - Variantes para obter diferentes taxas de compressão (adaptado de [8]) .....	28
Figura 19 - Motor SAAB com sistema SVC (adaptado de [9]) .....	29
Figura 20 - Sistema de variação do volume da câmara de combustão - Ford VCR (adaptado de [11]).	29
Figura 21 - Pistão do motor Ford VCR (adaptado de [4]).....	30
Figura 22 - Pistão VCR Daimler-Benz (adaptado de [11]) .....	31
Figura 23 - Motor MCE-5 (adaptado de [4]).....	31
Figura 24 - Esquema de funcionamento do motor MCE-5 (adaptado de [12]).....	32
Figura 25 - Pistão com excentricidade variável (adaptado de [14]).....	33

Figura 26 - Sistema VANOS da BMW (adaptado de [19]) .....	35
Figura 27 - Honda VTEC System (adaptado de [22]) .....	36
Figura 28 - Exemplo de um sistema de variação de fase e altura das válvulas - Mercedes Camtronic (adaptado de [23]) .....	37
Figura 29 - Sistema BMW Valvetronic a) posição de abertura mínima b) posição de abertura máxima (adaptado de [24]) .....	37
Figura 30 - Fluxograma com classificação dos VT (adaptado de [6]) .....	38
Figura 31 - Atuador FreeValve .....	38
Figura 32 - Comparação entre a compressão e expansão no ciclo Otto a) e Miller b) (adaptado de [4]) .....	39
Figura 33 - Motor Atkinson, criado por James Atkinson (adaptado de [28]) .....	41
Figura 34 - Motor de Atkinson em Modelo tridimensional (adaptado de [28]) .....	42
Figura 35 - Funcionamento do UMotor (adaptado de [31]) .....	43
Figura 36 - Componentes do motor EXlink (adaptado de [33]) .....	44
Figura 37 - Cogeração doméstica utilizando o motor Exlink (adaptado de [35]) .....	44
Figura 38 - Ciclo Miller teórico a) LIVC com "back-flow" e b) EIVC (adaptado de [3]) .....	45
Figura 39 - Perdas por bombagem a) LIVC e b) EIVC (adaptado de [36]) .....	46
Figura 40 - Motor KJ-ZEM (adaptado de [37]) .....	47
Figura 41 - Sistema Híbrido TPH (adaptado de [16]) .....	48
Figura 42 - Imagem do veículo BMW i8 (à esquerda) e BMW i8 com vista de corte (à direita) .....	49
Figura 43 - BMW K75 (adaptado de [17]) .....	51
Figura 44 - Motor K75 da BMW .....	51
Figura 45 - Esquema ilustrativo do sistema de alimentação .....	53
Figura 46 - Novo depósito utilizado para os ensaios no motor .....	54
Figura 47 - Depósito de gasolina colocado sobre a balança .....	54
Figura 48 - Canhão de arranque .....	55
Figura 49 - Relé manual do motor de arranque .....	55
Figura 50 - Canhão de ignição e relé original do motor de arranque visto por trás .....	55
Figura 51 - Relé principal (à esquerda) e relé da bomba de combustível, ignição e controlador da sonda Lambda (à direita) .....	55
Figura 52 - Caixa de fusíveis (adaptado de [47]) .....	56
Figura 53 - Tubo de entrada do líquido de arrefecimento no motor pela bomba de água .....	56

Figura 54 - Tubo de saída do líquido de arrefecimento do motor para o permutador .....	56
Figura 55 - Permutador de calor do líquido de arrefecimento.....	56
Figura 56 - Indicador da temperatura da água no softwareTunerStudio .....	57
Figura 57 - a) Interruptor do ventilador do permutador; b) Condução do ventilador do permutador .....	57
Figura 58 - Ventilador de arrefecimento do motor .....	58
Figura 59 - Permutados de arrefecimento dos gases de escape .....	58
Figura 60 - a) Manga flexível posterior ao coletor de escape; b) Manga flexível pequena; c)Tubo de escape de saída para o exaustor; d) Panela de escape .....	59
Figura 61 - Unidade de controlo utilizada - MegaSquirt II V3.0 .....	60
Figura 62 - a) PCB com processador MC9S12C64; b) placa mãe V3.0 (adaptado de [17]) .....	60
Figura 63 - Janela de seleção do projeto no softwareTunerStudio .....	62
Figura 64 - Parâmetros do motor (adaptado de [17]) .....	63
Figura 65 - Tabela de General Settings (adaptado de [17]) .....	65
Figura 66 - Parâmetros de limite de velocidade do motor (adaptado de [17]) .....	66
Figura 67 - a) Parâmetros dos injetores; b) exemplo do sinal de pulso PWM (adaptado de [17]) .....	67
Figura 68 - Parâmetros de arranque (adaptado de [17]) .....	68
Figura 69 - Calibração do sensor de posição do acelerador .....	69
Figura 70 - a) Sensor de temperatura do líquido de arrefecimento; b) Termopar; c) Multímetro; d) Recipientes com água .....	70
Figura 71 - Calibração do sensor do líquido de arrefecimento no software TunerStudio.....	71
Figura 72 - Freio hidráulico Go-Power Systems Dynamometer D-100 series .....	72
Figura 73 - Freio hidráulico com a respetiva barra de calibração .....	73
Figura 74 - Exemplo de medição de alguns pesos na balança digital .....	73
Figura 75 - Gráfico de calibração da célula de carga .....	75
Figura 76 - Instalação utilizada para a aquisição de dados .....	75
Figura 77 - Sistema de aquisição de dados.....	76
Figura 78 - SoftwarePowerLogger.....	77
Figura 79 - Resultado dos dados do PowerLogger.....	78
Figura 80 - Programa de leitura e registo da massa consumida.....	79
Figura 81 - Ficheiro de texto do programa da balança .....	79
Figura 82 - Mostrador do nível de óleo do BMW K75 (adaptado de [4]) .....	82

Figura 83 - a) Torneira de controlo grosseiro, varia a força de travagem do motor de uma forma mais brusca b) Torneira de controlo fino, varia a força de travagem do trava o motor de uma forma mais leve .....	84
Figura 84 - Mapa de injeção do motor BMW K75.....	86
Figura 85 - Mapa de avanço de ignição do motor BMW K75.....	86
Figura 86 - a) Pressão no cilindro em função da posição do pistão para diferentes avanços de ignição b) Diminuição percentual do binário máximo com o avanço de ignição (adaptado de [1]) .....	87
Figura 87 - Curva de enriquecimento a frio .....	89
Figura 88 - Definições do Cold Ignition Advance Offset .....	90
Figura 89 - IGBT avariado, responsável pela ignição do 2º cilindro .....	94
Figura 90 - IGBT após teste de funcionamento e de continuidade com a massa.....	95
Figura 91 - Pano manchado com óleo presente no 2º cilindro .....	96
Figura 92 - a) Câmara de combustão do 1º cilindro; b) Câmara de combustão do 2º cilindro; c) Câmara de combustão do 3º cilindro .....	96
Figura 93 - a) Presença de óleo no 2º cilindro b) Substituição do vedante da válvula de admissão c) Medição da folga dos segmentos d) Novos segmentos colocados no pistão .....	97
Figura 94 - Bobine danificada .....	99
Figura 95 - Instalação experimental para determinar os pinos representativos de cada bobine .....	99
Figura 96 - Esquema e legendagem da nova bobine .....	100
Figura 97 - Instalação da nova bobine.....	100
Figura 98 - Fuga de óleo na cabeça do motor .....	101
Figura 99 - Depósito do respiro do cárter a) real; b) ilustrativo .....	102
Figura 100 - a) Desfasamento dos furos da tampa lateral com a culassa b) Desfasamento entre a culassa e a tampa da culassa.....	103
Figura 101 - a) Preparação do molde para adicionar a epóxi b) Enchimento dos moldes com epóxi c) Fresagem da epóxi d) Produto final.....	104
Figura 102 - a) Limpeza da tampa da culassa; b) Digitalização da tampa; c) Modelação da junta em cortiça no SolidWorks; d) Produto final.....	105
Figura 103 - Óleo retirado após o problema da junta da culassa .....	106
Figura 104 - Vela danificada pelo líquido de arrefecimento .....	106
Figura 105 - Cilindros após a descoberta do problema da junta da culassa (do primeiro para o terceiro, da esquerda para a direita, respetivamente) .....	107

Figura 106 - Juntas da culassa no forno, preparadas para o tratamento térmico.....	108
Figura 107 - Junta da culassa de 0,5 mm após o tratamento térmico .....	109
Figura 108 - Cola de junta e cola de rosca utilizadas .....	109
Figura 109 - Colocação da junta de cola na junta da culassa de 0,5 mm .....	109
Figura 110 - Colocação da cola de rosca na culassa.....	110
Figura 111 - Colocação de cola de rosca no bloco do motor .....	110
Figura 112 - Diferentes estágios de abertura das válvulas de admissão.....	111
Figura 113 - Comparação entre o perfil do came original com os perfis dos comes Dwell 50 e Dwell 60 .....	113
Figura 114 - Rendimentos obtidos nas várias combinações em função da potência obtida às 3500 rpm .....	114
Figura 115 - Taxa de compressão retida em função do rebaixamento do bloco para Dwell 50 e 60 à velocidade de 3500 rpm.....	114
Figura 116 - Variação da taxa de compressão geométrica com os vários rebaixamentos.....	115
Figura 117 - Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm.....	116
Figura 118 - Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm.....	116
Figura 119 - Rendimento estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm .....	116
Figura 120 - Taxa de compressão retida para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm .....	117
Figura 121 - Fluxograma explicativo do processo de averiguação do ponto ideal .....	118
Figura 122 - Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm.....	118
Figura 123 - Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm.....	118
Figura 124 - Procedimento a ter em conta aquando a montagem da corrente/correia de distribuição de um motor.....	122
Figura 125 - Sistema elétrico (bobine, cablagem, entre outros) e sistema de combustível (à esquerda); Motor BMW K75 em peças (à direita) .....	123

Figura 126 - Juntas da culassa do motor BMW K75 com as espessuras (da esquerda para a direita): junta de origem com 1,7 mm; junta de 0,5 mm; junta de 1 mm e junta de 2 mm;.....	123
Figura 127 - Bloco do motor BMW K75 após o rebaixamento de 2,3 mm .....	124
Figura 128 - Vista em corte, pelo centro das cavidades das válvulas, do pistão BMW K75 (dimensões apresentadas em mm [7]) .....	125
Figura 129 - Figura ilustrativa do cruzamento de válvulas do motor original .....	125
Figura 130 - Deslocamento dos comes de escape, original e alterado, em função do ângulo de cambota .....	126
Figura 131 - Figura ilustrativa do cruzamento de válvulas do motor com as novas árvores de comes	126
Figura 132 - Árvores de comes utilizadas para o projeto: original (à esquerda); Dwell 50 (ao centro); Dwell 60 (à direita) .....	127
Figura 133 - Árvore de comes Dwell 50 e árvore de comes de espace projetada instaladas na culassa (da esquerda para a direita, respetivamente) .....	128
Figura 134 - Pistão final após todos os processos de maquinagem .....	129
Figura 135 - Ponto original do motor BMW K75.....	130
Figura 136 - Roda dentada do sensor conta rotações da cambota.....	130
Figura 137 - Ponto do motor com árvore de comes Dwell 50 e Dwell 60.....	131
Figura 138 - Ponto de sincronismo na cambota e no eixo de transmissão (da esquerda para a direita, respetivamente) .....	132
Figura 139 - Colocação de vedante numa junta .....	132
Figura 140 - Lubrificação de uma válvula de admissão.....	132
Figura 141 - Tubos de admissão após serem produzidos .....	133
Figura 142 - Tubos instalados no sistema de admissão do motor BMW K75.....	133
Figura 143 - Curva de correção "Priming Pulse" (à esquerda) e curva de correção "Cranking Pulse" (à direita) do motor original.....	136
Figura 144 - Curva de enriquecimento após arranque do motor original.....	137
Figura 145 - Mapa de injeção do motor original (à esquerda) e a sua representação (à direita).....	137
Figura 146 - Mapa de avanço de ignição do motor original (à esquerda) e sua representação em 3D (à direita) .....	139
Figura 147 - Curva de "Warmup Enrichment" do motor original .....	140
Figura 148 - Mapa de injeção do motor alterado com rebaixamento de 3,5 mm e came Dwell 50 (à esquerda) e sua representação em 3D (à direita) .....	141

Figura 149 - Mapa de avanço de ignição do motor alterado com rebaixamento de 3,5 mm e came Dwell 50 (à esquerda) e sua representação em 3D (à direita) .....	142
Figura 150 - Curvas de binário do motor original - Pontos experimentais .....	143
Figura 151 - Curvas de binário do motor original - Equação das curvas retiradas dos pontos experimentais .....	145
Figura 152 - Comparação entre a curva de binário do fabricante e da obtida experimentalmente, a carga máxima .....	145
Figura 153 - Curvas de potência do motor original - Equação das curvas retiradas dos pontos experimentais.....	147
Figura 154 - Curvas de consumo do motor original - Pontos experimentais .....	148
Figura 155 - Curvas de consumo do motor original - Equação das curvas retiradas dos pontos experimentais.....	148
Figura 156 - Curvas de rendimento do motor original - Pontos experimentais.....	149
Figura 157 - Curvas de consumo do motor original - Equação das curvas retiradas dos pontos experimentais.....	150
Figura 158 - Diagrama de rendimento (à esquerda) e sua representação em 3D (à direita) do motor BMW K75 original .....	151
Figura 159 - Diagrama de consumo específico do motor BMW K75 original .....	152
Figura 160 - Comparação do rendimento obtido no ciclo sobre-expandido com as curvas de rendimento do ciclo Otto às 3000 rpm .....	155
Figura 161 - Comparação da potência obtida no ciclo sobre-expandido com os valores de potência do motor original às 7000 rpm .....	156
Figura 162 - Constituição do motor BMW K75 (adaptado de [2]) .....	171
Figura 163 - Sistema biela-manivela (adaptado de [1]) .....	172
Figura 164 - Pontos mortos do motor (adaptado de [1]) .....	172
Figura 165 - 4 tempos de um motor de ignição comandada (adaptado de [3]).....	174
Figura 166 - Ciclo teórico Otto (adaptado de [4]) .....	175
Figura 167 - Rendimento teórico do ciclo Otto .....	177
Figura 168 - Diagrama de p-V de ciclo Otto com injeção direta (adaptado de [6]) .....	178
Figura 169 - Variação da variável $\beta$ com o aumento da taxa de compressão (adaptado de [6]).....	179
Figura 170 - Diagrama p-V para duas taxas de compressão diferentes a diferentes cargas e VCR (adaptado de [6]).....	180

Figura 171 - Rendimento do ciclo de Otto em funcionamento a carga parcial com e sem ajuste da taxa de compressão (adaptado de [6]) .....	181
Figura 172 - Rendimento do ciclo de Otto com funcionamento a carga parcial e taxa de compressão variável em função da carga (adaptado de [6]) .....	181
Figura 173 - Rendimento em função de $\sigma$ para diferentes valores de $\varepsilon_{geo}$ (adaptado de [6]) .....	182
Figura 174 - Ciclo Diesel teórico (adaptado de [4]) .....	183
Figura 175 - Ciclo teórico Dual (adaptado de [4]).....	183
Figura 176 - Compressor do tipo parafuso (adaptado de [4]).....	185
Figura 177 - Funcionamento de um tubo-compressor (adaptado de [29]).....	186
Figura 178 - Turbo-compressor de duplo-estágio a baixas e altas rotações respetivamente (adaptado de [30]).....	186
Figura 179 - Esquema de funcionamento dos tubo-compressores duplo estágio (adaptado de [30]) .	187
Figura 180 - Esquema elétrico do motor BMW K75 .....	190
Figura 181 - 1º Passo para a ligação da MegaSquirt com o <i>software</i> Tuner Studio.....	191
Figura 182 - 2º Passo para a ligação da MegaSquirt com o <i>software</i> Tuner Studio.....	191
Figura 183 - 3º Passo para a ligação da MegaSquirt com o <i>software</i> Tuner Studio.....	192
Figura 184 - 4º Passo para a ligação da MegaSquirt com o <i>software</i> Tuner Studio.....	192
Figura 185 – <i>Software</i> TunerStudio .....	193
Figura 186 - Ficha da bobine danificada .....	195
Figura 187 - Ficha de ligação à segunda bobine emendada.....	196
Figura 188 - Peça de ligação da roda dentada à cambota danificada .....	197
Figura 189 - Nova peça de ligação da cambota com a roda dentada.....	197
Figura 190 - Novo relé de ignição .....	198
Figura 191 - Bomba de combustível com abraçadeira .....	199
Figura 192 - Parafuso da célula de carga fraturado.....	200
Figura 193 - Novo parafuso da célula de carga.....	201
Figura 194 - Curvas características do freio hidráulico Go Power Systems Dynamometer D-100 sobrepostas com as curvas do fabricante do motor BMW K75 (adaptado de [15]) .....	223
Figura 195 - Ficha técnica da cola de juntas REINOZIL .....	225
Figura 196 - Ficha técnica da cola de roscas VEDOX .....	227



## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros de determinação de a e b.....	16
Tabela 2 - Especificações do motor K75 da BMW antes da alteração para ciclo sobre-expandido (adaptado de [2] [17] [47] [48]) .....	52
Tabela 3 - Resultados da calibração do sensor de temperatura do líquido de arrefecimento.....	70
Tabela 4 - Dados de calibração da célula de carga .....	74
Tabela 5 - Indutância das bobines originais.....	98
Tabela 6 - Legendagem dos pinos com a marcação das cores dos fios .....	100
Tabela 7 - Resultados do ensaio de dureza das juntas da culassa .....	108
Tabela 5 - Taxas de compressão geométricas teóricas segundo as diferentes combinações.....	124
Tabela 6 - Resultados obtidos no ciclo sobre-expandido para o ponto de funcionamento às 3000 rpm .....	154
Tabela 10 - Resultados obtidos no ciclo sobre-expandido para o ponto de funcionamento às 7000 rpm .....	156
Tabela 11 - Taxa de compressão efetiva para o funcionamento às 250 rpm.....	158
Tabela 12 - Resultados obtidos para o ponto de funcionamento às 3000 rpm no motor original e alterado .....	159
Tabela 13 - Resultados obtidos para o ponto de funcionamento às 7000 rpm no motor original e alterado .....	160



## LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS

<i>Símbolos Romanos</i>	<i>Definição</i>	<i>Unidade</i>
<i>A</i>	<i>Área da secção</i>	<i>m<sup>2</sup></i>
<i>A/F</i>	<i>Relação estequiométrica ar/combustível</i>	<i>kg<sub>ar</sub>/kg<sub>comb</sub></i>
<i>b</i>	<i>Comprimento de um braço</i>	<i>m</i>
<i>B</i>	<i>Binário</i>	<i>N.m</i>
<i>B</i>	<i>Constante B</i>	<i>(-)</i>
<i>C</i>	<i>Curso do pistão</i>	<i>m</i>
<i>C<sub>D</sub></i>	<i>Coefficiente de descarga</i>	<i>(-)</i>
<i>C<sub>p</sub></i>	<i>Calor específico a pressão constante do ar</i>	<i>J/(kg.K)</i>
<i>C<sub>s</sub></i>	<i>Consumo Específico</i>	<i>g/kWh</i>
<i>C<sub>v</sub></i>	<i>Calor específico a volume constante do ar</i>	<i>J/(kg.K)</i>
<i>d</i>	<i>Diâmetro da haste da válvula</i>	<i>m</i>
<i>D</i>	<i>Diâmetro do cilindro</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>s</sub></i>	<i>Diâmetro do canal de admissão para o cilindro</i>	<i>m</i>
<i>D<sub>v</sub></i>	<i>Diâmetro da válvula</i>	<i>m</i>
<i>e</i>	<i>Espessura da junta da culassa</i>	<i>m</i>
<i>e<sub>vol</sub></i>	<i>Eficiência volumétrica</i>	<i>%</i>
<i>f</i>	<i>Força</i>	<i>N</i>
<i>k</i>	<i>Fator de conversão</i>	<i>(-)</i>
<i>L</i>	<i>Distância entre eixos da biela</i>	<i>m</i>
<i>L<sub>v</sub></i>	<i>Deslocamento da válvula</i>	<i>m</i>
<i>ṁ<sub>ar</sub></i>	<i>Caudal mássico de ar</i>	<i>kg/s</i>
<i>ṁ<sub>f</sub></i>	<i>Caudal mássico de combustível</i>	<i>kg/s</i>
<i>m</i>	<i>Massa</i>	<i>kg</i>
<i>M</i>	<i>Massa molar</i>	<i>kg/kmol</i>
<i>n</i>	<i>Número de pistões</i>	<i>(-)</i>
<i>N</i>	<i>Velocidade de rotação</i>	<i>rot/s</i>
<i>p</i>	<i>Pressão</i>	<i>Pa</i>
<i>p<sub>ma</sub></i>	<i>Pressão média de atrito</i>	<i>kPa</i>

$p_{me}$	<i>Pressão média efetiva</i>	<i>kPa</i>
$p_{mi}$	<i>Pressão média indicada</i>	<i>kPa</i>
$PCI$	<i>Poder calorífico inferior do combustível</i>	<i>J/kg</i>
$Q_F$	<i>Calor fornecido pela fonte fria</i>	<i>J/kg</i>
$Q_Q$	<i>Calor fornecido pela fonte quente</i>	<i>J/kg</i>
$Q_{pi}$	<i>Poder Calorífico Inferior</i>	<i>J/kg</i>
$R$	<i>Raio da cambota</i>	<i>m</i>
$R$	<i>Constante específica de gás para o ar</i>	<i>J/kg*K</i>
$R_{BC}$	<i>Relação biela-cambota (<math>RBC=L/R</math>)</i>	<i>(-)</i>
$R_{CD}$	<i>Relação curso-diâmetro</i>	<i>(-)</i>
$s$	<i>Deslocamento do pistão</i>	<i>m</i>
$T$	<i>Tempos do motor (4 ou 2)</i>	<i>(-)</i>
$v$	<i>Tensão</i>	<i>V</i>
$v_{med}$	<i>Velocidade média do pistão (<math>v_{med}=2CN</math>)</i>	<i>m/s</i>
$v_D$	<i>Velocidade instantânea do pistão</i>	<i>m/s</i>
$V$	<i>Volume</i>	<i>m<sup>3</sup></i>
$VE$	<i>Eficiência volumétrica</i>	<i>%</i>
$w$	<i>Diferença entre o diâmetro interno e externo da sede da válvula</i>	<i>m</i>
$W$	<i>Potência</i>	<i>W</i>

<b><i>Símbolos Gregos</i></b>	<b><i>Definição</i></b>	<b><i>Unidade</i></b>
$\beta$	<i>Ângulo de corte da válvula</i>	<i>°</i>
$\gamma$	<i>Coefficiente adiabático</i>	<i>(-)</i>
$\delta$	<i>Relação de combustão a pressão constante</i>	<i>(-)</i>
$\varepsilon$	<i>Taxa de compressão</i>	<i>(-)</i>
$\eta$	<i>Rendimento</i>	<i>%</i>
$\lambda$	<i>Coefficiente de excesso de ar</i>	<i>(-)</i>
$\sigma$	<i>Relação de expansão</i>	<i>(-)</i>
$\phi$	<i>Coefficiente de riqueza da mistura</i>	<i>(-)</i>
$\psi$	<i>Relação de combustão a volume constante</i>	<i>(-)</i>

### ***Abreviaturas***

<i>ADC</i>	<i>Analogue to Digital Converter</i>
<i>AFR</i>	<i>Air-Fuel Ratio</i>
<i>BEV's</i>	<i>Battery Electric Vehicles</i>
<i>CLT</i>	<i>Coolant Temperature</i>
<i>CWL</i>	<i>Continuous Variable Valve Lift</i>
<i>CVT</i>	<i>Continuous Variable Valve Timing</i>
<i>DI</i>	<i>Direct Injection</i>
<i>DOHC</i>	<i>Double Overhead Camshaft</i>
<i>Dwell</i>	<i>Tempo em que a válvula permanece aberta na abertura máxima (em graus de cambota)</i>
<i>ECU</i>	<i>Engine Control Unit</i>
<i>EIVC</i>	<i>Early Intake Valve Closure</i>
<i>EREV's</i>	<i>Extended Range Electric Vehicles</i>
<i>GEE</i>	<i>Gases de efeito de estufa</i>
<i>HEV's</i>	<i>Hybrid Electric Vehicles</i>
<i>IAC</i>	<i>Idle Air Control</i>
<i>IAT</i>	<i>Intake Air Temperature</i>
<i>LIVC</i>	<i>Late Intake Valve Closure</i>
<i>MAF</i>	<i>Mass Air Flow</i>
<i>MAP</i>	<i>Manifold Absolute Pressure</i>
<i>MCI</i>	<i>Motor de Combustão Interna</i>
<i>MPI</i>	<i>Multi Point Injection</i>
<i>OHC</i>	<i>Overhead Camshaft</i>
<i>PI</i>	<i>Port Injection</i>
<i>PMI</i>	<i>Ponto morto inferior</i>
<i>PMS</i>	<i>Ponto morto superior</i>
<i>SPI</i>	<i>Single Point Injection</i>
<i>TPS</i>	<i>Throttle Position Sensor</i>
<i>VE</i>	<i>Volumetric Efficiency – Eficiência Volumétrica</i>
<i>VR</i>	<i>Variable Reluctance – Relutância Variável</i>
<i>VTEC</i>	<i>Variable Valve Timing Electronic Control</i>
<i>VVL</i>	<i>Variable Valve Lift</i>

<i>WVT</i>	<i>Variable Valve Timing</i>
<i>WVTL</i>	<i>Variable Valve Timing and Lift</i>
<i>WBO<sub>2</sub></i>	<i>Wide Band Oxygen Sensor</i>
<i>WOT</i>	<i>Wide Open Throttle</i>







# 1. INTRODUÇÃO

Nos dias que correm, a sociedade tem vindo a aumentar o esforço para a redução do consumo de matérias-primas e para um melhor aproveitamento dos recursos energéticos. No entanto, o consumo das energias fósseis ainda continua a ser alvo de preocupação.

Segundo os dados publicados no Relatório do Estado e do Ambiente (REA) 2014 (mais recente até à data) Portugal [1], no que diz respeito ao tipo de fonte energética primária utilizada no consumo de energia primária (Figura 1), consta-se que o petróleo e derivados, apesar de ter reduzido ao longo dos últimos anos, ainda continuam como sendo a fonte energética mais utilizada ao longo dos anos.

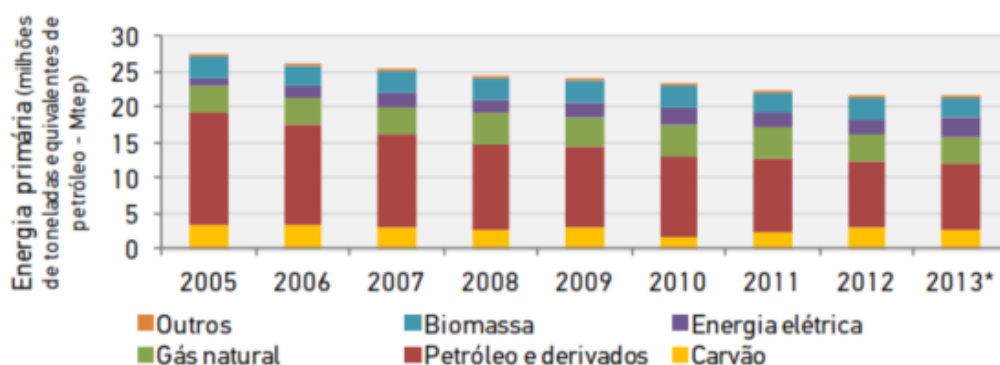
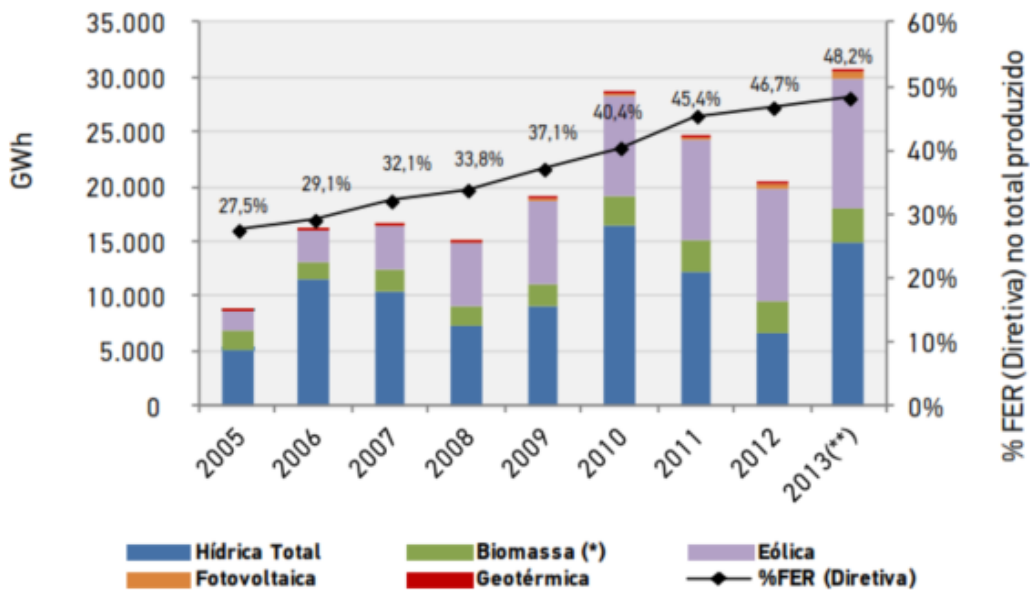


Figura 1 - Consumo da energia primária, em Portugal, ao longo dos anos (adaptado de [1])

Além disso, o Relatório do Estado e do Ambiente acrescenta: “O Sector dos transportes continua a ser um dos sectores de atividade com maior consumo de energia, sendo clara a necessidade de promover uma mudança de paradigma energético que reduza profundamente a dependência dos combustíveis fósseis e garanta uma drástica redução das emissões de GEE.” [1] (GEE – Gases de Efeito de Estufa).

Algo de benéfico que se tem notado ao longo dos anos em Portugal é que a produção de energia a partir de energias renováveis tem vindo a sofrer um aumento gradual (Figura 2).



(\*) Inclui resíduos vegetais/florestais, licores sulfíticos, biogás e resíduos sólidos urbanos  
 (\*\*) dados provisórios

Figura 2 - Produção de energia elétrica, em Portugal, a partir das energias renováveis, ao longo dos anos (adaptado de [1])

Após explanado o contexto do consumo/produção energética em Portugal e, sendo o setor dos transportes um dos principais responsáveis pelo consumo energético mundial, o aumento do rendimento dos veículos e dos motores de combustão interna (MCI) é uma prioridade por parte daqueles que os desenvolvem. Idealmente, os veículos deveriam eliminar totalmente o consumo local de combustíveis pela utilização de veículos elétricos. Porém, os veículos elétricos sofrem de dois grandes problemas que consistem na sua reduzida autonomia e no longo tempo necessário para o carregamento das baterias, o que os torna irrelevantes para viagens minimamente extensas. Por outro lado, o aumento da sua autonomia é feita com um elevadíssimo custo em baterias, custo esse de nível financeiro (as baterias são caras e degradam-se rapidamente), mas também ao nível de peso e de espaço que ocupam no veículo.

Uma solução para estes problemas é a utilização de um *range extender*, o uso de um pequeno motor de combustão interna que poderá ser usado, aquando do termo da carga das baterias, para produção local de eletricidade. Esta eletricidade poderá ser usada diretamente para a locomoção (motores elétricos) e/ou para carregar as baterias.

Os motores de combustão interna sofrem de um baixo rendimento comparativamente com os motores elétricos e, como um veículo elétrico é sobretudo um veículo muito eficiente, o motor de combustão interna a aplicar como *range extender* deverá ser o mais eficiente possível. O ciclo sobre-expandido, no qual o tempo de expansão é maior que o de compressão, é intrinsecamente um ciclo de

elevado rendimento térmico, pois aproveita-se ao máximo possível a entalpia dos gases de combustão, que de outro modo seria perdida pelo escape como pressão e calor. Porém, a passagem de um motor de ciclo Otto a ciclo sobre-expandido implica uma significativa perda de potência, pois a carga deverá ser reduzida para cerca de metade e ele deverá rodar a baixa velocidade. Estes dois efeitos conjuntos reduzem a potência do motor para cerca de  $\frac{1}{4}$  da potência base do motor original.

Assim, de modo a ter-se uma potência "aceitável" no veículo, deveremos ter um motor relativamente grande. Uma outra possibilidade, desenvolvida neste trabalho, consiste na utilização do *range extender* a uma velocidade de rotação elevada e numa condição diferente da do ciclo sobre-expandido. Este ponto de funcionamento (BOOST) não terá o elevado rendimento do ponto anterior (ECO), mas proporcionará uma potência relativamente elevada (importante para o aumento da autonomia do motor elétrico).

## 1.1 Objetivo

Desta forma, o objetivo deste projeto é desenvolver um *range extender* com o intuito de ser integrado num veículo, cumprindo os seguintes requisitos:

- Utilização do motor elétrico no meio urbano, uma vez que não é necessário obter grande autonomia e pode ser carregado as vezes necessárias;
- Utilização do ponto de funcionamento às 3500 rpm (modo ECO) do motor de combustão interna quando é necessário realizar uma viagem mais longa, onde não haja autonomia suficiente por parte das baterias e daí a necessidade da complementaridade de um motor de combustão interna para ajudar ( $\approx 95\%$  do uso do *range extender*);
- Utilização do motor de combustão interna em BOOST (7000 rpm) quando numa viagem se necessita de maior potência, nomeadamente para fazer subidas longas (5% do uso do *range extender*).

Existem duas formas do funcionamento do motor de combustão interna aplicado a um *range extender*. Uma primeira onde o motor de combustão interna produz a potência necessária para auxiliar o motor elétrico, sem acrescentar energia às baterias (Figura 3 (a)). A segunda foca-se em utilizar o motor de combustão interna em dois pontos de funcionamento (um ECO e um BOOST). O que acontece neste caso é que quando o motor elétrico necessita de mais energia o motor de combustão interna entra em funcionamento (ECO) de modo a produzir a energia necessária para alimentar o motor elétrico e, por

vezes, como produz a mais do que o motor elétrico necessita aproveita a energia para carregar as baterias. Quando o motor elétrico necessita de mais energia que o habitual, o motor de combustão interna entra em modo BOOST criando mais potência e alimentando o motor elétrico, com a possibilidade de carregar as baterias (Figura 3 (b)).

O caso de estudo selecionado foi o segundo caso (funcionamento em modo ECO e BOOST). O que levou à escolha deste caso de estudo é que, segundo um estudo já efetuado e publicado num artigo de “Energy Conservation and Management” [2], quando o motor de combustão interna apresenta apenas dois pontos de funcionamento, é possível ter um motor mais eficiente (pois só existem dois pontos a serem otimizados) e, se a potência produzida pelo motor de combustão interna for superior à necessidade do motor elétrico, existe a possibilidade de carregar as baterias do veículo. Desta forma, é possível ter um motor de combustão interna muito eficiente a baixa velocidade (modo ECO às 3500 rpm), permitindo acompanhar a necessidade de energia do um motor elétrico e carregar as baterias do veículo (quando a potência produzida é superior à necessidade do motor elétrico), sendo um ponto muito importante pois este irá ser o ponto de funcionamento do veículo na maioria das vezes. E ainda, é possível ter um motor potente a altas rotações (modo BOOST às 7000 rpm), que servirá como ponto de referência para quando o motor elétrico necessitar de muita potência, o que irá acontecer na minoria dos casos.

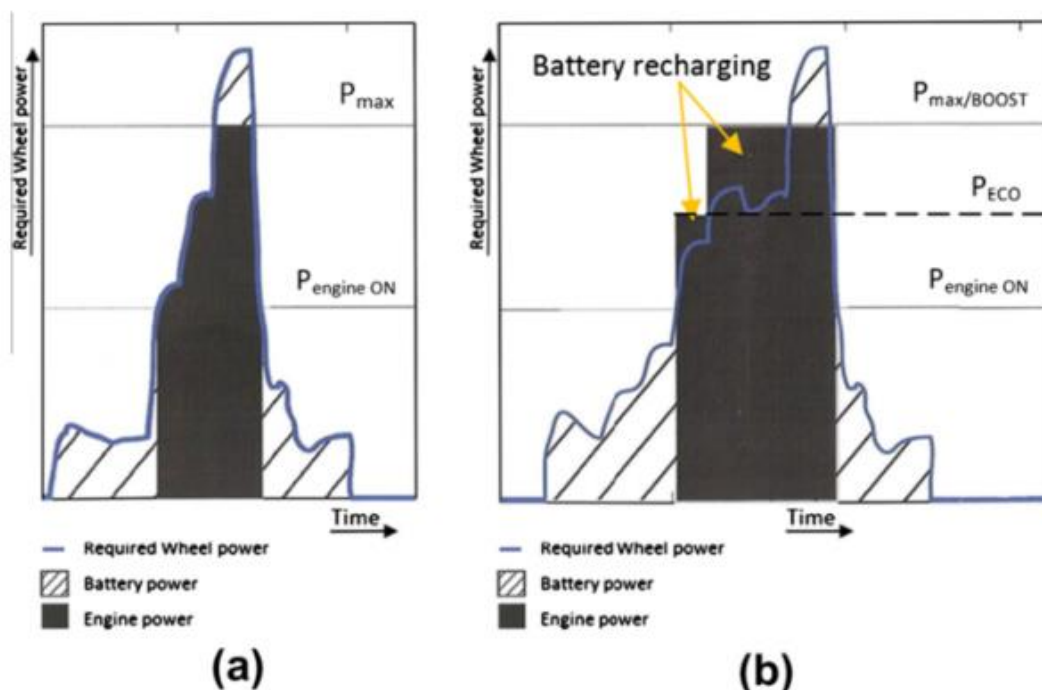


Figura 3 - (a) caso onde o motor de combustão interna auxilia o motor elétrico; (b) caso onde o motor de combustão interna apresenta dois pontos de funcionamento (adaptado de [2])

Assim foi estudado, inicialmente, teórica e, mais tarde, experimentalmente, o funcionamento de um motor nos regimes atrás referidos. O motor alvo de estudo é um motor de uma moto BMW, modelo K75. Esta escolha recaiu neste motor por duas razões:

- sendo um motor de moto, é intrinsecamente compacto, mas também potente;
- este motor em particular tem um curso maior que o diâmetro, o que é invulgar em motores de elevadas prestações, mas é benéfico quando se usa o ciclo sobre-expandido.

## 1.2 Organização da dissertação

No capítulo 1, é feito o enquadramento do tema no contexto político-económico e ambiental, bem como a sua relevância científica. São ainda estabelecidos os principais objetivos deste trabalho, bem como a explicação da estratégia utilizada no decurso do mesmo.

No capítulo 2, é apresentado o estado de arte do trabalho, apresentando os diferentes parâmetros de um motor de combustão interna, assim como o funcionamento dos mesmos. São ainda apresentados os ciclos termodinâmicos necessários a ter em conta para o presente trabalho, acompanhando algumas fórmulas para a explicação dos mesmos. Acrescentando, são ainda apresentados os métodos para aumento da taxa de compressão, métodos para variação de abertura e fecho das válvulas e, no final, são apresentados alguns exemplos de veículos que funcionam como *ranger extender*.

No capítulo 3, é apresentada a instalação experimental, dividindo-a por sistemas e explicando o funcionamento de cada um, assim como a construção (quando aplicado) do mesmo. É explicado, também, qual a unidade de controlo utilizada para o projeto e toda a sua programação que foi necessária para que o motor funcionasse nas devidas condições. Neste capítulo é apresentado uma breve descrição do sistema de aquisição de dados, acompanhado com a forma de medição dos dados obtidos do motor.

No capítulo 4, são apresentados os procedimentos experimentais, procedimentos a ter em conta aquando a realização dos ensaios. Este capítulo está mais centralizado para a atenção dos investigadores que irão continuar com o projeto.

No capítulo 5, são apresentados alguns dos problemas e das soluções dos mesmos durante a realização do trabalho. Sendo os problemas o maior foco do tempo para o projeto, é necessário que estes sejam apresentados como um capítulo de forma a informar o leitor de tudo aquilo que foi realizado e para alertar os próximos investigadores de alguns problemas que podem ocorrer. Este capítulo serve como base de manual de resolução de problemas para aqueles que vierem a trabalhar no projeto.

No capítulo 6, é apresentado o modelo teórico realizado nos anos anteriores. Este modelo teórico serve como base de seleção das melhores hipóteses a serem testadas para o projeto. Além disso, este modelo teórico serve como base de comparação dos dados que foram obtidos experimentalmente.

No capítulo 7, são apresentadas todas as alterações efetuadas no motor. Como informação complementar, além das alterações, são documentadas todas as partes novas que foram introduzidas no motor para que este pudesse sofrer a alteração para o ciclo sobre-expandido. Neste capítulo é apresentado o modo de montagem e desmontagem do motor, servindo como guia para as próximas vezes que este motor tenha de ser desmontado.

No capítulo 8, são explanados todos os resultados obtidos no motor. São apresentadas, inicialmente, as conclusões do motor original, seguindo com a apresentação dos resultados do motor sobre-expandido. No final, existe um subcapítulo responsável pela análise das comparações entre os dois motores. Neste capítulo, existem algumas conclusões (não apresentando a totalidade das mesmas) como fator explicativo de alguns dados que foram obtidos. Ainda neste capítulo, é feita uma referência da comparação dos dados experimentais com os dados teóricos.

Por último, no capítulo 9, são apresentadas as conclusões e sugestões para um trabalho futuro.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA – ESTADO DA ARTE

Neste capítulo será apresentado o estado de arte abrangendo aquilo que é necessário saber para o projeto. No entanto, sendo demasiado longo alguma da informação complementar a este capítulo pode ser encontrada no Apêndice I. Caso exista alguma dúvida ou alguma informação que seja necessária para complementar aquilo que está presente neste estado da arte, pode, eventualmente, ser encontrada lá.

### 2.1 Motores de Combustão Interna

A maioria dos capítulos que se seguem é baseada no livro *Motores de Combustão Interna* do autor Professor Doutor Jorge Martins [3].

Os motores de combustão interna foram uma das invenções que maior impacto tiveram na sociedade ao nível de vida das populações, sendo utilizados para facilitar a nossa vida permitindo uma melhor mobilidade e para produzir bens e serviços.

Um motor de combustão interna é uma máquina térmica que transforma energia térmica em energia mecânica útil. Esta energia térmica advém de um processo de combustão de uma mistura de combustível-carburente, libertando-se assim a energia química proveniente do combustível. Normalmente, o carburente é o ar, caso contrário utiliza-se algum composto contendo oxigénio. A energia térmica libertada pelo combustível é transferida ao fluido motor, que evolui ciclicamente e a transmite, desta forma, aos órgãos mecânicos do motor. O fluido motor, por sua vez, fornece trabalho aos órgãos mecânicos através da variação de pressão e de volume criadas pela combustão.

#### 2.1.1 Classificação dos Motores

As máquinas térmicas são classificadas quanto ao tipo de combustão, à forma como o fluido motor evolui e quanto ao tipo de movimentos dos órgãos mecânicos móveis. Para uma fácil compreensão, é possível visualizar toda a classificação das máquinas térmicas na Figura 4.

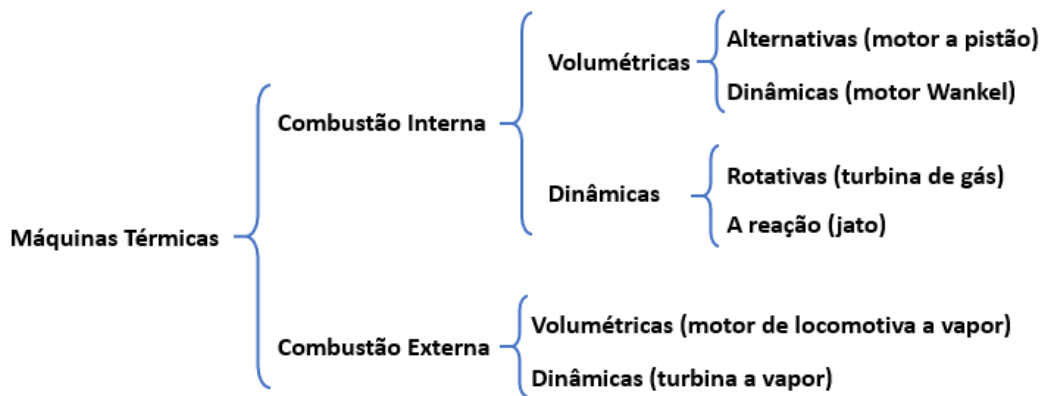


Figura 4 - Classificação das máquinas térmicas (adaptado de [3])

Para além da classificação das diversas máquinas térmicas, existem as classificações dos motores. Essas classificações podem ser classificadas da seguinte forma:

- **Ciclo de operação:**
  - 4 Tempos;
  - 2 Tempos;
- **Tipo de ignição do combustível:**
  - Ignição comandada ou ignição por faísca (gasolina);
  - Ignição não comandada ou por compressão (Diesel)
  - Ignição híbrida;
- **Colocação/desenho das válvulas:**
  - Válvulas laterais;
  - Válvulas à cabeça;
  - Válvulas rotativas;
- **Combustível:**
  - Gasolina;
  - Gasóleo;
  - GPL ou gás natural;
  - Oxigenados (álcool, éter, éster, etc);
  - Óleos pesados (“thick fuel-oil”);
  - Dual-fuel (dois combustíveis misturados);
  - Carvão;
- **Método de carga:**
  - Naturalmente aspirado/atmosférico;
  - Sobrealimentado;
- **Tipo de injeção (diesel):**
  - Direta (DI);
  - Indireta, com câmara auxiliar;
- **Preparação da mistura (gasolina):**
  - Carburador;
  - Injeção (na admissão);
  - Injeção direta (na câmara de combustão);
- **Arrefecimento:**
  - Líquido;
  - Ar;
- **Geometria dos cilindros:**
  - Monocilindro;
  - Cilindros em linha;
  - Cilindros opostos;
  - Pistões opostos;
  - Cilindros em V, W, H ou U;
  - Cilindros em estrela.



### 2.1.2 Alimentação/Mistura

Para que haja uma preparação da mistura é necessário sistemas que sejam capazes de misturar e de injetar a mistura, com proporções exatas, dentro da câmara de combustão. Para isso, existem sistemas como os carburadores ou os sistemas de injeção, sendo os carburadores mais antigos e os sistemas de injeção os sistemas utilizados atualmente.

Para que haja um maior aproveitamento da combustão é necessário que a mistura seja controlada ao ponto de serem introduzidas as quantidades corretas de combustível e de ar na mistura. No caso da gasolina, para que a mistura seja estequiométrica (estequiometria de uma mistura é quando o ar e o combustível estão misturados em proporções iguais), é necessário que se misturem, em massa, 14,7 partes de ar com uma parte de gasolina. Quando a mistura estiver pronta, esta deve aguentar as pressões e temperaturas que estão dentro da câmara de combustão. Caso contrário, se as pressões fossem demasiado elevadas, após se dar a ignição o motor estaria sujeito ao fenómeno de *knock* (combustão anormal e destrutiva dos órgãos mecânicos do motor).

Inicialmente, os carburadores eram os responsáveis pela mistura do ar com o combustível. Com a depressão existente entre a atmosfera e o motor cria-se uma força, força essa que sugava a gasolina do carburador para o coletor de admissão. O problema dos carburadores é que não existia controlo da mistura, apenas existia um maior ou menor aumento do caudal de gasolina conforme se abria ou fechava mais a borboleta do carburador. Esta situação criava um sistema muito pouco eficiente, provocando um maior aumento da poluição e mau aproveitamento do motor. Com a introdução de sistemas de injeção, a injeção começa a ser controlada atendendo à quantidade de ar que entra no motor. Sendo assim, é possível adicionar uma maior ou menor quantidade de gasolina dependendo da quantidade de ar que entra, tendo sempre uma mistura aproximadamente estequiométrica. Para que isso fosse possível, foram criados sistemas eletrónicos que calculam a quantidade de ar que está a entrar no motor (ECU – Engine Control Unit) através de caudalímetros e outros sensores que enviam o sinal para os injetores (componente responsável pela injeção do combustível). Por sua vez, os injetores contêm uma electroválvula e, quando recebem o sinal, injetam a quantidade exata de combustível medida pela ECU.

Para garantir que a mistura seja estequiométrica existe um sensor após o coletor de escape que faz uma análise dos gases de escape. Este sensor é a sonda Lambda ( $\lambda$ ) e mede a quantidade de oxigénio na mistura. A partir disso consegue apresentar o valor de AFR (*Air Fuel Ratio*) presente na mistura, sendo que para uma mistura estequiométrica o valor apresentado pela sonda Lambda é 14,7, para uma mistura rica este o valor apresentado é inferior a 14,7, e para uma mistura pobre o valor é superior a 14,7. Em

muitos veículos o mapa de injeção é corrigido segundo o valor lido pela sonda Lambda, isto é, se a se o valor lido pela sonda Lambda for de mistura estequiométrica, a unidade de controlo não interfere na mistura injetada, caso a mistura lida pela sonda Lambda for rica ou pobre, a unidade de controlo irá intervir de forma a colocar a mistura estequiométrica.

### 2.1.3 Ignição

Da mesma forma que os sistemas de injeção, os sistemas de ignição foram evoluindo ao longo dos anos, sendo produzidos de várias formas. Inicialmente os sistemas de ignição eram a platinados. Com o passar do tempo, e com a evolução da eletrónica, foram introduzidos os sistemas de ignição eletrónica analógica, evoluindo para os atualmente utilizados sistemas de ignição eletrónico digital.

O sistema de ignição eletrónico digital permitiu um controlo mais rigoroso do avanço da ignição com o aumento da velocidade do motor, evitando, assim, a ocorrência de *knock*. Este sistema utiliza para o seu funcionamento um sensor de posição, que estima a velocidade pela posição angular da cambota para um posterior envio a uma unidade de controlo eletrónico (CPU) que calcula o avanço da ignição e envia sinal à bobine que está ligada à vela para produzir a faísca. Nos motores que apresentam uma bobine para todas as velas, existe um distribuidor que envia o sinal da faísca para a respetiva vela. Caso isto não se verifique, existe uma bobine responsável de enviar o sinal para cada vela do motor.

### 2.1.4 Diagrama de distribuição

A abertura e fecho das válvulas não coincidem com os pontos mortos do motor. Isso poderia acontecer para motores lentos, porém, para trabalharem às velocidades desejadas, é necessário aproveitar a inércia e a ressonância dos gases nas colunas gasosas à entrada e à saída do cilindro.

#### Válvula de admissão

A válvula de admissão abre antes do PMS (corresponde ao avanço da abertura da válvula de admissão) e, desta forma, é aproveitada a inércia dos gases de escape a serem expulsos do cilindro a grande velocidade para aspirar novo ar vindo da admissão, sendo esta ainda uma forma de limpar melhor o cilindro. Por outro lado, dá-se o atraso no fecho da válvula de admissão. Isto acontece já depois do PMI, e é uma forma de aproveitar a inércia dos gases admitidos. Assim, é possível melhorar o enchimento do cilindro, ou seja, mesmo que o coletor esteja à pressão atmosférica, a pressão no enchimento poderá ser maior, o que leva a um aumento da eficiência volumétrica do motor. Sendo assim, o motor pode, em

algumas circunstâncias, admitir mais massa de ar do que aquela que caberia realmente para o volume do cilindro. A eficiência volumétrica do motor é o rácio entre a quantidade de ar/mistura que entra nos cilindros comparativamente à quantidade de ar/mistura que lá caberiam às condições de pressão e temperatura do coletor de admissão.

### **Ignição**

Quando se dá a compressão, ambas as válvulas encontram-se fechadas. A ocorrência da faísca de ignição pela vela ainda antes do pistão chegar ao PMS marca o fim do tempo de compressão para começar o tempo de explosão-expansão. Tendo em conta que a explosão não é instantânea, é necessário avançar um pouco a ignição para que a explosão ocorra mais cedo, fazendo com que o momento de pressão máxima ocorra no movimento descendente do pistão, após o PMS. Além disso, o aproveitamento do curso do pistão (durante o tempo de explosão-expansão) é maximizado, resultando numa combustão mais completa e rápida.

### **Válvula de escape**

Na válvula de escape, tal como acontece na válvula de admissão, também existe um avanço na abertura e um atraso no fecho. A abertura da válvula de escape dá-se ainda na expansão (tempo motor), bem antes do PMI, permitindo a saída prévia de grande parte dos gases de escape que se encontram dentro do cilindro, e reduzindo também a perda de bombagem por parte do pistão quando se estiver a deslocar para o PMS. Além disso, o atraso no fecho faz com que haja um maior varrimento dos gases de escape, garantindo uma maior limpeza do cilindro após a combustão, juntamente com o atraso no fecho da válvula de admissão. É neste pequeno intervalo que se dá o cruzamento de válvulas, isto é, quando ambas as válvulas se encontram abertas ao mesmo tempo.

Na figura seguinte é possível ver uma pequena representação do diagrama de distribuição de um motor por ignição comandada.

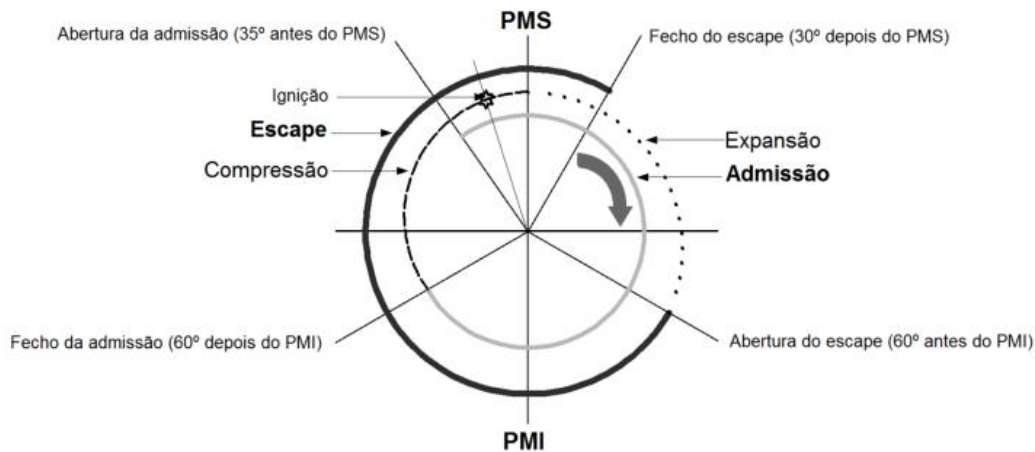


Figura 5 - Diagrama de distribuição de um motor de ignição comandada (adaptado de [4])

### 2.1.5 Parâmetros de funcionamento

O que distingue os motores uns dos outros são as prestações que cada um consegue ter. Sendo assim, quando se fala de prestações, fala-se de características como binário e potência de um motor. Somando a isto tem-se o rendimento que o motor é capaz de produzir, assim como o seu consumo específico, a sua emissão de gases poluentes, etc. É necessário ter em conta que a maioria dos parâmetros do motor dependem dos parâmetros geométricos de cada motor. No final, o somatório do melhor de cada parâmetro é a causa de uns motores serem preferíveis a outros (dependendo sempre do objetivo final do consumidor: menor consumo, maior rendimento, entre outros).

#### Potência/Binário

Um motor de combustão interna é, normalmente, caracterizado pelos seus valores de binário e potência máximos, tendo em conta a que velocidade o atinge. O **binário** (B) representa o trabalho produzido pelo motor, sendo este medido por um dinamómetro ou um freio dinamométrico e sendo a sua unidade Nm. A **potência** (W) é o produto do binário com a **velocidade de rotação do motor** (N), com a sua unidade em rotações por segundo.

$$\dot{W}=2\pi NB \quad (1)$$

#### Rendimento/Consumo específico

O rendimento ( $\eta_t$  – rendimento total) é definido pela razão entre o trabalho útil realizado pelo motor (trabalho disponível no veio motor) e a energia do combustível queimado. O consumo específico (Cs) indica a massa de combustível necessária para produzir uma quantidade de energia.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f Q_{pi}} \quad (2)$$

$$C_s = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}} \text{ [g/kWh]} \quad (3)$$

Onde  $\dot{m}_f$  representa o caudal mássico de combustível, e o  $Q_{pi}$  o poder calorífico inferior.

Como se pode verificar pelas fórmulas apresentadas acima, o consumo específico é inversamente proporcional ao rendimento total.

$$\eta_t = \frac{1}{C_s Q_{pi}} \quad (4)$$

### 2.1.6 Parâmetros geométricos

Os valores das prestações dos motores estão diretamente relacionados com os parâmetros geométricos do motor. Apesar de motores iguais terem a mesma cilindrada os restantes parâmetros como a potência e o binário, serão diferentes pelo simples facto de apresentarem parâmetros geométricos diferentes.

Para além dos parâmetros já mencionados acima existem outros de elevada importância, tais como: relação curso-diâmetro do pistão, deslocamento do pistão em função do ângulo da cambota, velocidade do pistão, entre outros.

- **Relação curso-diâmetro do pistão ( $R_{CD}$ )**

Esta relação está diretamente relacionada com a velocidade máxima do motor. Quanto maior for o diâmetro e menor o curso, maior será a velocidade de rotação do motor e, com isso, maior irá ser a potência debitada pelo motor, mantendo-se a cilindrada. O facto de apresentar um maior diâmetro permite o dimensionamento de válvulas maior, o que, posteriormente, irá permitir uma maior facilidade de enchimento dos cilindros.

$$R_{CD} = \frac{C}{D} \quad (5)$$

Os motores que apresentam um curso igual ao diâmetro do pistão chamam-se motores quadrados. Aqueles que apresentam um diâmetro superior denominam-se super-quadrados. Contudo, os motores excessivamente quadrados não queimam bem, têm elevadas perdas térmicas e, uma vez que o curso é demasiado curto, perdem taxa de compressão, pois a câmara de combustão é pouco compacta (de elevado diâmetro). O motor BMW K75 apresenta uma

relação curso diâmetro de 1,05. O curso longo permitirá explorar ao máximo o conceito de sobre-expansão, sendo este um dos motivos da escolha deste motor para o projeto.

No caso particular do motor K75, este apresenta uma relação curso-diâmetro do pistão de 1,05, o que irá permitir explorar melhor o conceito de sobre-expansão. Foi este um dos motivos pelo qual este motor foi o selecionado para o projeto.

- **Velocidade do Pistão ( $V_p$ )**

A velocidade instantânea do pistão em função do ângulo da cambota é dada por:

$$v_p = v_{med} \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[ 1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{R_{BC}^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (6)$$

Onde  $R_{BC}$  é a relação biela-raio da cambota ( $L$  – comprimento da biela;  $R$  – raio da cambota):

$$R_{BC} = \frac{L}{R} \quad (7)$$

E  $v_{med}$  representa a velocidade média do pistão ( $C$  – curso do pistão;  $N$  – velocidade de rotação):

$$v_{med} = 2CN \quad (8)$$

No caso do motor BMW K75, a velocidade máxima do pistão é aproximadamente 14 m/s., bastante elevado, derivada da sua relação curso-diâmetro próximo da unidade.

- **Posição do pistão ( $s$ )**

Uma vez que a velocidade do pistão não é linear, a sua posição é dada em função da posição da cambota:

$$s = R \cos \theta + \sqrt{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)} \quad (9)$$

### Relação ar-combustível, excesso de ar e riqueza da mistura

A relação de ar-combustível ( $A/F$ ) representa a razão da quantidade, em massa, de ar admitida nos cilindros do motor ( $\dot{m}_{ar}$  – massa de ar) pela respetiva quantidade, também em massa, de combustível que é injetado ( $\dot{m}_{fuel}$  – massa de combustível).

$$A/F = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{fuel}} \quad (10)$$

Pelas leis da química, quando toda a massa de ar admitida é proporcional, na queima, à quantidade de gasolina que é injetada, diz-se que a mistura é estequiométrica. No caso da gasolina, para que a mistura seja estequiométrica, o valor de A/F deverá ser igual a 14,7 e é representado por  $(A/F)_{est}$ .

Quando a mistura não está estequiométrica, isto é, no caso de existir maior quantidade de combustível necessária para a queima, diz-se que a mistura está rica. Caso contrário, se existir maior quantidade de ar do que de combustível na queima da mistura, a mistura está pobre. A **riqueza** ( $\phi$ ) da mistura e o **coeficiente de excesso de ar** ( $\lambda$ ) podem ser calculados da seguinte forma:

$$\phi = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}}{\left(\frac{A}{F}\right)} \quad (11)$$

$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)}{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}} \quad (12)$$

A mistura é estequiométrica para valores de  $\lambda$  e  $\phi$  iguais à unidade. Quando  $\lambda < 1$  e  $\phi > 1$  a mistura é rica. Quando  $\lambda > 1$  e  $\phi < 1$  a mistura é pobre.

### Eficiência volumétrica

Tal como já foi referido anteriormente, a eficiência volumétrica (VE – volumetric efficiency) refere-se à razão entre a quantidade de mistura que entra nos cilindros com a quantidade de mistura que entraria em condições de pressão e temperaturas do coletor de admissão. Sendo assim, quanto maior for a eficiência volumétrica, maior será o enchimento dos cilindros. O que significa que uma maior quantidade de ar implica uma maior quantidade de combustível, o que resulta na produção de maiores binários, e com isso, uma maior potência (T – representa o número de tempos do ciclo).

$$VE = \frac{\text{volume de ar que entra em cada ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{\dot{m}_{ar} T}{\rho V_v N 2} \quad (13)$$

Para motores normalmente aspirados, tipicamente DOHC (Dual Overhead Camshaft) com quatro ou mais válvulas por cilindro, é de cerca de 115%, o que só pode ser alcançada sob condições ótimas

de pressão e temperatura com a otimização dos coletores de admissão e de escape. [4] Apesar de ser um pouco complicado, a tecnologia avança e cada vez há maior facilidade de atingir uma eficiência volumétrica acima da unidade. Normalmente podem verificar-se valores superiores à unidade para regimes de altas velocidades do motor.

### Pressão média indicada, efetiva e de atrito

A **pressão média indicada** ( $p_{mi}$ ) representa a razão entre o trabalho do ciclo de funcionamento do motor e o seu volume varrido. A **pressão média de atrito** ( $p_{ma}$ ) representa o quociente entre o trabalho de atrito e a cilindrada do motor. A **pressão média efetiva** ( $p_{me}$ ) representa o quociente entre o trabalho útil e a cilindrada do motor, pode ser também escrita como a subtração da  $p_{ma}$  à  $p_{mi}$ .

- Pressão média indicada ( $p_{mi}$ )

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_v} \quad (14)$$

- Pressão média de atrito ( $p_{ma}$ )

Segundo *Gordon P. Blair* é possível a determinação da  $p_{ma}$  através de uma equação simples, sem ser necessário a especificação dos diversos componentes do motor e suas geometrias [3].

Calculando-se assim, a  $p_{ma}$  com o auxílio dos valores das constantes da Tabela 1.

$$p_{ma} = a + b \times C \times N \quad (15)$$

Tabela 1 - Parâmetros de determinação de a e b

Tipo de Motor	Apoios do motor	Outras indicações	a	b
Motos (ciclo Otto)	Rolamentos	-	0	15
Ciclo Otto	Chumaceiras	Vcil > 500cm³	100	21
Ciclo Otto	Chumaceiras	Vcil < 500cm³	100+0,1(500-Vcil)	21

- Pressão média efetiva ( $p_{me}$ )

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_v} \quad (16)$$

As pressões médias podem vir em função do binário ou potência. Sendo assim:



$$pmx = \frac{\pi B_x T}{V_v} \Leftrightarrow B_x = \frac{pmx \times V_v}{\pi \times T} \quad (17)$$

$$pmx = \frac{\dot{W}_x T}{V_v N^2} \Leftrightarrow \dot{W}_x = \frac{pmx \times V_v \times T \times 2}{T} \quad (18)$$

Onde T é o número de tempo de um motor.

### 2.1.7 Curvas características do motor

As curvas características apresentam o desempenho do motor na forma de curvas de potência, binário e consumo específico. Estes gráficos mostram a variação das características anteriores em função da velocidade de rotação do motor.

A Figura 6 mostra as curvas de binário e potência do caso de estudo, cedidas pelo fabricante (motor BMW K75).

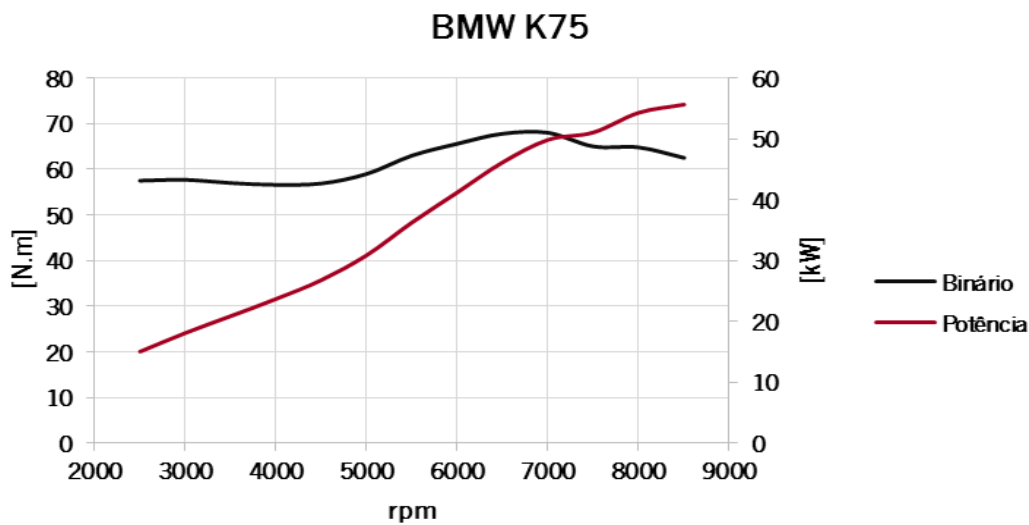


Figura 6 - Curvas de nível do motor BMW K75 do fabricante

#### Curva de Binário

O binário indicado é proporcional à massa admitida pelo motor. A baixa velocidade, os avanços e atrasos à abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape resultam em baixo binário. Porém, com o aumento da velocidade, a curva de binário aumenta até ao ponto de binário máximo. O aumento da velocidade torna possível uma maior quantidade de ar admitida no motor, mercê do efeito das colunas gasosas. Atingindo o ponto de binário máximo, este começa a decrescer com o aumento da velocidade.

Isto deve-se ao aumento das perdas de carga nas válvulas e coletores com o aumento da velocidade do motor. O binário real sofre ainda uma redução ao indicado devido ao aumento das perdas por atrito.

### Curva de Potência

A curva de potência é fruto do produto da curva de binário com a velocidade do motor. A potência cresce rapidamente até ao ponto de binário máximo, sendo seguido de um crescimento menos acentuado devido apenas ao aumento da velocidade de rotação até ao ponto de potência máximo. Após o ponto de potência máximo, esta decresce pelo facto do decréscimo de binário ser superior ao aumento da velocidade de rotações do motor.

### Curva de consumo específico

A curva de consumo específico não está diretamente relacionada com as outras duas curvas apresentadas em cima. No entanto, o consumo mínimo acontece num ponto intermédio entre a potência e binário máximos. A baixa velocidade o consumo específico é elevado, pois as perdas térmicas são maiores e a combustão pode ser imperfeita. A alta velocidade o consumo é também elevado devido ao aumento das perdas mecânicas.

Relativamente à riqueza da mistura, o mínimo de consumo específico se dá quando as misturas são pobres, enquanto o máximo de consumo se dá para misturas ricas. Isto porque, quando existem misturas pobres, todo o combustível é queimado, o que implica um aumento do rendimento do motor. Por sua vez, quando existem misturas ricas, todo o ar é consumido, o que implica um aumento do binário. No entanto, quando a mistura é pobre demais, a combustão começa a ser menos eficiente e lenta, havendo problemas de extinção de chama e ciclos onde não haverá combustão, baixando o rendimento implicando um aumento do consumo (Figura 7).



Figura 7 - Variação do consumo específico e do binário com o coeficiente de excesso de ar (adaptado de [3])

## 2.2 Ciclos Termodinâmicos

É possível representar o modo de funcionamento dos diferentes motores de combustão interna através dos ciclos termodinâmicos.

Os motores a gasolina convencionais são descritos pelo ciclo Otto, ciclo este que deve o seu nome a Nicholas Otto, inventor deste tipo de motor. No caso dos motores a gásóleo, estes funcionam a ciclo Diesel, fruto da invenção de Rudolf Diesel. Mais tarde, com base nestes ciclos, mais ciclos foram criados. Um deles foi o ciclo Miller, criado por Ralph Miller, que associa os motores de ignição comandada com a sobre-expansão dos gases de escape. Com o tempo, mais ciclos foram inventados e outros refeitos para um melhor funcionamento dos motores, tendo como exemplo os motores mistos ou dual [3] [5].

Os ciclos, por norma, são estudados teórica ou idealmente, recorrendo a simplificações e aproximações pois a análise das variáveis reais características dos motores de combustão interna é demasiado complexa. Exemplos destas variáveis são: perdas de calor pelas paredes do motor, perdas de atrito, perdas de bombagem, combustão não instantânea, etc. É possível verificar na Figura 8 a diferença entre os ciclos teórico e real.

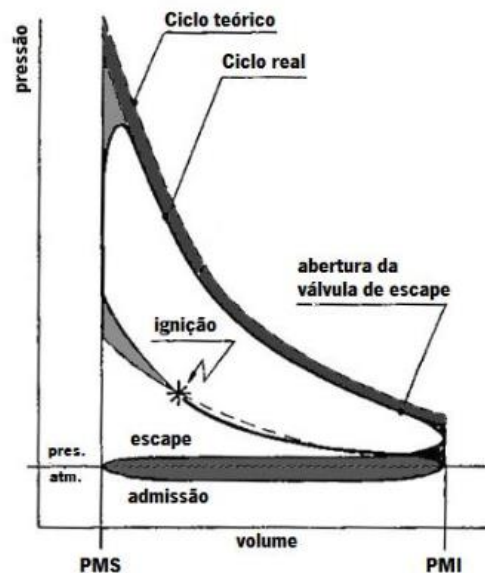


Figura 8 - Comparação entre os ciclos teórico e real (adaptado de [4])

O objetivo da análise destes ciclos é determinar a eficiência térmica associada de modo a compreender e identificar os processos prejudiciais à eficiência do motor para conseguir otimizar termodinamicamente os motores de combustão.

O rendimento dos ciclos teóricos pode ser descrito pela razão entre o trabalho produzido e a energia gasta (energia potencial química do combustível):

$$\eta_{\text{teórico}} = \frac{W}{Q_Q} \quad (19)$$

E, segundo a segunda lei da termodinâmica, a diferença entre o calor fornecido pela fonte quente ( $Q_Q$  - combustão) e o calor fornecido à fonte fria ( $Q_F$  - atmosfera).

$$\eta_{\text{teórico}} = \frac{W}{Q_Q} = \frac{Q_Q - Q_F}{Q_Q} = 1 - \frac{Q_F}{Q_Q} \quad (20)$$

Os ciclos termodinâmicos (teóricos) são ciclos fechados, no entanto, os motores de combustão interna são ciclos abertos, pois admitem ar fresco da atmosfera e expulsam os gases de escape a alta temperatura. Para aproximar o funcionamento de um motor de combustão interna a um ciclo termodinâmico teórico, o processo de escape é substituído por um processo de transferência de calor para um reservatório térmico a baixa temperatura que regenera os gases para as propriedades iniciais do ciclo, equivalente ao ar admitido pelo motor em cada ciclo.

### 2.2.1 Ciclo Otto com bombagem a carga parcial

O rendimento de um motor a gasolina convencional não depende apenas da taxa de compressão mas também da carga imposta e da relação da mistura. Por norma, os motores a gasolina alteram a sua carga pela utilização de uma válvula limitadora de caudal de ar admitido pelo motor (borboleta), podendo esta ser comandada mecânica ou eletronicamente. Assim, consegue-se a alteração (diminuição) da pressão de admissão, fazendo com que o motor receba menos energia, pois a massa de ar que entra é menor e, com isso, a quantidade de combustível necessário para a mistura irá ser menor, sendo que parte dela é gasta aquando da admissão, pois o motor funcionará como uma diferença de pressões na borboleta.

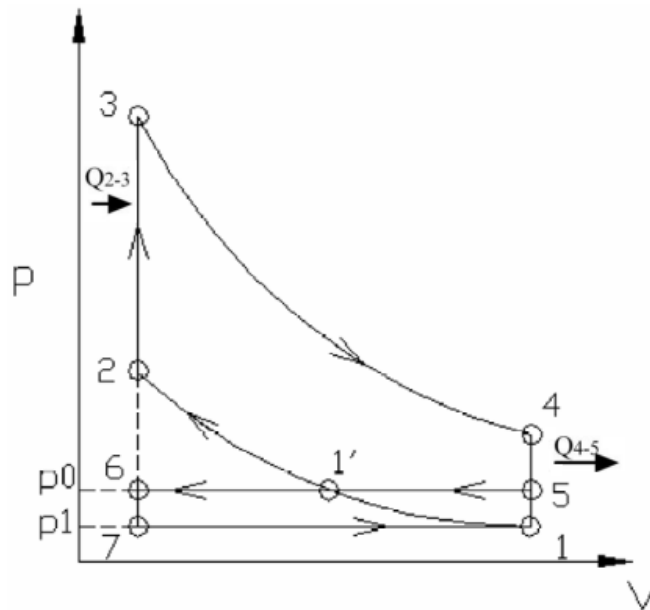


Figura 9 - Ciclo teórico de Otto a carga parcial (adaptado de [6])

Na Figura 9 é possível ver o gráfico do ciclo teórico de Otto a carga parcial, e nele é possível encontrar duas zonas distintas. Uma de trabalho positivo, representativo do ciclo Otto e marcado pela área 1-2-3-4-1, e outra de trabalho negativo proveniente da bombagem (perdas por bombagem) de ar na admissão (efeito de vácuo devido à diminuição da carga), representado pela zona 5-6-7-1-5, sendo o combustível fornecido no processo de 2-3 a massa de ar depende das condições de funcionamento da pressão e temperatura em 1.

A área 1-1'-5-1 pertence a ambas as zonas de trabalho, negativo e positivo, por isso anula-se.

O trabalho realizado pelo ciclo pode ser representado (simplificadamente) pela seguinte fórmula):

$$W=W_{1'2}+W_{34}+W_{51'}+W_{1'6}+W_{71}+W_{11'} \quad (21)$$

Para além da fórmula anterior, o trabalho útil neste ciclo é apresentado como o trabalho inerente ao ciclo menos o trabalho de bombagem. Segue a fórmula que o representa:

$$W=p_1 V_1 \frac{B}{\epsilon^{\gamma-1}} (\epsilon^{\gamma-1} - 1) - V_1 (p_0 - p_1) \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \quad (22)$$

onde B representa uma constante supondo que a mistura é sempre estequiométrica:

$$B = \frac{Q_{pi}}{RT_1 \left(1 + \frac{A}{F}\right)} \quad (23)$$

O rendimento teórico será:

$$\eta_{\text{teórico carga parcial}} = \frac{p_1 V_1 \frac{B}{\epsilon^{\gamma-1}} (\epsilon^{\gamma-1} - 1) - p_1 V_1 (\beta - 1) \frac{\epsilon - 1}{\epsilon}}{\frac{m}{\left(1 + \frac{A}{F}\right)} Q_{pi}} \quad (24)$$

onde  $\beta$  representa a relação entre a pressão atmosférica ( $p_0$ ) e a pressão de admissão ( $p_1$ ):

logo,

$$\eta_{\text{teórico carga parcial}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} - \frac{(\beta-1)(\epsilon-1)}{(\epsilon-B)} \quad (25)$$

Como se pode verificar, o rendimento de um motor a gasolina tradicional com borboleta no canal de admissão depende não só da taxa de compressão mas também da carga e da mistura ar-combustível.

A carga do ciclo pode ser vista também como a relação entre o trabalho produzido e o máximo trabalho possível.

$W_{\text{max}} = W$  quando  $p_1 = p_0$  ou  $\beta = 1$

Sendo assim:

$$\frac{W}{W_{\text{max}}} = \frac{p_1 V_1 \frac{B}{\epsilon^{\gamma-1}} (\epsilon^{\gamma-1} - 1) - p_1 V_1 \left(\frac{1}{\beta} - 1\right) \frac{\epsilon - 1}{\epsilon}}{p_0 V_1 \frac{B}{\epsilon^{\gamma-1}} (\epsilon^{\gamma-1} - 1)} = \frac{1}{\beta} \frac{(\beta-1)(\epsilon-1)\epsilon^{\gamma-2}}{\beta B (\epsilon^{\gamma-1} - 1)} \quad (26)$$

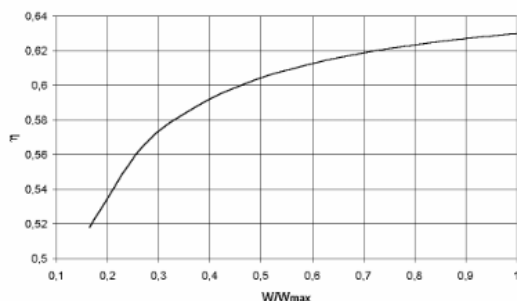


Figura 10 - Variação do rendimento com a carga (adaptado de [7])

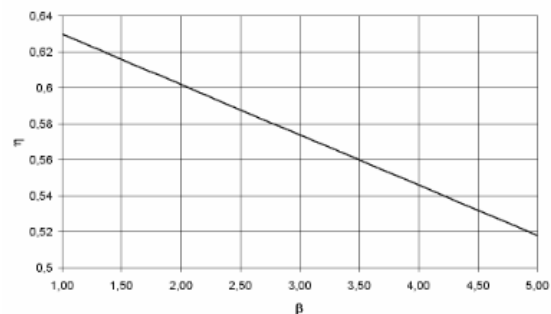


Figura 11 - Variação do rendimento com a relação de pressões (adaptado de [7])

## 2.2.2 Ciclo Miller

O ciclo Miller permite um maior aproveitamento da entalpia dos gases de escape, permitindo assim um aumento do rendimento térmico do ciclo de funcionamento do motor. Este princípio é aplicado com a técnica de sobre-expansão. De modo a que esta técnica se realize, é necessário variar a carga (quantidade de mistura admitida) de modo a que o tempo de expansão seja superior ao tempo de compressão ou, então, mantendo a carga mas fazendo variar o curso do pistão.

Na Figura 12 seguinte é possível visualizar o ciclo teórico de Miller, representado pela área 1-2-3-4'-4-5-1. Como é possível averiguar também, a cinza está representado o ciclo Otto, na área marcada pelos pontos 1-2-3-4'-1. A área 4'-4-5-1-4' representa o trabalho realizado pela sobre-expansão dos gases de escape.

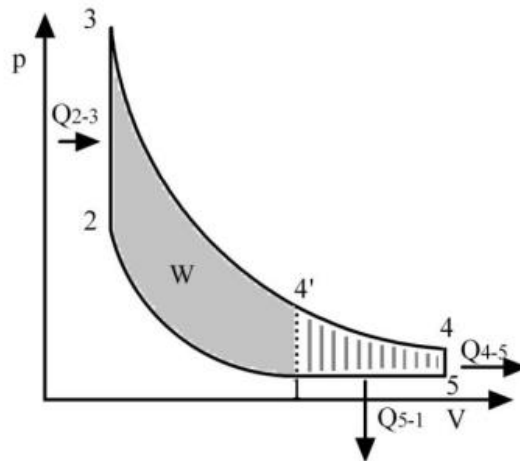


Figura 12 - Ciclo teórico de Miller (adaptado de [4])

A variação da carga neste ciclo é conseguida através do controlo da posição de fecho da válvula de admissão, adiantando ou atrasando significativamente o fecho é possível diminuir a carga. A carga é diminuída quanto mais distante for o adiantamento ou o atraso do fecho da válvula do PMS (deslocação do ponto 1 para a esquerda no ciclo), por sua vez, é possível haver um aumento da carga pela aproximação do fecho da válvula ao PMS, ou seja, uma deslocação do ponto 1 para a direita no ciclo.

Quando o motor varia a carga através do atraso do fecho da válvula de admissão, designa-se por motor Miller em funcionamento de “Back-flow”, onde a válvula de admissão permanece aberta durante mais tempo (após o PMS) empurrando o ar admitido outra vez para a admissão. Este modo de funcionamento tem uma particularidade interessante que é o facto de o ar que é empurrado para as condutas de admissão é ar com algum combustível. Se a carga variar pelo adiantamento do fecho de admissão, o motor Miller irá funcionar com uma diminuição da pressão, dando-se depois o caso inverso (reversível), uma vez que o fecho da válvula ocorre antes do PMI. Isto implica que haja uma diminuição da pressão no cilindro até este atingir novamente a pressão atmosférica e iniciar o tempo de compressão.

Neste caso (ciclo Miller) o cálculo do volume admitido é entre o ponto 1 e 2 do ciclo, o que não acontecia nos outros ciclos que o volume era calculado entre o PMI e PMS.

O método de cálculo da taxa de compressão neste ciclo é diferente para os restantes ciclos (ciclo Otto, Diesel), uma nova taxa de compressão designa-se por **taxa de compressão retida** ( $\epsilon_{ret}$ ), calculando-se pela seguinte fórmula:

$$\epsilon_{ret} = \frac{V_1}{V_2} \quad (27)$$

Considerando a cilindrada geométrica (ou de expansão) como sendo  $V_c = V_5 - V_2$ , pode-se também definir a **taxa de compressão geométrica** ( $\epsilon_{geo}$ ), calculando-se:

$$\epsilon_{geo} = \frac{V_5}{V_2} \quad (28)$$

Uma característica muito importante do ciclo Miller é a **relação de expansão** ( $\sigma$ ), sendo, mais uma vez, uma relação de volumes que, neste caso, relaciona o valor do volume em PMI e o valor na altura em que se dá a admissão. A relação de expansão é a razão entre a taxa de compressão geométrica pela retida. É possível concluir que o aproveitamento do trabalho de expansão é tanto maior quanto maior for a relação de expansão.

$$\sigma = \frac{V_5}{V_1} = \frac{\epsilon_{geo}}{\epsilon_{ret}} \quad (29)$$

### Ciclo Miller com $\epsilon_{ret}$ fixa

No ciclo Miller, caso seja possível garantir que a taxa de compressão retida é fixa, o rendimento teórico do ciclo aumenta com o aumento da relação de expansão. Isto porque é possível manter sempre a pressão máxima em cada ciclo, ou seja, se o motor funcionar sempre na pressão máxima limite, antes da ocorrência de *knock*, o motor irá trabalhar sempre com o máximo de rendimento. No entanto, para que isso seja possível, é necessário um sistema que permita a variação da abertura das válvulas de admissão e da taxa de compressão geométrica (câmara de combustão de volume variável).

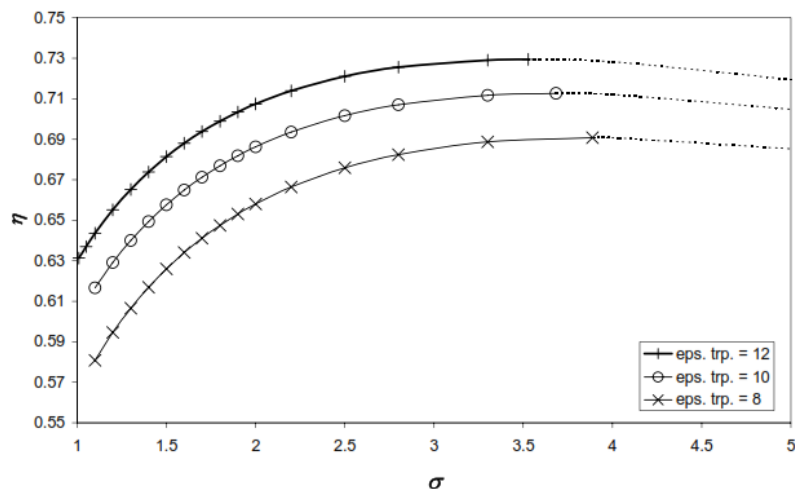


Figura 13 - Rendimento em função de  $\sigma$  para diferentes valores de  $\epsilon_{ret}$  (adaptado de [6])



Como é possível ver pela figura, quanto maior a taxa de compressão no ciclo, maior irá ser o rendimento do ciclo.

Para o cálculo do rendimento do ciclo Miller com taxa compressão retida fixa, segue a equação:

$$\eta_{\text{teórico Miller } (\epsilon_{\text{ret}})} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{Q_{(4-5)} + Q_{(5-1)}}{Q_{(2-3)}} = 1 - \frac{1}{\epsilon_{\text{ret}}^{\gamma-1} \sigma^{\gamma-1}} + \frac{\gamma \sigma^{\gamma-1} - (\gamma-1) \sigma^{\gamma-1}}{B(\gamma-1) \sigma^{\gamma-1}} \quad (30)$$

Como se pode verificar pela Figura 13, o rendimento deste ciclo aumenta com a diminuição da carga. A passagem das linhas contínuas para interrompidas indica que foi atingida a pressão atmosférica no final da expansão, o que, neste caso, representa o máximo de rendimento para essa taxa de compressão efetiva. Este ponto corresponde ao ciclo de Atkinson, no qual a expansão é feita até à pressão atmosférica.

As Figuras Figura 14 e Figura 15 representam os valores ótimos de  $\sigma$  para diferentes taxas de compressão efetivas e o valor do rendimento máximo (ciclo de Atkinson) função da taxa de compressão [6].

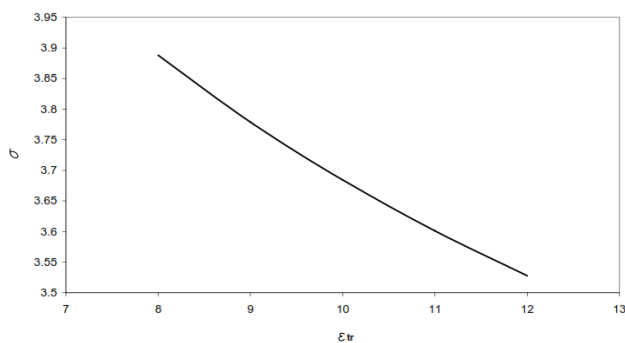


Figura 14 - Valores ótimos de  $\sigma$  em função de  $\epsilon_{ret}$  (adaptado de [6])

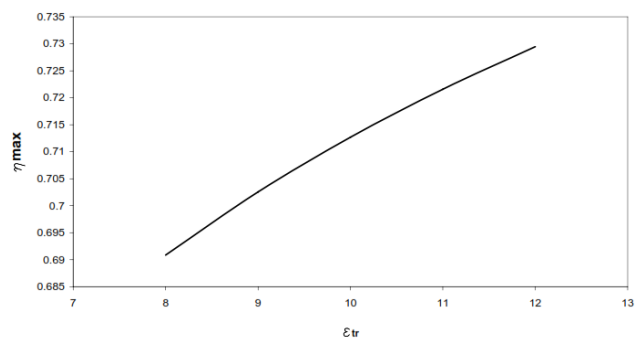


Figura 15 - Valor do rendimento máximo em função de  $\epsilon_{ret}$  (adaptado de [6])

### 2.2.3 Comparação entre ciclos

Nos gráficos seguintes irão ser apresentados mais ciclos termodinâmicos do que aqueles que estão presentes no estado de arte, porém, no Apêndice I é possível encontrar parte desses ciclos termodinâmicos acompanhados com a uma descrição dos mesmos.

A comparação dos ciclos que foram apresentados é feita em função da carga do motor. Para o ciclo Otto, a carga representa a razão  $W/W_{max}$ , como foi representado acima. Para o ciclo Otto de injeção direta, ciclo Diesel (não apresentado acima mas entrando na comparação no gráfico) e o ciclo Dual, a carga é representada pelo rácio de ar-combustível, e no ciclo Miller a variação da carga dá-se em função da relação de expansão, isto é, quanto maior é a relação de expansão, menor é a carga (por exemplo,  $\sigma = 2$  corresponde a  $\frac{1}{2}$  carga).

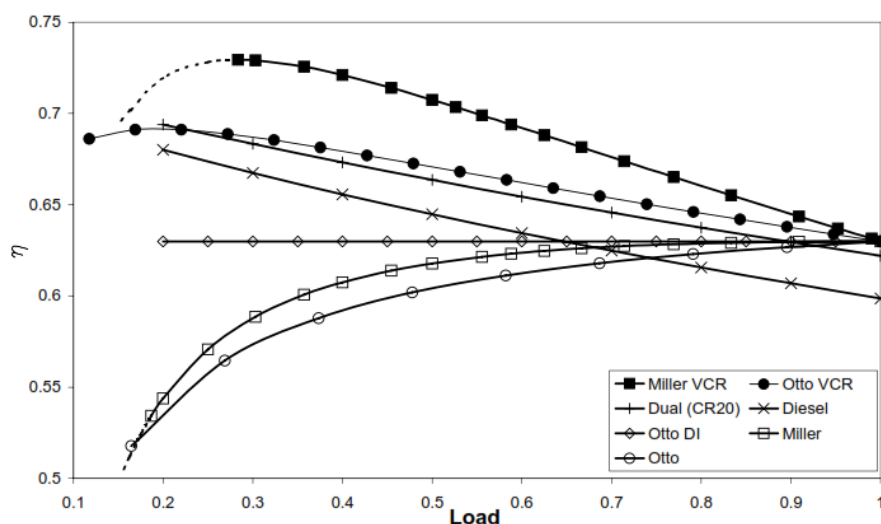


Figura 16 - Comparação da eficiência dos vários ciclos (adaptado de [6])

Como pode ser visto pela análise do gráfico, existem dois comportamentos distintos que podem ser identificados. Por um lado, o ciclo Diesel e ciclo Dual aumentam a eficiência conforme se diminui a carga. Por outro lado, o ciclo Otto e ciclo Miller (geométrico) aumentam a eficiência conforme o aumento da carga.

À medida que a carga se aproxima de 1, o ciclo Otto de carga parcial, ciclo Otto de injeção direta e ciclo Miller tendem para o mesmo valor, 63% de eficiência. O que relativamente ao ciclo Otto, corresponde a carga total. Como pode ser visto, o ciclo Otto com injeção direta (considerando-se carga estratificada) mantém a eficiência, independentemente da carga imposta.

Quando se comparam os cinco ciclos de motores de ignição comandada, ciclo Miller, ciclo Miller com variação da taxa de compressão, ciclo Otto, ciclo Otto com taxa de compressão variável e ciclo Otto de injeção direta, é claro que os motores que operam no ciclo Miller com taxa de compressão variável sejam os que apresentem maior rendimento, uma vez que este ciclo opera sempre perto no seu limite (perto das condições de *knock*). Como pode ser visto pela análise das diferentes curvas do gráfico é possível concluir também que o uso da tecnologia da variação da taxa de compressão em motores de ignição comandada é uma vantagem para motores que operam a carga parcial, sendo também uma mais-valia a combinação da tecnologia da variação da taxa de compressão com a tecnologia do avanço e recuo das válvulas de admissão.

O ciclo Miller com variação da taxa de compressão é o ciclo que apresenta maior rendimento a qualquer carga. No entanto, o ciclo Dual apresenta um bom crescimento com o aumento da carga. Como se pode verificar pela Figura 17, se a taxa de compressão deste ciclo for de 25 (o que é uma taxa de

compressão muito elevada) é possível obter um rendimento superior ao do ciclo Miller com carga superior a 0,7.

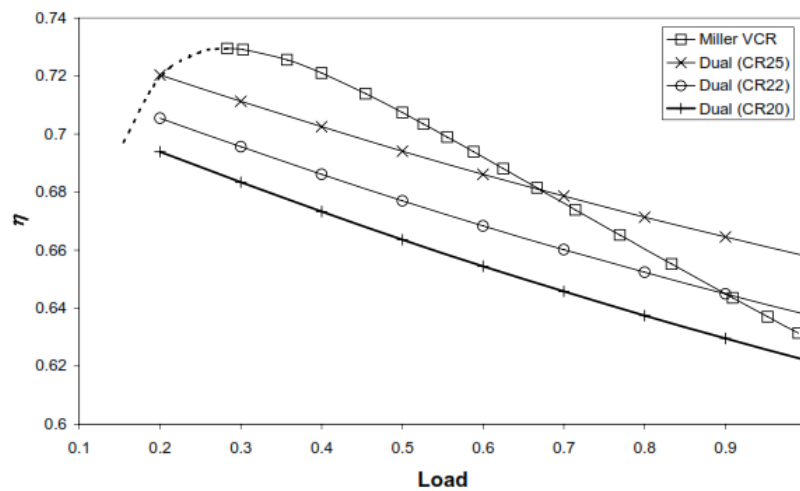


Figura 17 - Comparação do ciclo Miller com ciclo Dual a diferentes taxas de compressão (adaptado de [6])

## 2.3 Otimização de motores

Cada vez mais a preocupação em aumentar a eficiência dos motores é um problema que surge em todas as marcas da indústria automóvel, desde o veículo quotidiano até ao veículo de alta competição. Obter uma maior eficiência e menor consumo com as mesmas características do motor é o grande ponto de desenvolvimento.

Para conseguir esta otimização tão desejada ao longo dos anos, as marcas e investigadores desenvolveram variados processos conseguidos pela manipulação de diversas variáveis que são inerentes ao funcionamento dos motores. A variação da taxa de compressão, o controlo da abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape, a sobre-alimentação, a sobre-expansão, são algumas das variáveis que quando controladas, e/ou combinadas, permitem aumentar a eficiência dos motores de combustão interna.

### 2.3.1 Variação da taxa de compressão

A variação da taxa de compressão nos motores de ignição comandada está diretamente relacionada com o rendimento térmico dos motores. Quanto maior for a taxa de compressão, mais rápida irá ser a combustão, logo, maior irá ser o rendimento térmico do motor. Porém, com o aumento da taxa de compressão vem o aumento da pressão dentro dos cilindros, o que significa uma restrição de cada motor, pois cada um apresenta o seu limite (*knock*). Uma característica que pode alterar o ponto de

*knock* de cada motor é o combustível, sendo que quanto maior for o índice de octano maior é a taxa de compressão que se pode atingir no motor.

Tal como foi dito anteriormente, caso se pudesse ajustar as taxas de compressão, dependendo das necessidades de funcionamento do motor, seria possível aumentar a sua eficiência. As condições de funcionamento variam com a compressão, por exemplo, o estrangulamento da admissão (funcionamento a baixas velocidades) ou a utilização do motor a altitudes elevadas traduz-se numa redução da compressão, por isso torna-se interessante a variação contínua da taxa de compressão dependendo das condições de utilização de forma a não se verificarem perdas na eficiência [7].

Existem diferentes formas de variar a taxa de compressão, com novos *designs* de diferentes componentes do motor.

A figura seguinte mostra algumas formas desenvolvidas para a variação da taxa de compressão.

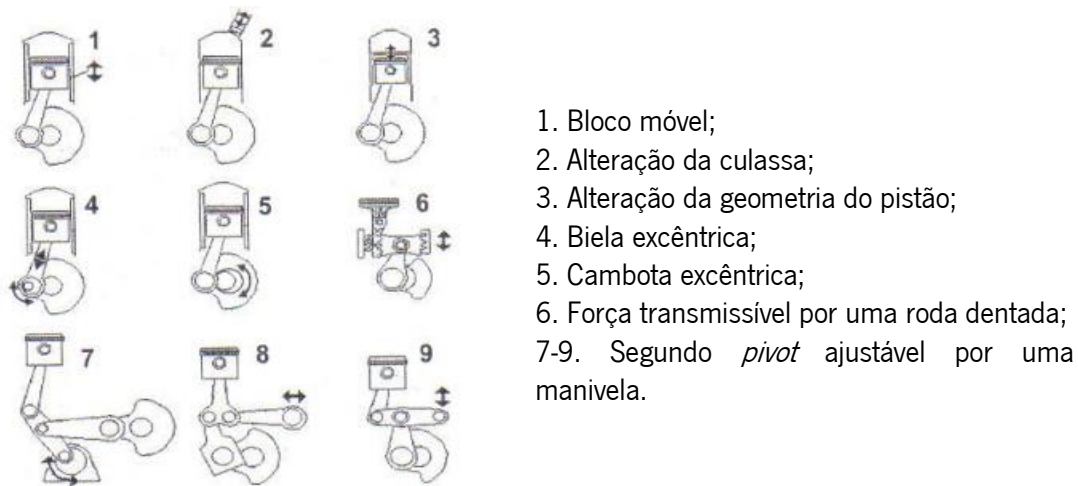


Figura 18 - Variantes para obter diferentes taxas de compressão (adaptado de [8])

### Deslocação do bloco

Uma das formas da alteração da taxa de compressão rege-se pelo deslocamento da parte superior do bloco do motor. Desenvolvido pela Saab (SVC – *Saab Variable Compression*), este sistema permite ajustar a compressão para as diferentes condições. Este motor consegue variar a posição do cilindro cerca de 4° de inclinação, originando uma variação contínua da taxa de compressão num mínimo de 8:1 e num máximo de 14:1, dependendo da carga imposta no motor. Este modelo foi implementado num motor de 5 cilindros com 1.6L, que consegue reduzir o seu consumo de combustível em cerca de 30% sem perder eficiência. Apesar de ser um motor pequeno, é um motor que consegue debitar uma potência equivalente a um motor de 3.0L. As emissões de dióxido de carbono são reduzidas

proporcionalmente com o consumo, no entanto, a emissão dos restantes gases não permite que este motor se encontre nos requisitos da lei [5] [8].

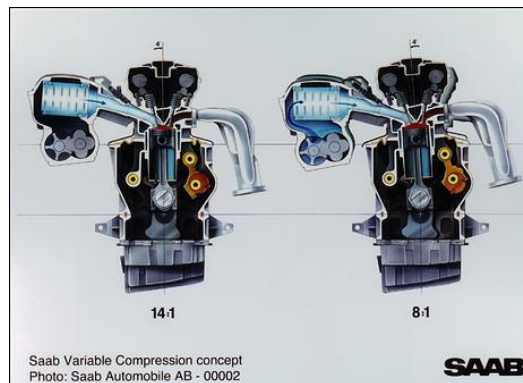


Figura 19 - Motor SAAB com sistema SVC (adaptado de [9])

### Variação do volume da câmara de combustão

Diferente do método da Saab, a Ford patenteou (James Clarke e Rodney Tabaczynsky, autores da patente) um método de variação da taxa de compressão que passa pela variação do volume da câmara de combustão.

A variação do volume da câmara de combustão é proporcionada pelo movimento ascendente e descendente de um êmbolo, colocado no topo da câmara de combustão, acionado por uma came que está ligada a um motor de passo. O motor é operado por um controlador que define a posição do motor utilizando uma variedade de dados de entrada que são enviados de vários sensores tais como: posição do acelerador, velocidade do motor, pressão no coletor de admissão, temperatura dos gases de escape, pressão dos gases de escape, quantidade de oxigénio dos gases de escape, rácio de ar-combustível, *timing* da ignição, *knock* do motor, pressão no interior dos cilindros, entre outros [9] [10].

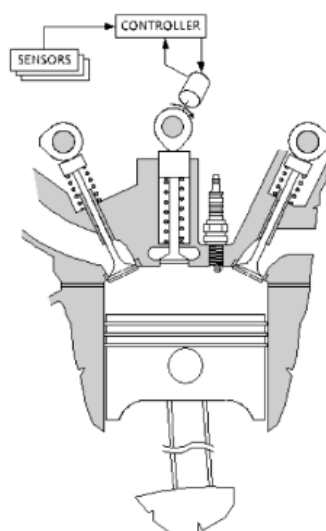


Figura 20 - Sistema de variação do volume da câmara de combustão - Ford VCR (adaptado de [11])

### Variação da altura do pistão

Do grupo Daimler-Benz, assim já mencionado grupo Ford, criaram um sistema de variação da taxa de compressão através da variação da altura do pistão. Este sistema funcionava através da variação da pressão no interior do cilindro, que faziam reduzir ou aumentar o volume dos cilindros e, conseqüentemente, a taxa de compressão.

No caso do grupo Ford, com a redução da velocidade no interior do motor vai haver uma diminuição da pressão no interior do cilindro (ocorrendo com mais frequência na admissão que é quando se atinge menores pressões antes da combustão), o que permite obter a altura máxima do pistão, fazendo com que a taxa de compressão aumente. Assim que a velocidade aumenta, a pressão dentro do cilindro aumenta, deformando uma membrana elástica que se encontra dentro do pistão (marcada a vermelho na Figura 21) obrigando este a reduzir a sua altura, o que implica um aumento da câmara de combustão e, por conseqüência, uma redução da taxa de compressão.

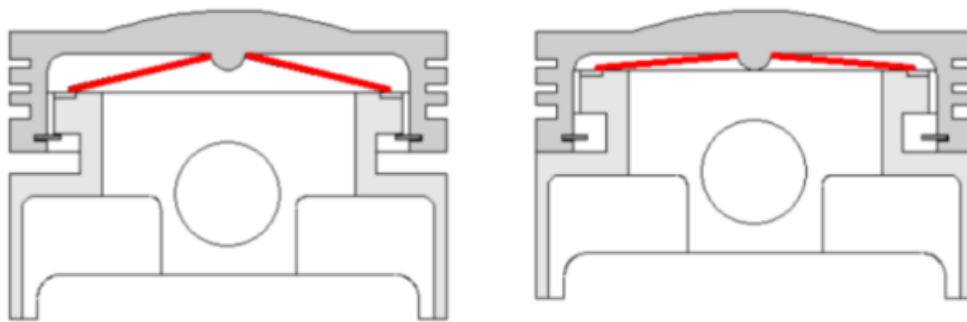


Figura 21 - Pistão do motor Ford VCR (adaptado de [4])

O sistema que foi implementado pela Daimler-Benz mantém o mesmo princípio de funcionamento do grupo Ford (aumento da altura do pistão para variar a taxa de compressão). Porém, em vez de utilizarem uma membrana elástica, utilizam um sistema de pressão a óleo. Sendo assim, quando se aumenta a pressão do óleo dentro da câmara do pistão, este aumenta a sua altura, aumentando, por sua vez, a pressão dentro do cilindro. Diminuindo a pressão dentro da câmara do pistão, este diminui a sua altura e, conseqüentemente, diminui a taxa de compressão dentro do cilindro [10].

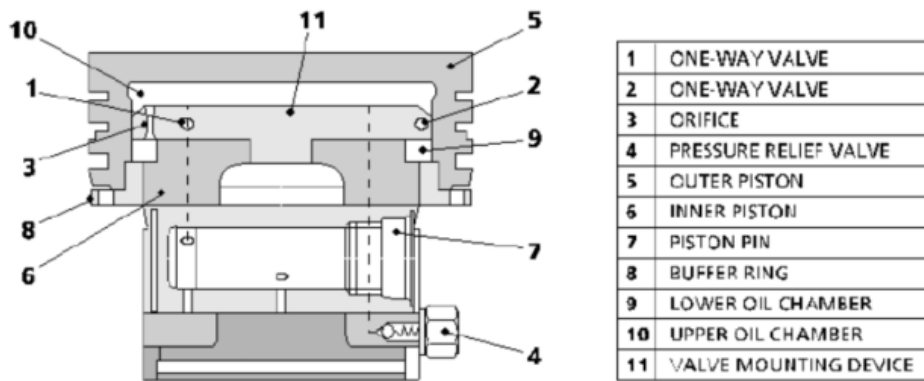


Figura 22 - Pistão VCR Daimler-Benz (adaptado de [11])

### Pivot com posição ajustável

Uma outra forma de proceder ao aumento da taxa de compressão dentro da câmara de combustão relaciona-se com a subida ou descida de um pivot, que está ligado ao pistão.

O grupo Peugeot foi uma das empresas que conseguiu desenvolver um motor deste género, o motor MCE-5, que altera a sua taxa de compressão conforme a carga imposta no motor.

O MCE-5 altera o deslocamento do pistão de forma a alterar a taxa de compressão. Com o auxílio de um cilindro hidráulico de dupla ação, que está acoplado a um sistema biela-manivela, este irá movimentar uma roda dentada que está ligada, pelo seu centro, a uma biela acoplada na cambota. Por sua vez, a roda dentada transmite o movimento a uma cremalheira onde, no seu topo, se encontra o pistão. Desta forma, com o deslocamento do cilindro hidráulico dá-se o deslocamento do pistão.

Na Figura 23 é possível visualizar o pistão assinalado com a) e o cilindro hidráulico com b).



Figura 23 - Motor MCE-5 (adaptado de [4])

Na Figura 24 é possível visualizar um esquema do funcionamento do mesmo motor.

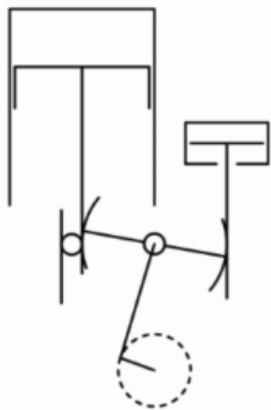


Figura 24 - Esquema de funcionamento do motor MCE-5 (adaptado de [12])

Este motor apresenta uma cilindrada de 1,5L e consegue obter uma redução de consumo na ordem dos 20 a 30% (tal como o motor da Saab), podendo produzir uma potência equivalente a um motor de 3L, que debita aproximadamente 220 cv de potência. Este motor foi levado a banco de ensaios e produziu um binário máximo de 420 Nm às 1500 rpm e uma potência máxima de 217 cv [11].

Outro motor com o mesmo conceito foi desenvolvido pelo grupo Nissan. Este motor é caracterizado pela alteração contínua da taxa de compressão através da variação da posição do apoio da biela, que está conectada ao pistão, em relação à cambota.

O mecanismo que existe entre a cambota e a biela implica um movimento não circular da cabeça da biela, alternando o volume varrido e, conseqüentemente, a taxa de compressão [12].

### **Biela com tamanho ajustável**

Recentemente lançou-se no mercado uma tecnologia que está a revolucionar a indústria automóvel na área da variação da taxa de compressão dos motores de combustão interna.

Sendo esta uma tecnologia que abrange todo o tipo de motores (desde os motores de ignição comandada aos motores a Diesel, desde os motores de passageiros a motores de veículos pesados), o seu modo de funcionamento passa pela alteração da excentricidade da biela do motor conforme a carga imposta no motor. Deste modo, será possível aumentar ou diminuir a altura do pistão, numa fração de segundos, fazendo com que a taxa de compressão dentro da câmara de combustão seja alterada conforme as necessidades [13] [14].

O modo de controlo desta biela é ainda um pouco desconhecido, existindo várias patentes que explicam o seu controlo, sendo que estas não são muito explícitas. A marca esconde muitos dos processos de funcionamento da biela para resguardar a confidencialidade do produto.



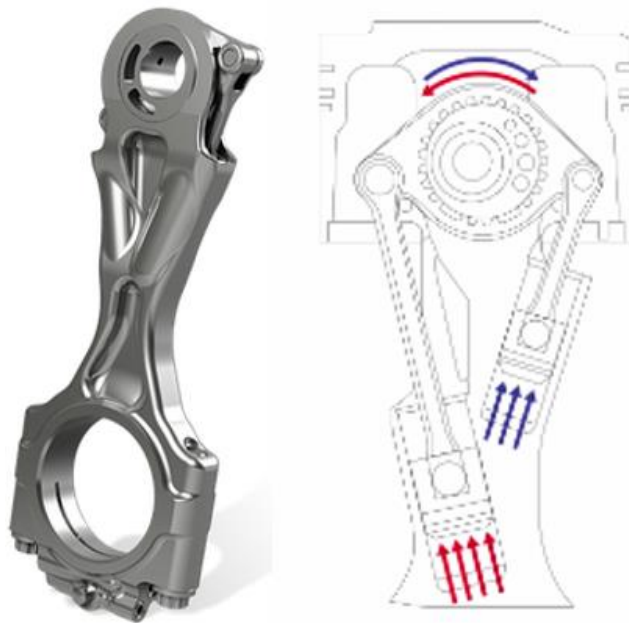


Figura 25 - Pistão com excentricidade variável (adaptado de [14])

Desta forma, é possível obter um motor com uma curva de potência equilibrada para toda a gama de velocidades, maior eficiência do motor e ainda um decréscimo não só no consumo de combustível mas também na emissão de gases poluentes para a atmosfera [13].

Existem mais formas de alterar a taxa de compressão no interior dos cilindros. No entanto, foram apresentadas as mais importantes e as que mais impacto tiveram no mercado. Mais à frente, serão apresentados mais motores com a tecnologia de variação da taxa de compressão.

### 2.3.2 Variação da abertura e fecho das válvulas

A variação da abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape num motor desempenha um papel fundamental no rendimento térmico de um motor de combustão interna. Através da variação da atuação das válvulas é possível melhorar a eficiência volumétrica do motor, o que implica uma melhor eficiência térmica do motor, dependendo as condições de funcionamento.

O ideal seria construir um sistema em que: em baixos regimes de velocidade, a abertura e fecho das válvulas acontecesse perto dos pontos mortos, de forma a obter um bom enchimento, suavidade e baixos consumos; a média velocidade a abertura e fecho das válvulas um pouco generosas tirando o partido de alguns efeitos dinâmicos de inércia dos gases, para obter bom enchimento, suavidade e baixos consumos; a alta velocidade a abertura e fecho de válvulas extremos, tirando o máximo partido dos efeitos dinâmicos de inércia dos gases, para obter um ótimo enchimento de forma a proporcionar o máximo de potência.

O único sistema capaz de concretizar, em simultâneo, as condições descritas em cima seria um sistema eletromagnético ou hidráulico, pois são capazes de alterar as variáveis, nomeadamente os tempos de abertura e fecho das válvulas, altura de levantamento das válvulas e a velocidade das válvulas.

Na prática, estes sistemas não são utilizados. O elevado tamanho dos sistemas eletromagnéticos, as elevadas potências que são necessárias para os atuarem e o facto de serem lentos torna-os inviáveis para esta utilização. Por outro lado, os sistemas hidráulicos estão limitados por apresentarem baixas velocidades e acelerações que são impostas ao sistema, sendo necessário potências elevadas, resultando num benefício negativo [15].

### **Sistemas variadores de fase (CVT)**

O sistema “VANOS”, concebido pela BMW, e o sistema VVT-i, da Toyota, são sistemas variadores de fase, que permitem a alteração do momento de início e fim de abertura das válvulas, mantendo a duração e a altura de levantamento das válvulas, tendo ambos com controlo eletrónico. [16]

Porém, existem sistemas mais simples capazes de variar a fase (tal como os dois apresentados) mas apenas conseguem variar 2 ou 3 ângulos de fase fixos. Outros sistemas, mais desenvolvidos, permitem que haja uma mudança de fase contínua conforme as condições de funcionamento. Além disso, pode ser atuado tanto na árvore de cames de admissão como na de escape, em conjunto ou separadamente.

O sistema da BMW, denominado Double VANOS, permite a variação da fase contínua na árvore de cames de admissão e de escape numa variada gama de intervalos. Contudo, não permite a alteração da duração e deslocamento máximo das válvulas (Figura 26). Para velocidades reduzidas, as válvulas abrem mais tarde, de modo a melhorar o aproveitamento a baixa velocidade. À medida que se vai aumentando a velocidade do motor, as válvulas vão abrindo mais cedo para permitir o máximo de aproveitamento das colunas gasosas e, com isso, aumentar o binário e potência do motor. Contudo, no regime de velocidade máximas, as válvulas abrem mais tarde para obter a máxima potência do motor [17].

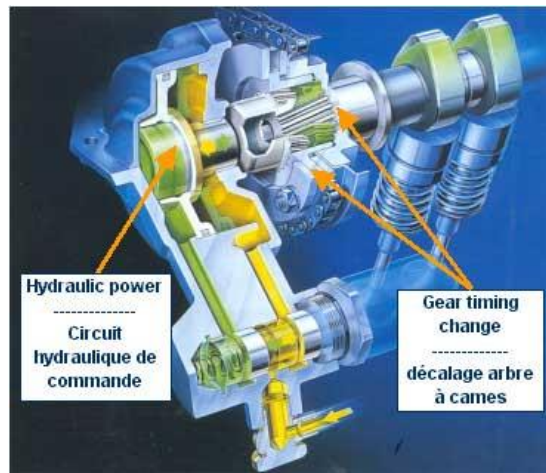


Figura 26 - Sistema VANOS da BMW (adaptado de [19])

O sistema da Toyota apresentado em cima (VVT-i) segue os mesmos princípios do sistema VANOS da BMW, sendo apenas o modelo de atuação diferente, característico da Toyota. Este sistema também permite apenas a variação de fase.

### Sistemas com mudança de came (VVT e VWL)

Conhecido por ter sido desenvolvido pela Honda, o sistema VTEC (*Variable Valve Timing and Lift Electronic Control*) permite a variação dos tempos de abertura e fecho das válvulas e variação da altura de levantamento das válvulas através da mudança para uma terceira came, sendo tudo isto controlado eletronicamente. O sistema VTEC é constituído por 3 cames e 3 balanceiros por cada 2 válvulas de admissão e de escape.

Em baixa velocidade de rotação, o came central encontra-se inativo e os restantes cames, com perfis menores e altura do topo do came inferior (comparando com o terceiro came), atuam cada um na sua respetiva válvula. A elevada velocidade, um pino de sincronismo desliza por pressão de óleo, obrigando o terceiro balanceiro a sincronizar-se com os restantes balanceiros, movendo-se solidariamente. Desta forma, uma vez que a came que anteriormente estava sem efeito apresenta o maior perfil, será ela a impor o movimento nas válvulas dado que esta está em concordância com o balanceiro que foi sincronizado pelo pino. Desta forma, os tempos de abertura e fecho das válvulas de admissão e a altura do levantamento são alterados, sendo que com este sistema o motor consegue aspirar melhor, aumentando a eficiência volumétrica no cilindro, o que provoca um aumento do binário e, conseqüente, aumento da potência. A Honda já conseguiu fabricar motores com potências de cerca de 100 cv por litro justo pela utilização deste sistema [3] [18] [19].

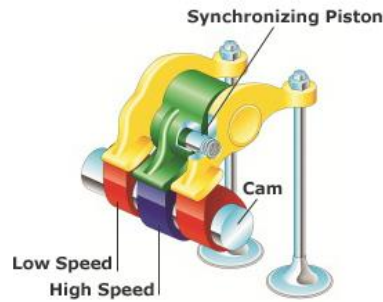


Figura 27 - Honda VTEC System (adaptado de [22])

Mais tarde, este sistema sofreu algumas alterações onde os 3 cames tinham perfis diferentes para diferentes gamas de velocidade. Assim, conseguiam alterar os tempos e a altura de levantamento das válvulas de admissão, para maximização do binário e da potência para os diferentes 3 estágios: baixa, média e alta velocidade. Deste modo, a baixa velocidade, o came da segunda válvula de admissão é mais pequeno, criando turbulência na entrada da mistura (*swirl*) aumentando a eficiência da combustão [19].

### Sistemas variadores de fase e com mudança de came (CVT e VVL)

Combinando os dois sistemas, é possível aumentar o controlo da eficiência volumétrica em todo o regime de velocidade, aumentando o rendimento de combustão e reduzindo os consumos. Para isso, as marcas desenvolveram os seus sistemas, sendo que muitos deles passaram apenas por uma evolução dos que já existiam. No caso da Toyota, desenvolveu o VVT-i, que deriva do antigo sistema VVT-i. Um outro sistema foi o i-VTEC que deriva do antigo sistema VTEC. Ambos os sistemas permitem a variação de fase contínua, com 2 ou mais estágios de altura de levantamento variável e com a abertura das válvulas sendo aplicado tanto às válvulas de admissão como às válvulas de escape. Porém, existem mais sistemas usados por outras construtoras, a título de exemplo: Porsche Variocam Plus, Mercedes Camtronic, Audi Valvelift, GM iVLC, entre outros [15] [20].

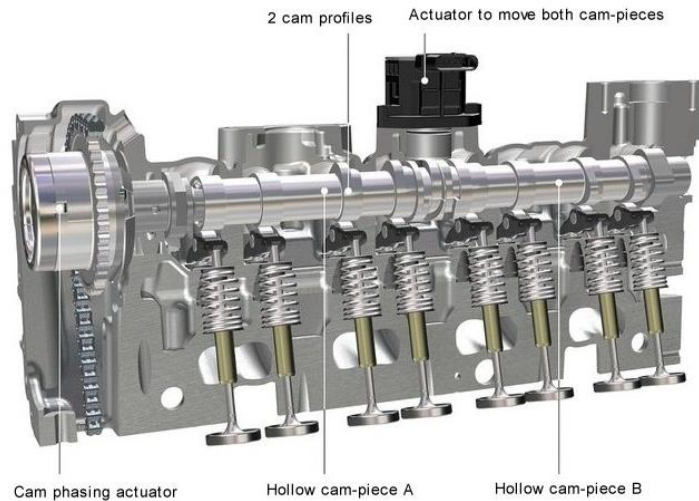


Figura 28 - Exemplo de um sistema de variação de fase e altura das válvulas - Mercedes Camtronic (adaptado de [23])

### Sistema de variação contínua de levantamento de válvulas e variação da duração de abertura de válvulas (CVVL e CWT)

Em 2004, a BMW lançou um novo sistema de variação de funcionamento das válvulas, o sistema Valvetronic. Com este sistema foi possível a redução da abertura das válvulas em duração e altura, deixando de ser necessária a borboleta presente no tubo de admissão.

Este sistema utiliza um veio com cames parciais acionadas eletronicamente, que alteram o ponto de pivotação dos balanceiros, permitindo às válvulas moverem-se do seu ponto de deslocamento mínimo (válvula fechada) até ao máximo de abertura possível (válvula totalmente aberta).

Para além da BMW, mais fabricantes produziram sistemas com variação da duração de abertura das válvulas de admissão. A título de exemplo tem-se a Nissan com o sistema VVEL (*Variable Valve Event and Lift*) e o da Toyota Valvematic, que também usa o sistema VVT-i.

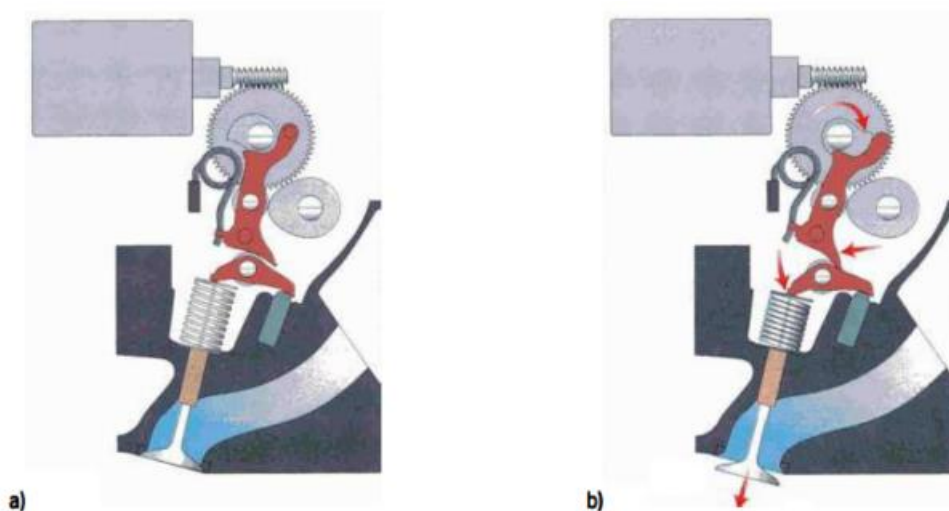


Figura 29 - Sistema BMW Valvetronic a) posição de abertura mínima b) posição de abertura máxima (adaptado de [24])

Devido ao controlo da variação do tempo e altura das válvulas, o sistema Valvetronic não necessita de válvulas no coletor de admissão e, assim, permite diminuir as perdas por bombagem do motor aquando do funcionamento a regimes de velocidade reduzida, aumentando a eficiência [7] [15].

A Figura 30 mostra um fluxograma com as diferentes classificações dos sistemas VVT.

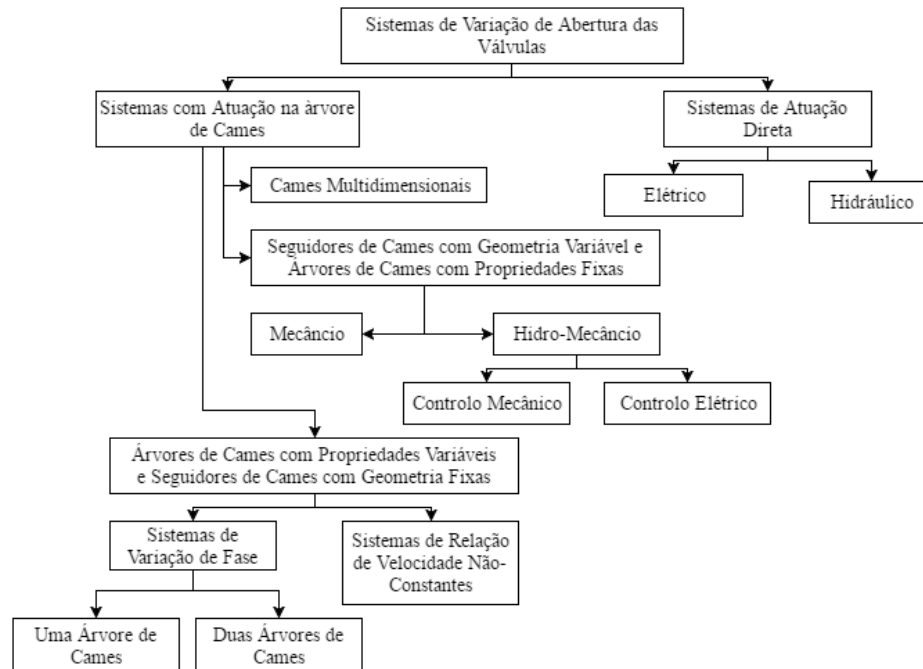


Figura 30 - Fluxograma com classificação dos VVT (adaptado de [6])

### Sistema *FreeValve*

O mais recente sistema de variação das válvulas é o *FreeValve*. Este sistema começou em Julho de 2000, sob a empresa Cargine Engineering AB, como projeto para avaliar baixos NOx num ciclo de combustão de um motor Split-Cycle (compressão num cilindro separado da compressão e de escape).

Para cumprir como objetivo pretendido a empresa focou-se nos atuadores das válvulas de forma a obter o maior controlo possível. Neste sentido, após alguns anos, a empresa desenvolveu um produto que agora se encontra no mercado e que é utilizado como controlo das válvulas do motor – sistema *FreeValve*.



Figura 31 - Atuador FreeValve

Utilizando um sistema pneumático como atuador da válvula, o sistema *FreeValve*, também conhecido como um variador total da abertura das válvulas, oferece uma habilidade de controlar, independentemente, cada válvula de admissão ou escape de um motor de combustão interna. Desta forma, dependendo das condições a que o condutor está a conduzir é possível programar a abertura e fecho das válvulas dependendo se é pretendido uma maior potência, ou então baixo consumo [21] [22].

### 2.3.3 Sobre-alimentação

A sobre-alimentação é utilizada com o intuito de aumentar a massa de ar em cada ciclo do motor. Para que isso aconteça, é necessário um aumento da pressão de ar admitido. Com o aumento da massa de ar admitida é possível aumentar as prestações dos motores e, assim, obter potências e binários idênticos a motores aspirados com maior tamanho.

Existem diferentes tipos de sobre-alimentação, esses tipos estão especificados no Apêndice I onde se pode ver uma melhor descrição da sobre-alimentação. Esta apenas está referenciada neste capítulo pois é realmente uma forma de otimização dos motores. No entanto, como não está diretamente ligada ao aumento da eficiência de um motor não será necessário apresentá-la, aqui, de uma forma muito descritiva.: os compressores, os turbo-compressores e os compressores de ondas.

### 2.3.4 Sobre-expansão

Os motores de combustão interna expulsam gases de escape a uma pressão e temperatura elevados. A entalpia que é desperdiçada no calor libertado pelos gases de escape poderia ser reaproveitada, sob a forma de trabalho, através de uma maior duração do tempo de expansão ou um menor tempo de compressão, o que levaria a um aumento da eficiência do motor.

Desta forma, os motores sobre-expandidos, têm um maior curso de expansão que de compressão, ou seja, o tempo de compressão é inferior ao tempo de compressão como se pode ver pela Figura 2.46.

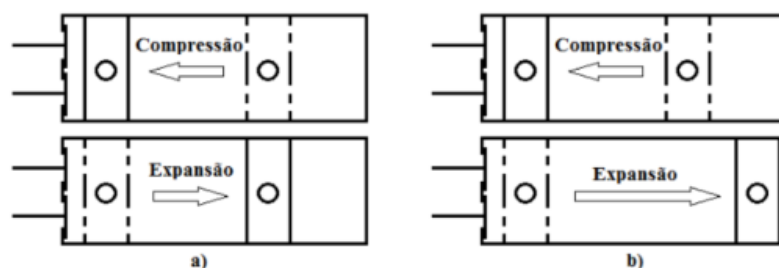


Figura 32 - Comparação entre a compressão e expansão no ciclo Otto a) e Miller b) (adaptado de [4])

Com o aumentar do tempo de expansão comparativamente ao tempo de compressão, os gases resultantes da compressão (que se encontram a uma elevada temperatura e pressão) serão expandidos a um ponto de menor pressão e temperatura, comparativamente aos motores convencionais, conseguindo-se mais trabalho por volume de ar admitido [23].

Este sistema de sobre-expansão pode ser obtido através da variação do deslocamento do pistão utilizando sistemas biela-manivela complexos (por exemplo o motor de Atkinson ou a utilização de uma cambota excêntrica) ou, então, através da variação do tempo de fecho das válvulas de admissão, sendo este um atraso (*backflow*) ou adianto [6].

No próximo capítulo será possível visualizar mais detalhadamente os diferentes tipos de motores sobre expandidos que existem.

## 2.4 Motores Sobre-expandidos

Sobre-expansão aplicada nos motores de combustão interna é uma técnica que se caracteriza por ter um tempo de expansão superior ao de compressão. Uma vez que o seu funcionamento tem por base o ciclo Otto, é possível alterar um motor convencional de funcionamento a gasolina para funcionar a ciclo Miller, com recurso a várias técnicas, aumentando assim o seu rendimento.

É possível obter a sobre-expansão nos motores recorrendo às seguintes técnicas:

- Sistema biela-manivela especial que permita diferentes cursos, onde os volumes de compressão/admissão são inferiores aos volumes de expansão/escape;
- Redução da admissão/compressão do motor com o fecho tardio da válvula de admissão, onde a válvula de admissão fecha muito depois do PMI, mantendo assim a expansão e expulsando alguns dos gases admitidos para o coletor de admissão, mantendo a extensão da expansão (LIVC- *Late Intake Valve Closure*);
- Redução da admissão/compressão com o fecho adiantado da válvula de admissão. Neste caso, quando se esta a dar admissão a válvula fecha antes de chegar ao PMI, mantendo a extensão da expansão (EIVC – *Early Intake Valve Closure*) [6] [15].

Cada vez mais utiliza-se a sobre expansão como forma de aumento do rendimento dos motores a gasolina usados no dia-a-dia. Existem vários exemplos que foram criados, tanto a nível industrial como a nível académico para investigação, que irão ser apresentados de seguida.

Anteriormente foram apresentadas apenas técnicas para obter um aumento da taxa de compressão/variação da taxa de compressão, de seguida serão apresentados motores que foram criados



para funcionarem a ciclo Miller podendo ser encontrado algumas das técnicas que foram apresentadas na descrição deste tipo de motores.

### 2.4.1 Mecanismos de Biela-Manivela especial

Estes motores utilizam um sistema de biela-manivela especial que está ligado à cambota de forma a obter a sua sobre-expansão. Existem várias formas de o fazer (com o auxílio de um pivot ou com uma cambota de geometria variável) que irão ser apresentados de seguida.

#### Motor de Atkinson

Em 1887, criado por James Atkinson, estreou-se o motor de Atkinson que era caracterizado por ser um motor sobre-expandido, onde a compressão/admissão tinham um curso inferior ao de Expansão/escape devido a um complexo sistema de biela-manivela que estavam conectadas por um êmbolo [24]. A ideia inicial de Atkinson era criar um motor com o ciclo de quatro tempos que contornasse a patente já criada por Otto. Desta forma, Atkinson criou um motor onde a sua cambota dá uma volta para contornar os quatro tempos do motor. Com o sistema biela-manivela criado era possível também criar cursos diferentes para a compressão e expansão, criando assim um motor sobre-expandido. Com maior expansão que um ciclo Miller adaptado do ciclo Otto.

Visualizando com cuidado o que James Atkinson utilizou como sistema de biela-manivela, podemos concluir que foi um mecanismo de Grashof, onde a barra de tamanho inferior está ligada à cambota dando uma volta nos quatro ciclos do motor e a barra maior proporciona o deslocamento do pistão.

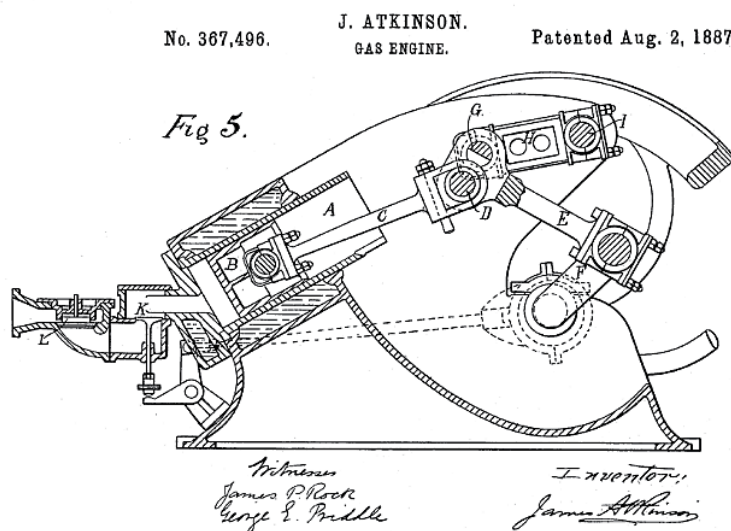


Figura 33 - Motor Atkinson, criado por James Atkinson (adaptado de [28])

Mais tarde, em 1947, Ralph Miller inventou o ciclo Miller no qual aplicava o conceito de sobre-expansão de Atkinson ao motor convencional de ciclo Otto com o sistema convencional da cambota. Assim, como o motor de Atkinson, o motor de Miller faz um melhor aproveitamento da entalpia dos gases de escape. No entanto, o motor de Atkinson realiza esse aproveitamento ao fazer a expansão até à pressão atmosférica. Infelizmente este motor por apresentar um sistema de biela-manivela demasiado complexo, seria extremamente grande para permitir uma grande expansão, o que levaria a um elevado custo. Além disso, seria pouco eficiente pois apresentaria elevadas perdas por atrito [3].

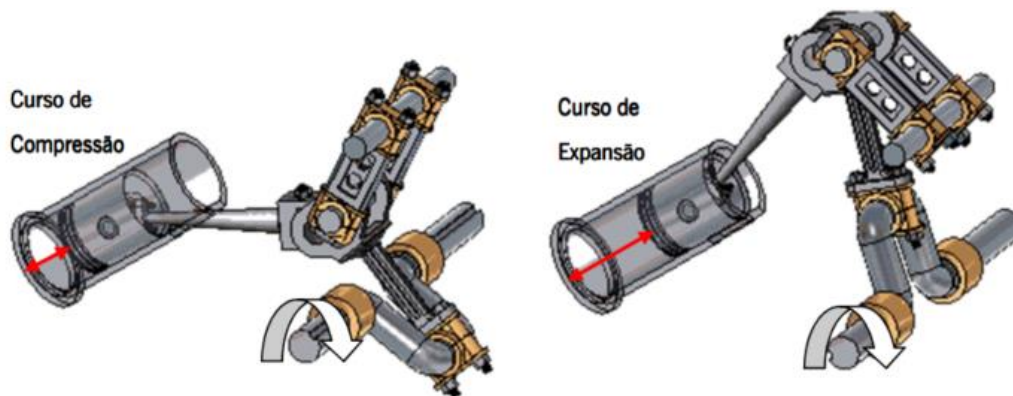


Figura 34 - Motor de Atkinson em Modelo tridimensional (adaptado de [28])

## UMotor

Estudos efetuados por investigadores da Universidade do Minho comprovam que o ciclo termodinâmico que consegue atingir melhor rendimento térmico teórico é o ciclo Miller com taxa de compressão variável [6] [25].

Dando seguimento a esses estudos, e para continuar com o desenvolvimento, foi projetado (ainda em desenvolvimento do protótipo) em 2013, um pequeno motor com funcionamento a ciclo Miller chamado de UMotor. Este motor é capaz de realizar baixos consumos com o intuito de ser utilizado no veículo EconomicUM, desenvolvido pelos alunos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, para ser utilizado na prova Shell Eco-Marathon [26]. A sobre-expansão neste motor é obtida por um sistema de cambota especial baseado num mecanismo de biela-manivela hipotrocóide planetário. Na figura seguinte é possível ver os quatro tempos do motor [27] [28].

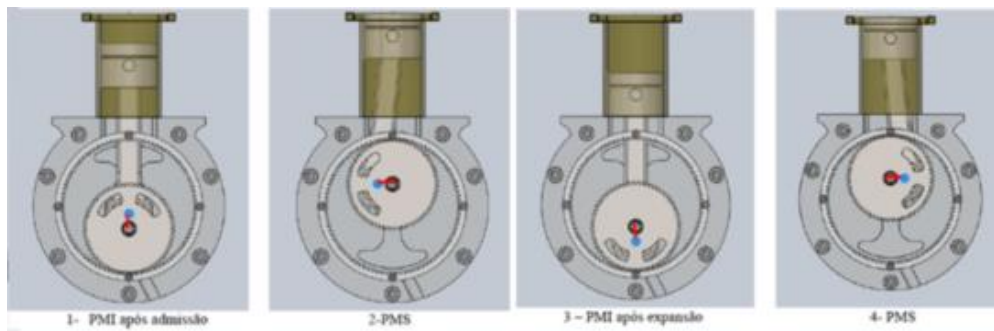


Figura 35 - Funcionamento do UMotor (adaptado de [31])

Este motor, com volume varrido na expansão de  $50 \text{ cm}^3$ , consegue atingir uma taxa de compressão geométrica de 22:1, e uma taxa de compressão retida de 11:1 com uma relação de expansão de 2.03. Segundo as simulações numéricas que foram efetuadas, este motor, quando acelerado a fundo (WOT – *Wide Open Throttle*), às 3000 rpm apresenta um rendimento de 37%, superior ao atual ciclo Otto com 27% de rendimento. Somando ao apresentado, este motor apresenta baixa fricção do pistão nas paredes do cilindro, uma vez que o ângulo da biela é menor em relação a um motor convencional [28].

### Honda Exlink

Em 2011, a Honda criou um motor de funcionamento a ciclo Miller denominado Exlink (*Extended Expansion Linkage Engine*). Este motor, assim como os motores apresentados anteriormente, distingue-se pelo seu sistema de biela-manivela especial derivado do motor de Atkinson para proceder à sobre-expansão. Este motor é um motor monocilíndrico que admite  $110 \text{ cm}^3$ , expandindo para os  $163 \text{ cm}^3$ . Produz uma potência máxima de 2,5 kW, atingindo uma taxa de compressão geométrica de 17,6:1 e uma taxa de compressão retida de 12,2:1. Outra característica do motor é a baixa fricção nas paredes do cilindro. No caso particular, este motor faz um ângulo máximo da biela de  $2,4^\circ$  em relação ao movimento do pistão (na expansão, onde há impulsão do pistão), o que não acontece num motor convencional que pode chegar aos  $16^\circ$  [29] [30].

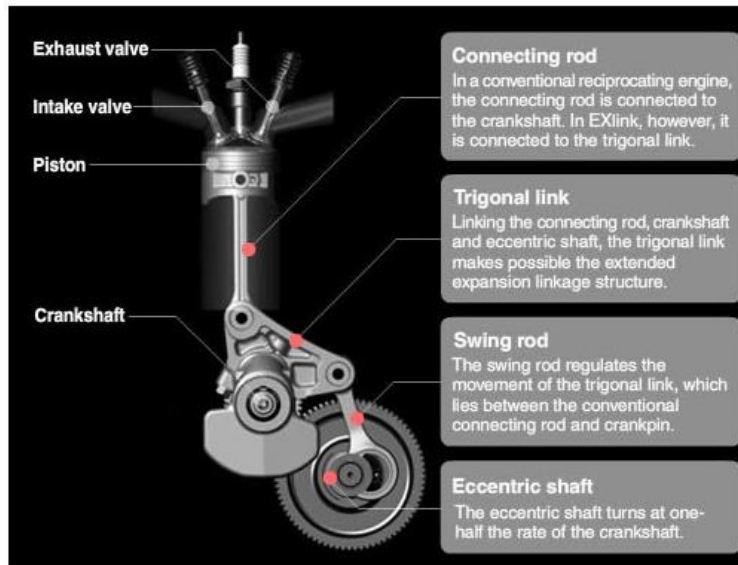
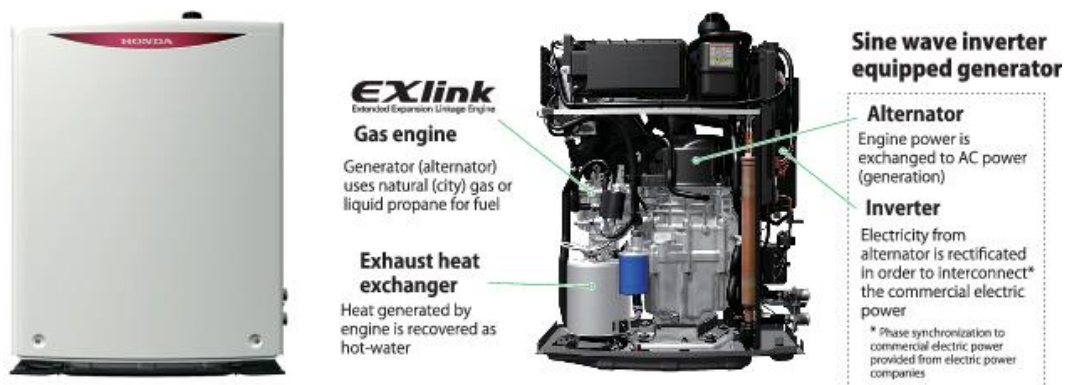


Figura 36 - Componentes do motor EXlink (adaptado de [33])

Este motor tem sido utilizado num sistema de cogeração doméstico produzido pela Honda, o sistema MCHP (*Micro Combined Heat and Power*) para a produção de energia elétrica e aquecimento de água através do aproveitamento do calor dos gases de escape. A funcionar a gás natural, esta unidade reduz o consumo de 15% e uma eficiência de geração de energia de 26,3%, comparando ao modelo anterior. Tem uma saída de potência elétrica de 1 kW e 2,5 kW de potência térmica, dando um rendimento combinado de geração de energia (elétrica e térmica) de 92 % [31].



MCHP1.0K2

2011.05.23

Figura 37 - Cogeração doméstica utilizando o motor Exlink (adaptado de [35])

## 2.4.2 LIVC – EIVC

Com a utilização da técnica de Miller, a sobre-expansão era algo fácil de alcançar, pois partia do princípio de funcionamento de um motor convencional. Com um sistema biela-manivela normal apenas controlava o atraso ou adiantamento do fecho das válvulas de admissão e a variação da carga era conseguida para realizar a sobre-expansão.

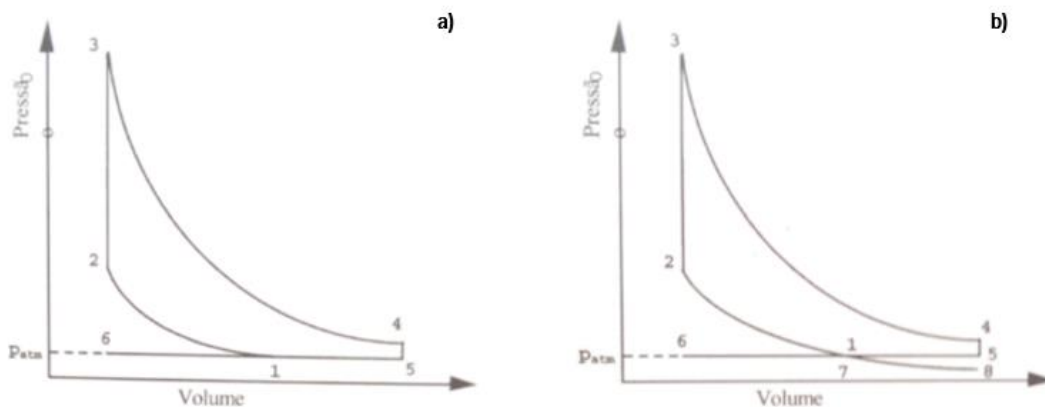


Figura 38 - Ciclo Miller teórico a) LVC com "back-flow" e b) EIVC (adaptado de [3])

Na Figura 38 a) a transformação que ocorre em 6-5 corresponde a tempo de admissão. No entanto, a válvula de admissão permanece aberta até ao ponto 1, ou seja, só irá fechar no curso de compressão depois do PMI. Isto origina a que parte da mistura admitida seja enviada de volta para as condutas de admissão ("back-flow"). No caso da Figura 38 b), a válvula de admissão só permanece aberta durante a parte de admissão, no intervalo 6-7. Como o fecho da válvula ocorre antes do PMI, o motor irá funcionar com uma pequena "depressão", implicando uma diminuição da pressão do cilindro até que o pistão começa a subir e a mistura atinja novamente a pressão atmosférica. Considera-se que o tempo de compressão só inicia no ponto 1, à pressão atmosférica [3].

Apesar de serem parecidos sobre o ponto de vista da alteração no motor, existem grandes diferenças centralizadas nas perdas por bombagem de cada ciclo. Quando o motor funciona por EIVC é necessário realizar trabalho para expandir a mistura até ao PMI, sendo, no entanto, esse trabalho recuperado quando o pistão volta à pressão atmosférica no início do curso de compressão, utilizando o ar como um efeito de mola. Somando a isso, o método de EIVC admite menos carga que o método LVC, o que permite que haja menos perdas por bombagem e menos gastos de energia. Em contrapartida, o método de LVC tem perdas de bombagem adicionais, pois é necessário expulsar parte da mistura que se encontra dentro do cilindro. Toda essa mistura que irá ser expulsa para a admissão implica trabalho pela parte do pistão.

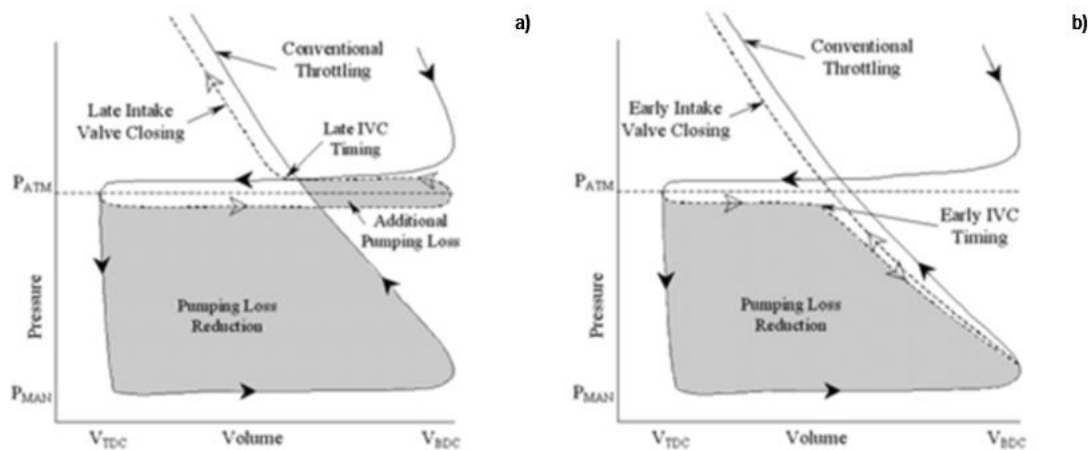


Figura 39 - Perdas por bombagem a) LIVC e b) EIVC (adaptado de [36])

Os motores de Otto convencionais apresentam perdas de bombagem intrínsecas ao seu funcionamento, pois realizam o escape acima da pressão atmosférica e a admissão abaixo da pressão atmosférica, de forma a expulsar os gases de escape e admitir o ar fresco. No entanto, nos métodos EIVC e LIVC, a carga é variada pelas válvulas, não necessitando de borboleta do acelerador, o que permite reduzir grande parte dessas perdas. Este facto, somado ao trabalho extra produzido pela sobre-expansão, traduz-se num aumento da eficiência em relação ao ciclo Otto em cargas parciais.

Quando se utiliza o método EIVC, a eficiência volumétrica a alta velocidade é prejudicada, reduzindo a massa de ar admitida no motor e afetando o binário. Por outro lado, quando se utiliza o método de LIVC a alta velocidade, beneficia dos efeitos de inércia do ar o que é admitido, o que permite o aumento da eficiência volumétrica e, com isso, o aumento do binário no motor.

É por isso que o método de LIVC é preferível ao EIVC, uma vez que melhor eficiência volumétrica é mais vantajosa e compensa a perda de bombagem por “back-flow”. É por isso que, no ramo automóvel, a maior parte dos motores desenvolvidos utilizarem a técnica de LIVC, sendo a técnica de EIVC um pouco discriminada, porém, existente em pelo menos um caso onde foi utilizado para competição (EconomicUM).

### EconomicUM

O carro protótipo EconomicUM, já mencionado anteriormente, está atualmente equipado com o motor Miller 21 com tecnologia EIVC desde 2009. Este motor tem sofrido melhorias durante estes últimos anos pelos alunos do departamento. No entanto, em 2009, deu-se um grande salto com a melhoria da taxa de compressão, que subiu desde 17:1, para 21:1, para permitir atingir uma taxa de

compressão retida de 12:1. Com esta melhoria, foi possível alcançar um rendimento teórico de cerca de 65%, para as condições estabelecidas e considerando perdas de bombagem [15].

O melhor resultado marcado até agora pela equipa BeBUMlitro foi em 2009, conseguindo alcançar 1565 km/L numa prova em Inglaterra (0,064 L/ 100 km) [26].

O motor Miller 21 é um motor Honda de uma scooter que tem sido amplamente alterado para melhorar a sua eficiência, neste caso sempre pensando na redução do consumo. Para transformá-lo de ciclo Otto para ciclo Miller, foi utilizado o método de EIVC, pois permitia que fosse utilizado o mesmo came, no entanto, desbastado para ter um *dwell* menor (*dwell* – tempo em que a válvula de admissão se encontra aberta em graus de cambota).

### **Mazda Millenia**

Em 1995, foi lançado pela Mazda um motor a ciclo Miller, o KJ-ZEM V6, que equipava o modelo Millenia. Este é um motor de 2,3 L DOHC (*Double Overhead Camshaft*) V6. A sobre-expansão neste motor é realizada através do método LIVC, no qual há um atraso no fecho da válvula de admissão, provocando o fenómeno “back-flow”.

Uma desvantagem da utilização do ciclo Miller é a perda de potência em comparação com o ciclo Otto, uma vez que se a quantidade de ar admitida é inferior, a potência irá ser proporcionalmente menor. Para contornar este acontecimento, o motor está equipado com um compressor volumétrico de parafuso controlado eletronicamente. Desta forma, o ar é comprimido no compressor passando por dois intercoolers que o arrefece, tornando-o mais denso, o que possibilita a introdução de mais quantidade de ar no mesmo volume. Apesar de existir uma redução de 15% no consumo e um ganho de 1 hp comparado com o motor tradicional 3,0 L da Mazda, este motor era demasiado caro para o seu efeito [32] [33].

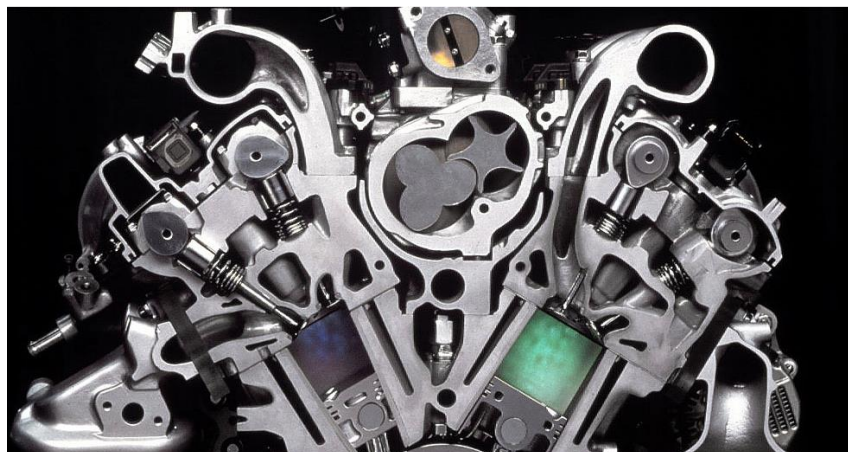


Figura 40 - Motor KJ-ZEM (adaptado de [37])

## Mazda 2

Em 2007, a Mazda lançou em produção o modelo Mazda 2, que é alimentado por um motor 1,3 L DOHC de ciclo MillerLIVC. Este motor é naturalmente aspirado e lançou uma melhoria de 20% nos consumos. Estes resultados devem-se à combinação do motor com caixa de transmissão CVT (*Continuously Variable Transmission*) e o sistema SVT (*Sequential Valve Time System*). A caixa de transmissão faz com que o motor trabalhe sempre na gama de velocidade ótima, permitindo uma redução de consumos e melhor binário. O tempo de abertura e fecho das válvulas é otimizado pelo sistema sequencial de distribuição SVT [34] [35].

## Subaru B5-TPH

A Subaru em 2005 criou um carro protótipo B5-TPH (*Turbo Parallel Hybrid*) que utiliza um motor com funcionamento a ciclo Miller com o método de LIVC capaz de operar com 10-15% de mais eficiência que um motor convencional. O grupo motor do veículo é híbrido, combinando um motor Boxer de 2,0 L com turbo-compressor e um motor-gerador elétrico. O motor gerador é montado diretamente na cambota entre o motor e a caixa de transmissão. Este sistema contém baterias de iões de lítio, com capacidade de se carregarem e descarregarem até 95% em 5 minutos [36] [37].

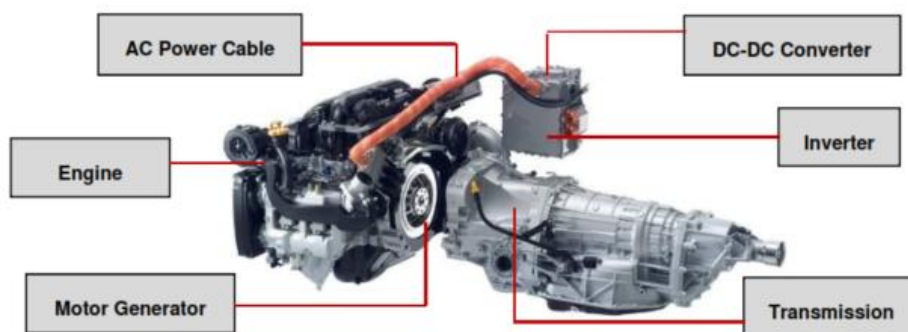


Figura 41 - Sistema Híbrido TPH (adaptado de [16])

## Toyota Prius

Com o modelo Prius, a Toyota assumiu a produção em massa dos carros híbridos, já lançado em 1997. A partir de 2001, este modelo passou a ser produzido com um motor DOHC de ciclo Miller com 1,5 L de cilindrada, naturalmente aspirado. Em 2009, apareceu o novo DOHC de ciclo Miller, mas agora com 1,8 L de cilindrada. Este último modelo atinge uma taxa de compressão geométrica fixa de 13:1 e uma taxa de compressão retida variável de 8:1. É utilizado o método de LIVC através do sistema



de variação de abertura de válvulas da admissão VVT-i da Toyota. O rendimento deste motor é cerca de 14% de melhoria comparado com o motor convencional sem o ciclo Miller. O consumo combinado é de 3,9 L/ 100 km [38] [39] [40].

Quando o carro funciona em modo híbrido juntando o motor de combustão interna e o motor elétrico, a potência combinada é de 100 kW e o binário é de 207 Nm. Usando o carro em modo *Plug-in*, as baterias podem ser carregadas ligando diretamente á rede doméstica. Aqui o consumo combinado passa a ser 2,1 L/100 km. Por outro lado, a autonomia em modo elétrico é de 25 km e as baterias podem ser totalmente recarregadas em 90 minutos através de fonte de energia doméstica [15].

### **BMW i8**

O *range extender* mais atual do mercado é o BMW i8. Este é o primeiro veículo da BMW que está equipado com um motor 3 cilindros. Este motor, de 1,5 L, está equipado com um turbocompressor e é capaz de produzir um binário de 320 Nm e uma potência de 170 kW, utilizando o sistema *Valvetronic* para variação da abertura e fecho das válvulas. Para auxiliar este veículo está apresenta um motor elétrico capaz de produzir 96 kW e 250 Nm. Quando combinado, este veículo é capaz de produzir uma potência de 266 kW e um binário de 520 Nm. Este é algo de excepcional contando que o BMW i8, quando está em funcionamento a *range extender*, apresenta consumos de 2,1 L/100 km com emissões de CO<sub>2</sub> a rondar os 49 g/km [41] [42].

Apesar de ter sido um veículo um pouco diferente dos restantes da BMW, o modelo i8 foi um modelo de sucesso. Sendo agora alvo de atenção e de evolução tecnológica para o futuro da mobilidade automóvel.



Figura 42 - Imagem do veículo BMW i8 (à esquerda) e BMW i8 com vista de corte (à direita)

### 2.4.3 Outros tipos de Range Extender

Anteriormente, foram apresentados alguns veículos que apresentam motores de combustão interna com funcionamento a ciclo sobre-expandido. Em alguns dos casos, este motor de combustão interna serve para auxiliar a necessidade do motor elétrico, sendo denominados de *range extenders*. Contudo, existe outra forma de obter um range extender que, contrariamente ao objetivo da elevada eficiência dos motores apresentada anteriormente, compreende a utilização de um motor mais pequeno, pouco eficiente, tendo como objetivo apenas a compactidade e simplicidade.

Este tipo de range extender é conseguido com a utilização de motores compactos, tais como motores Wankel ou microturbinas, o que, apesar de apresentarem uma elevada potência o seu rendimento é baixo. Como exemplos deste caso, e especificando os motores Wankel, existe o motor de 15 kW da AVL, um motor de dois rotores com um consumo específico de 260 g/kWh; outro motor Wankel é apresentado pela FEV, um motor com 20 kW de potência; a LOTUS apresenta um motor 1.2 L, 3 cilindros (a pistões, fugindo um bocado aos motores Wankel), com dois pontos de funcionamento, um a 1500 rpm onde é capaz de debitar uma potência de 15 kW, e outro às 3500 rpm com uma potência de 35 kW. Quanto às micro-turbinas a Capstone apresenta uma de 30 kW de reduzido peso e volume (91 kg, 56 × 15 × 28 cm) porém, de reduzido rendimento (consumo específico entre os 260-350 g/kWh); a Baldon Jets apresenta uma micro-turbina de 70 kW [2]; para finalizar a Whritespeed apresentou, recentemente, uma nova micro-turbina denominada Fulcrum, capaz de produzir 80 kW e com uma relação peso/potência de 750W/kg [43].

### 3. INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL E PROGRAMAÇÃO DA UNIDADE DE CONTROLO

Neste capítulo é apresentada a instalação utilizada nos ensaios do projeto. É importante realçar que ocorreram algumas alterações desde o início do projeto até a realização dos ensaios, porém, o que será apresentado neste capítulo é apenas o estado final da instalação. A resolução dos problemas enfrentados será explanada pormenorizadamente noutra capítulo. Ainda neste capítulo são apresentadas as configurações iniciais da unidade de controlo (ECU – *EngineControlUnit*) que serão importantes para trabalhos futuros e para a alteração do motor. Porém, a afinação dos mapas será apresentado noutra capítulo.

#### 3.1 Motor BMW K75

O motor utilizado no projeto (e como já foi mencionado anteriormente) é um motor proveniente de um motociclo BMW K75 de 750 cm<sup>3</sup> e com 3 cilindros.

As principais características técnicas deste motor são apresentadas na Tabela 2. O objetivo do trabalho é converter o motor de ciclo Otto para ciclo sobre-expandido. Para que o controlo da ECU fosse mais acessível por parte do utilizador, o sistema de gestão eletrónica original Bosch LE-Jtronic foi substituído por um sistema de gestão eletrónico digital MegaSquirt II V3.0. Este sistema foi selecionado por ser barato e por ser universal e bastante configurável na leitura e alteração dos mapas, facilitando assim a sua utilização [44]. Esta alteração de ECU foi efetuada no âmbito de uma dissertação de mestrado realizada em 2013. Porém, o presente trabalho consiste na melhoria do mesmo sistema.



Figura 43 - BMW K75 (adaptado de [17])

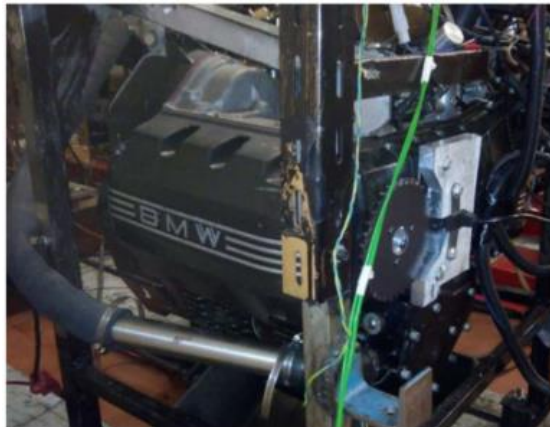


Figura 44 - Motor K75 da BMW

Tabela 2 - Especificações do motor K75 da BMW antes da alteração para ciclo sobre-expandido (adaptado de [2] [17] [47] [48])

<b>Motor</b>	<b>BMW K75</b>
Cilindrada	750 cm <sup>3</sup>
Nº Cilindros	3 em linha
Curso do pistão	70 mm
Diâmetro do cilindro	67 mm
Taxa de compressão	11:1
Distribuição e nº de válvulas	DOHC, 2 válvulas por cilindro
Abertura e fecho da admissão	5° APMS; 27° DPMI
Abertura e fecho do escape	28° APMI; 5° APMS
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
<b>Fornecimento de combustível</b>	
Sistema utilizado	Injeção eletrónico digital, injeção indireta multiponto, MegaSquirt II V3.0
Combustível	Gasolina 98
Capacidade do depósito	10 L
Injetores	Eletromecânicos Bosch
Bomba de combustível	EFP 380201 G
<b>Sistema de Ignição</b>	
Sistema utilizado	Ignição eletrónica 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
Boninas de ignição	Bosch 12131247281
Ordem de Ignição	3 – 1 – 2
<b>Sensor de posição de rotação da cambota</b>	
Sistema utilizado	Sensor Indutivo

### 3.1.1 Sistema de alimentação

O sistema de alimentação de combustível é responsável por fornecer o combustível ao motor, à pressão de injeção. Com a utilização de uma bomba de combustível (neste caso uma EFP 380201 G), é possível pressurizar a linha de alimentação até uma pressão de 5 bar. A pressão de funcionamento da bomba instalada é de 3 bar. Uma válvula limitadora de pressão à saída da conduta de injeção limita a pressão para o valor de funcionamento nas diferentes cargas do motor. O combustível que passa na

conduta de admissão, mas que não chega a ser injetado, volta para o depósito pela linha de retorno. É possível ver o esquema de funcionamento do sistema de alimentação na Figura 45.

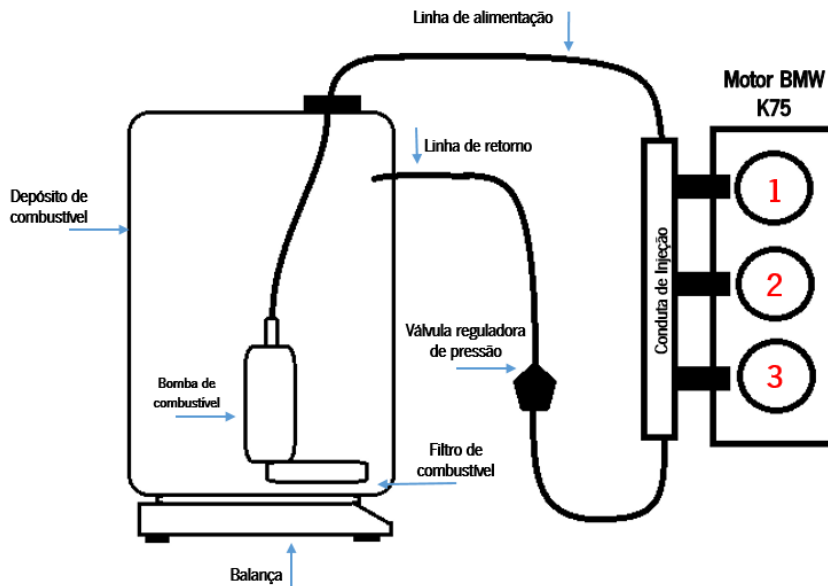


Figura 45 - Esquema ilustrativo do sistema de alimentação

Comparativamente ao ano passado, depósito de combustível foi alterado para facilitando o processo de enchimento do depósito e de pesagem do combustível nos ensaios. O depósito de combustível dos anos transatos era o depósito original do motociclo BMW K75 e, como este não tinha nenhuma base plana, a medição do combustível era um processo pouco eficiente. O novo depósito serviu para colmatar esse problema. Além disso, o novo depósito apresenta um maior volume que o antigo (10 L o novo 5 L o antigo). Uma vez que a bomba de gasolina antiga tinha deixado de funcionar e a única que se encontrou (melhor em relação qualidade/preço) é uma bomba que se coloca no interior do depósito, o antigo depósito não servia para o efeito (por falta de espaço no interior do mesmo). Sendo assim, a troca do depósito do combustível foi um passo para a melhoria na bancada de ensaios, otimizando o processo de medição de combustível.

A pesagem do combustível é feita numa balança digital KERN FCB 12K0.1B, capaz de enviar a informação para um *software* de aquisição de dados, onde regista a quantidade de combustível presente no depósito ao longo do tempo. Esta balança tem como características medir desde 0,1 g até 12,1 kg de massa e apresenta um erro associado de 0,1 g [45].



Figura 46 - Novo depósito utilizado para os ensaios no motor



Figura 47 - Depósito de gasolina colocado sobre a balança

### 3.1.2 Sistema elétrico

O sistema elétrico presente neste projeto foi todo construído de raiz nas dissertações passadas. Todo o sistema está pensado para que a corrente elétrica proveniente das baterias alimente todos os componentes e sistemas que integram o funcionamento do motor, como o sistema de ignição, sistema de injeção, motor de arranque, sensores, atuadores, entre outros. Este sistema é alimentado por duas baterias de 12 V DC de 95 Ah ligadas em paralelo. Estas baterias estão ligadas em paralelo porque uma delas está ligada a outro motor que está presente no laboratório. Dado que esse motor, ao contrário do motor BMW K75, contém um gerador, cada vez que se põe o motor a trabalhar, este carrega as duas baterias de uma só vez, não sendo, desta forma, necessário carregar a bateria após a utilização deste motor nos ensaios. A capacidade das baterias é grande porque este motor apresentava, em anos passados, graves dificuldades ao arrancar e o motor de arranque descarregava rapidamente as baterias. Além disso, com baterias fracas, o motor de arranque consumia demasiada corrente, enfraquecendo a faísca das velas no arranque. Também é necessário que as baterias alimentem o motor BMW K75 durante o período de realização de ensaios, uma vez que este não as consegue carregar. Assim, é possível assegurar um recorrente trabalho do motor sem que falhe qualquer componente por falta de corrente no sistema elétrico.

O motor de arranque é acionado manualmente, através de um dispositivo semelhante a um relé (Figura 49), colocando o canhão de ignição na posição 1 – ON (Figura 48). Este relé improvisado provém

de anos anteriores, pois o relé do motor de arranque aquecia demasiado durante a sua utilização. No entanto, houve uma pequena alteração do ano anterior para este ano. No ano passado, este relé manual funcionava com o contacto de duas chapas metálicas entre si. Neste momento, são dois parafusos que fazem contacto mas o utilizador nunca toca nos parafusos, sendo um método com maior segurança comparativamente ao ano passado. Assim, quando os parafusos encostam, o circuito do motor de arranque fecha e é acionado.



Figura 48 - Canhão de arranque



Figura 49 - Relé manual do motor de arranque

Ao acionar este relé manual, a bomba de combustível é acionada, assim como todos os outros sistemas do motor. É possível ver no Apêndice II todo o esquema elétrico deste motor.

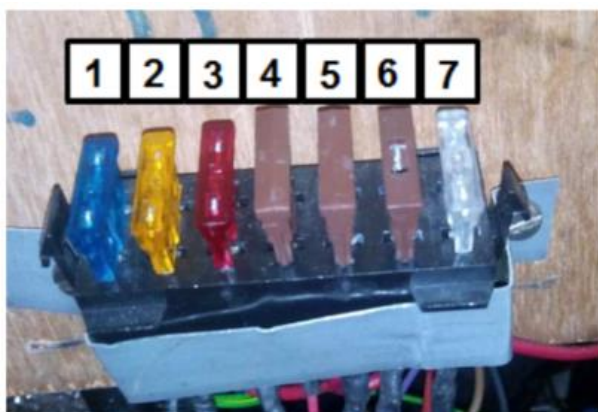


Figura 50 - Canhão de ignição e relé original do motor de arranque visto por trás



Figura 51 - Relé principal (à esquerda) e relé da bomba de combustível, ignição e controlador da sonda Lambda (à direita)

Para assegurar a proteção do equipamento elétrico, este sistema elétrico apresenta uma pequena caixa com fusíveis. No esquema elétrico apresentado no Apêndice II é possível ver a configuração dos fusíveis, assim como a intensidade de corrente máxima para cada um.



**Fusível:**

- 1 – Ignição
- 2 – Contrilador do sensor AFR/ sonda Lambda
- 3 – MegaSquirt II
- 5 e 6 – Injetores
- 7 - Geral

Figura 52 - Caixa de fusíveis (adaptado de [47])

### 3.1.3 Sistema de arrefecimento

O sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna tem a função de controlar a temperatura do motor para que a quantidade de calor libertada pela queima de combustível não aqueça os componentes do motor excessivamente e assim não deforme ou gripe os órgãos mecânicos do motor.

O sistema de arrefecimento do motor BMW K75 é constituído por um permutador de calor, um tanque de expansão, tubos de transporte do líquido de arrefecimento quente e frio e uma bomba de circulação do líquido de arrefecimento que está incorporado no motor e é acionada por este. O sistema de arrefecimento pode ser visto nas Figuras: Figura 53, Figura 54 e Figura 55.



Figura 53 - Tubo de entrada do líquido de arrefecimento no motor pela bomba de água



Figura 54 - Tubo de saída do líquido de arrefecimento do motor para o permutador



Figura 55 - Permutador de calor do líquido de arrefecimento

Com as alterações efetuadas no laboratório, os tubos do sistema de arrefecimento tiveram de ser trocados. O material que foi utilizado para refazer o sistema de arrefecimento foi material



reaproveitado que se encontrava no laboratório, sendo utilizados novos tubos de inox e mangas flexíveis para completar o sistema de arrefecimento.

Este sistema de arrefecimento não apresenta nenhuma válvula termostática, sendo que o líquido de arrefecimento se encontra em constante circulação. O controlo da temperatura é feito pelo *software* TunerStudio. Este *software*, que controla a MegaSquirt II V3.0, tem um indicador da temperatura a que se encontra a água do motor e que, posteriormente, envia um sinal à ECU com essa informação, que a envia para o software com a utilização de um cabo de dados. Quando a água se encontra próxima dos 90°C atua-se, manualmente, um ventilador que força a circulação do ar pelo permutador, de forma a melhorar o coeficiente de transferência de calor do líquido com o ar ambiente, causando ao arrefecimento do motor.

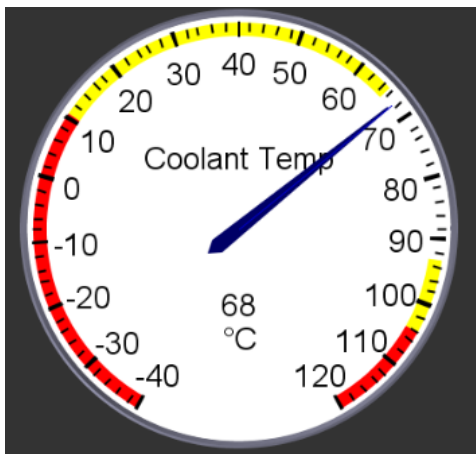


Figura 56 - Indicador da temperatura da água no softwareTunerStudio



Figura 57 - a) Interruptor do ventilador do permutador; b) Conduto do ventilador do permutador

É colocada uma ventoinha na frente do motor (Figura 58) para ajudar no arrefecimento durante e entre os ensaios. Desta forma, com a utilização deste ventilador, é possível arrefecer um pouco mais o motor, sendo notório o seu efeito no intervalo entre ensaios, uma vez que a bomba de arrefecimento deixa de funcionar ao desligar o motor.



Figura 58 - Ventilador de arrefecimento do motor

### 3.1.4 Sistema de escape

Nos anos anteriores, para que os gases provenientes da combustão fossem expulsos do laboratório, existia um sistema de escape cuja saída estava diretamente apontada para um dos exaustores presentes no laboratório. No entanto, com as remodelações que o laboratório sofreu, houve a necessidade de se construir um novo sistema de escape. Além disto, para trabalhos futuros, este motor irá ter acoplado a si um gerador termoelétrico para aproveitamento do calor dos gases de escape, sendo este outro dos motivos pelo qual se construiu um novo sistema de escape para o motor.

O coletor de escape, como apresentava uma forma irregular, foi cortado e soldado ao mesmo um tubo de inox, visto que era necessário que saísse uma linha paralela ao pavimento. Com isso, foi necessário abrir um novo furo com uma porca roscada para a instalação da sonda  $\lambda$ . Posteriormente ao coletor de escape encontra-se uma união flexível, constituída por membranas que permitem ter um pouco de ângulo. De seguida, foi montada mais uma união flexível, com menor comprimento que a anterior, e por fim, um tubo de inox que está direcionado para o exaustor. No final do escape foi colocada uma panela de escape de um motor a gasolina que se encontrava no laboratório. Esta panela serve para reduzir um pouco o ruído do escape do motor.

No decorrer dos ensaios do motor, antes de sofrer as alterações para ciclo Miller, foi colocado um pequeno permutador de aproveitamento de calor dos gases de escape (Figura 59) que foi alvo de estudo de um tema de Integradora VIII. Uma vantagem de ter existido o pequeno permutador na linha é que o tubo em inox que está colocado no final da linha



Figura 59 - Permutados de arrefecimento dos gases de escape

de escape dificilmente atingia altas temperaturas, o que é bom sob o ponto de vista da segurança dos utilizadores deste laboratório.

As uniões são feitas por pontas em forma de trombeta, o que permite fazer várias combinações sem que haja muito trabalho. Por exemplo, quando o pequeno permutador foi retirado, a união que vem após esta pequena parte era compatível com a união que vem anteriormente, o que torna este escape flexível. Nas juntas foi ainda colocado silicone de alta temperatura para que não houvesse fugas dos gases de escape.



Figura 60 - a) Manga flexível posterior ao coletor de escape; b) Manga flexível pequena; c)Tubo de escape de saída para o exaustor; d) Painel de escape

### 3.2 MegaSquirt II V3.0

MegaSquirt é uma marca de produtos pós-venda desenvolvido por Al Grippo e Bruce Bowling, relacionados com unidades de controlo eletrónico de injeção que se podem aplicar a diversos motores [46]. A unidade de controlo eletrónico digital que está a ser utilizada no motor BMW K75 é uma MegaSquirt II V3.0. Esta unidade de controlo é flexível ao ponto de ser possível alterar os parâmetros do motor, tais como: ignição, injeção, entre outros. Devido à sua flexibilidade, e por ser uma unidade de controlo sem proteção (aberta) que permite a afinação do motor por parte do utilizador, a sua utilização neste projeto é muito importante, pois é uma ferramenta essencial no processo de transformação do motor de ciclo Otto para um range extender com funcionamento a ciclo Miller, uma vez que é possível controlar os parâmetros de forma a obter o máximo de eficiência do motor e o menor consumo.



Figura 61 - Unidade de controlo utilizada - MegaSquirt II V3.0

A MegaSquirt II V3.0 é composta por uma pequena placa de unidade de processamento (PCB – *PrintedCircuitBoard*) que integra o processador (microcontrolador) MC9S12C64 e uma placa mãe (PCB), denominada V3.0, com entradas e saídas para condicionamento de sinal dos sensores, interface e controlo de atuadores [15].

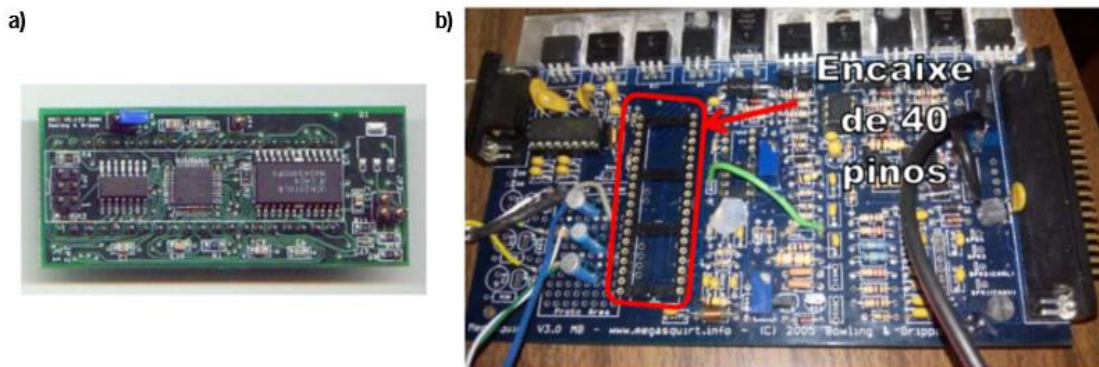


Figura 62 - a) PCB com processador MC9S12C64; b) placa mãe V3.0 (adaptado de [17])

Existem dois processadores disponíveis para todas as placas-mãe da MegaSquirt. O processador que integra a V3.0 de 24MHz é mais rápido que o anterior lançado pela marca com apenas 8 MHz (processador 68HC908). Ambos têm um encaixe de 40 pinos na placa-mãe (como se pode ver na Figura 62 b). Para além da sua maior rapidez, o processador utilizado permite algumas funções extra, tais como: controlo de ignição, *driver* para controlo da válvula ao ralenti (IAC), canais de saída suplementares (por exemplo, para controlo de um ventilador elétrico, entre outros) e permite ainda, utilizar duas tabelas de afinação em simultâneo (como exemplo uma tabela para a injeção e a outra para a ignição).

Além das características mencionadas anteriormente, a placa-mãe V3.0 é uma versão completamente redesenhada e melhorada das versões anteriores. As principais melhorias da placa V3.0, para além de uma melhor qualidade de construção do PCB, são enumeradas seguidamente [15] [47] [48]:

- **Dissipador de calor melhorado**

A placa é constituída por uma barra de alumínio no topo na qual os elementos geradores de calor são montados, para uma melhor dissipação do calor;

- **“Proto”**

Proto é uma área adicional onde é possível aplicar outras ligações e outros circuitos.

- **Circuito de entrada de sensor VR**

Para suporte de sensores de relutância variável (VR), a placa contém um novo circuito de condicionamento de sinal de entrada que permite uma leitura mais correta do sinal e permite o ajuste da histerese e de *threshold* através de dois potenciómetros. O primeiro potenciómetro determina o valor mínimo que a tensão tem que baixar para produzir uma variação no sinal de saída, comutando para a massa. O segundo determina a gama de tensão do sinal de entrada que irá produzir variação no sinal de saída. O circuito de condicionamento de sinal de entrada também pode ser utilizado para o sensor Hall. Ainda assim, o circuito original de entrada de sensor de rotação é mantido, pelo que pode ser ativado usando dois *jumpers*.

- **Circuito de *driver* de controlo direto da bobina (*DirectCoil Driver Circuit*)**

Possibilita a capacidade de controlo da ignição do processador utilizado, a placa V3.0, que está equipada com *drivers* de controlo direto de ignição das bobinas. Esses drivers são os transístores de ignição VB921 ou BIP373 (IGBT).

No microcontrolador é possível encontrar o *firmware*, código de programação, que contém todas as rotinas de cálculos de parâmetros e a definição de entradas e saídas. A versão do *firmware* que se encontra instalada é a mesma versão do ano anterior “ms2extra 3.3.1<sup>a</sup>”, pois, uma vez atualizado o *firmware* da unidade de controlo, todas as definições são apagadas e teria de ser necessário configurar novamente a unidade de controlo. O *software* utilizado para controlo foi o TunerStudio MS Lite! V2.6.19.

Para além do TunerStudio, foi utilizado também um *software* desenvolvido numa dissertação anterior para registo dos dados, o MegaLogViewer (responsável pelo registo dos dados “data logging”) [44].

Para uma leitura mais extensa das características técnicas da unidade de controlo MegaSquirt II V3.0, sobre o *firmware*, placa-mãe e microcontrolador, é possível consultar o Anexo I (adaptado de [15]).

### 3.3 Parâmetros do *software* TunerStudio

Tendo em conta que o trabalho a ser realizado no motor vem como seguimento dos anos anteriores, o anterior responsável pelo projeto, João Oliveira [15], cedeu o seu material para que a programação da unidade de controlo fosse facilitada. Com isso, e somando a bibliografia referente ao motor [49] [50] e aos manuais de utilização e configuração da MegaSquirt II V3.0 e do TunerStudio [46] [51] [52], foi possível reprogramar a unidade de controlo, na sua totalidade, uma vez que o projeto anterior tinha sido perdido e a MegaSquirt formatada. A verificação dos mapas será feita mais à frente noutro capítulo. Este subcapítulo terá um resumo da escolha e seleção dos parâmetros para que, numa posterior utilização da MegaSquirt, haja alguma base para uma nova/eventual programação.

Para que haja conexão entre a MegaSquirt e o computador, é necessário ter corrente na unidade de controlo, ou seja, ter o canhão da ignição no primeiro ponto, e ainda ligar um adaptador de cabo série DB9 para USB para fazer a comunicação.

Normalmente cria-se um novo projeto para quando a unidade de controlo não contém nenhum, selecionando as definições principais desejadas para o projeto. No caso de se seguir um precedente, basta apenas seguir os passos: File > Open Project; e selecionar o projeto desejado. Como se pode ver pela Figura 63, o projeto atual do motor BMW K75 chama-se “BMW K75 V0 – Motor Original”.

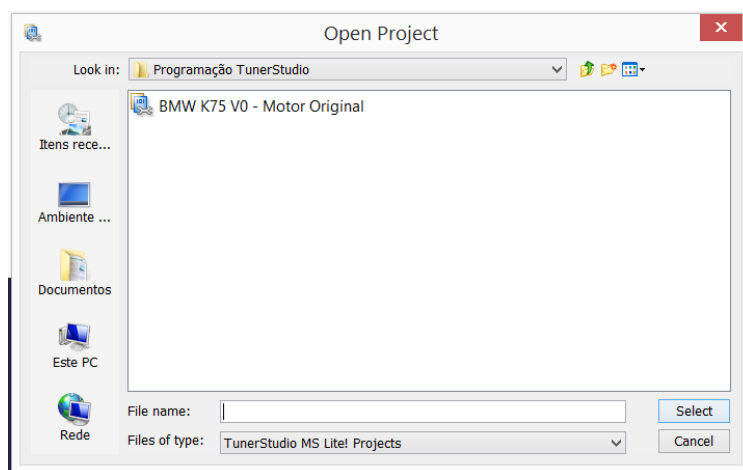


Figura 63 - Janela de seleção do projeto no software TunerStudio

Quando não existe conexão entre a MegaSquirt e o *software* TunerStudio, o problema é da seleção da porta USB, nesse caso é necessário seguir os passos: Communications > Settings > Detect (selecionar a porta correspondente à MegaSquirt) > Accept. No Apêndice III é possível ver uma montagem de imagens com a sequência previamente descrita.

### 3.3.1 Parâmetros base e de carga do motor

Estes parâmetros são definidos com base no tipo de motor com que se está a trabalhar e no tipo de sensores e atuadores que o motor possui para o controlo do seu funcionamento.

#### EngineandSequentialSettings

As constantes do motor são definidas na janela “EngineandSequentialSettings”. No Campo “Required Fuel” especifica-se a quantidade de combustível máxima a injetar em condições de eficiência volumétrica a 100%. Desta forma, o pulso de injeção é calculado pelo programa tendo em conta a cilindrada, número de cilindros, caudal dos injetores e a relação ar-combustível desejada (estequiométrica). O caudal dos injetores foi confirmado em [53] e [54] com a referência 0-280-150-210.

O algoritmo do controlo seleccionado é Alpha-N, uma vez que o controlo da carga é feito pelo sensor de posição do acelerador (TPS) e da velocidade de rotação do motor. Muitas vezes este algoritmo pode ser insuficiente, uma vez que existem métodos de controlo mais rigorosos que recorrem a outros sensores para os parâmetros de entrada, tal como o MAP (*ManifoldAbsolutePressure*) e o MAF (*MassAirFlow*). Existem ainda algoritmos de controlo para motores como *Independent Throttle Bodies* (ITB). No caso do motor BMW K75, o mais indicado é o Alpha-N, uma vez que não possui outros sensores para parâmetros de entrada, sendo também o parâmetro mais simples, podendo, posteriormente, recorrer às correções de alteração da pressão e temperatura ambiente na injeção do motor.

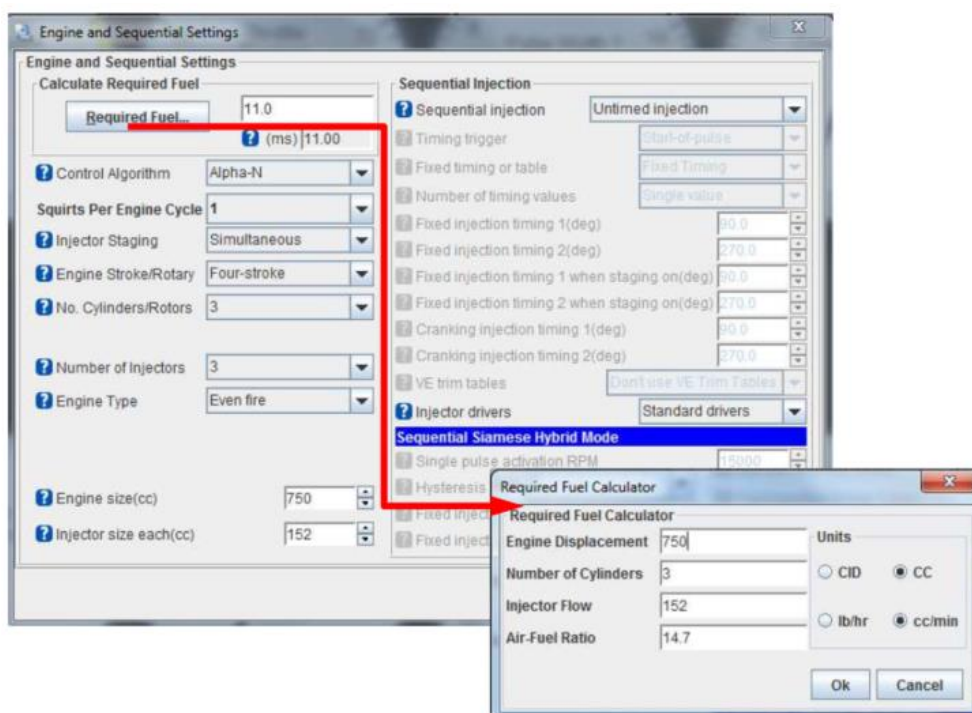


Figura 64 - Parâmetros do motor (adaptado de [17])

O número de injeções por ciclo é apenas um, equivalente ao sistema que estava anteriormente no motor (LE-Jetronic) que injeta apenas uma vez simultaneamente nos 3 cilindros. A opção “InjectorStaging” refere-se à preparação de um ou mais bancos de injetores para injetar em simultâneo ou alternadamente. Uma vez que o número de injetores é ímpar, a opção correta a ser selecionada é simultâneo, uma vez que não dá para alimentar metade dos injetores e a outra metade posteriormente. Isto acontece porque a unidade de controlo apenas permite o controlo alternado de um ou dois bancos de injeção para o controlo de pares de injetores, uma vez que apenas tem dois *drivers* de injetores na placa-mãe.

Agora no campo “EngineType” é possível escolher entre EvenFire ou OddFire. Nenhuma delas se refere à ordem de ignição, mas sim ao intervalo (em graus) entre sucessivas ignições. Desta forma, EvenFire é a opção mais correta para o caso do projeto em estudo, pois envia a ignição em intervalos iguais entre as duas faíscas sucessivas. No caso de ser OffFire, como acontece em motores V6 com 90° entre bancos de cilindros e em motores americanos V8, os intervalos são diferentes entre as duas faíscas sucessivas. Neste caso, o intervalo entre sucessivas ignições é sempre o mesmo, sendo 120°.

No campo “SequentialInjection” é selecionada a opção UntimedInjection. Para este campo ser utilizado a ignição não poderia ser sequencial mas alternada. Utilizar “SequentialInjection” seria uma mais-valia, uma vez que daria para otimizar a vaporização da mistura nas comportas de admissão. No entanto, necessita de três *drivers* de injeção para atuar cada um dos injetores separadamente. Uma vez que não houve alteração dos *drivers* de injeção, no campo “Injector Drivers” a opção a escolher é Standard Drivers.

### **General Settings**

Na janela de “General Settings” é possível encontrar os parâmetros gerais dos sensores. A unidade de controlo já tem incorporado um sensor de pressão ambiente (MAP), o que representa uma poupança na compra do número de sensores a utilizar. Apesar de não estar a ser utilizado, o sistema apresenta uma opção onde aponta uma leitura inicial do sensor MAP para que a mistura possa ser corrigida com as mudanças de altitude. Os valores de pressão limite e os valores do fator de atraso da resposta (“LagFactor”) são os valores apresentados de origem. Ainda nesta janela foi definido apenas um mapa de injeção, com a maior dimensão possível (16x16), e definiu-se também a temperatura do líquido de arrefecimento em graus Celsius.

Ainda na janela de “General Settings”, foi novamente definido/confirmado o algoritmo de controlo Alpha-N como método primário para controlo da carga para a injeção e a ignição. No campo



“Multiply MAP” foi selecionada a opção Multiply, uma vez que o sensor MAP está ativado e é recomendado usar-se essa opção (para que a mistura possa ser corrigida com a leitura da pressão atmosférica).

O campo “IncorporateAFRTarget” serve para incluir mais uma tabela, neste caso, de valores de AFR a atingir para diferentes velocidades e cargas do motor, uma vez que é também selecionado o primário Alpha-N. Com a tabela de AFR ativada, a mistura será afetada por esta mesma tabela e ainda pelo mapa de injeção. Caso esta tabela não esteja ativa, o mapa de injeção toma o controlo total da mistura ar-combustível.

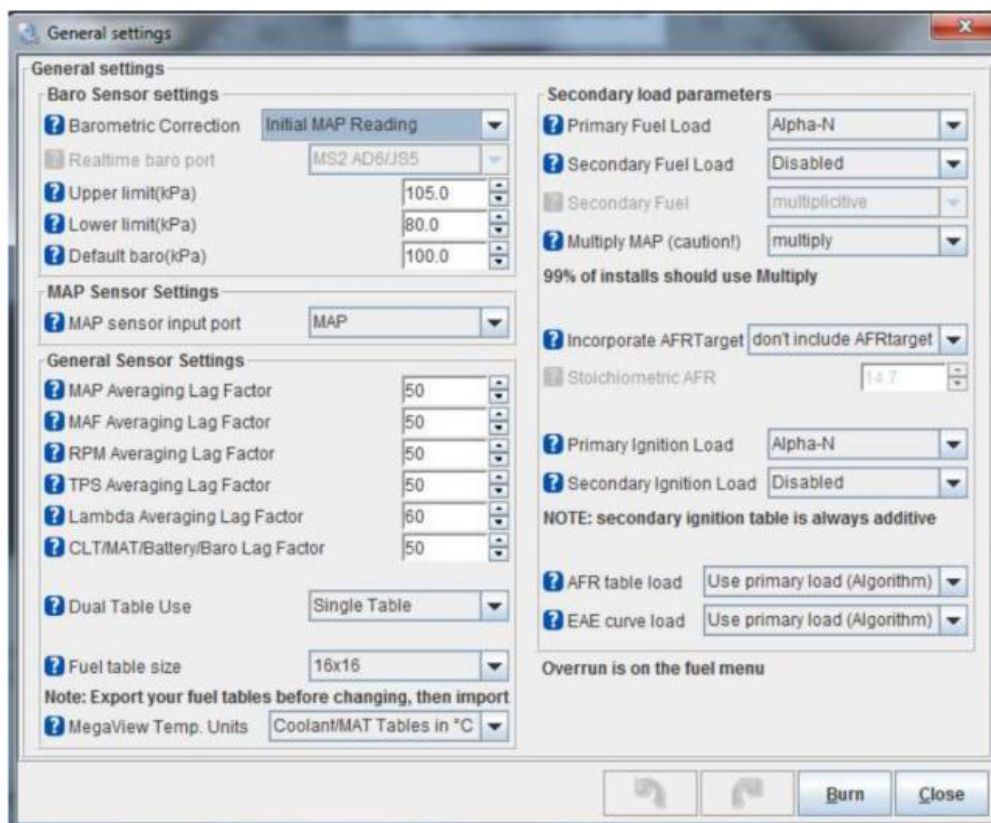


Figura 65 - Tabela de General Settings (adaptado de [17])

### RevLimiter

Na Janela de “RevLimiter” foi definida a velocidade de rotação máxima atingida pelo motor de forma a não comprometer o bom funcionamento dos órgãos do motor. Segundo o manual de reparação do motor BMW K75, a velocidade de rotação máxima que o motor consegue atingir é 8700 rpm. Assim, por segurança, foi definido já anteriormente que a velocidade máxima atingida pelo motor seriam 7200 rpm.

Sendo assim, foi definido então o corte progressivo de fornecimento de combustível ao atingir o limite inferior, definido pelo parâmetro “Soft limit zone/hysteresis (RPM)” com um valor de 100 rpm, o

que significa que ele começa a entrar em corte progressivo de combustível às 7100 rpm. No campo “Hard revlimit (RPM)”, que representa o corte efetivo do fornecimento de combustível, foi definido com o valor de 7200 rpm. Quando o motor atinge a velocidade de corte o fornecimento de combustível é cessado e a velocidade do motor diminui até atingir o limite mínimo de velocidade do motor. O campo “RevLimiter CLT based” é selecionado como normal, significando isto que a curva de limite da velocidade de rotação com a temperatura do líquido de arrefecimento não está a ser selecionada. Não é necessário utilizar esta opção, uma vez que faz parte do protocolo de funcionamento do motor realizar o aquecimento do motor para que se possam realizar os ensaios.

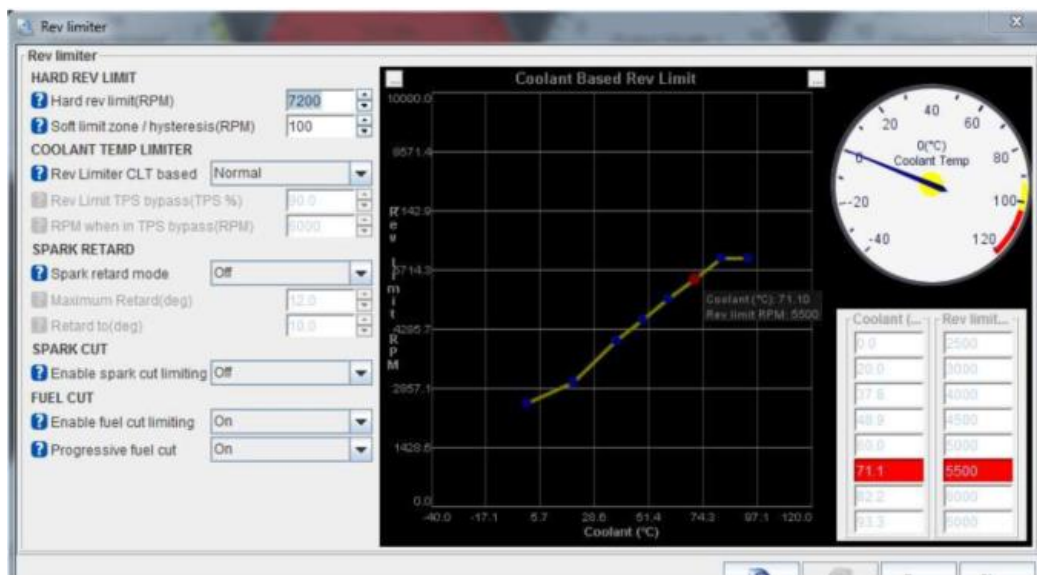


Figura 66 - Parâmetros de limite de velocidade do motor (adaptado de [17])

### 3.3.2 Parâmetros de injeção de combustível

#### InjectorDead-time/PWM

Pelas referências já consultadas anteriormente sobre os injetores do motor BMW K75, estes injetores têm uma impedância de  $16\Omega$ . Por serem injetores de alta impedância ( $z \geq 10\Omega$ ), e de acordo com as recomendações do manual da MegaSquirt II, é possível ver na Figura 67 a) os parâmetros selecionados para os injetores. Como não é utilizado um segundo banco de injetores, essa opção continua desativada.

No parâmetro “InjectorDead Time @13.2V (ms)” introduz-se o tempo em milissegundos necessário para a válvula do injetor mudar do estado de totalmente fechado até atingir o estado totalmente aberto quando é aplicado um sinal com tensão de 13.2 V. Pelo manual, e sabendo que o injetor é de alta impedância, o recomendado é de aproximadamente 1 ms.

*Pulse Width Modulation* (PWM) é um tipo de sinal de pulso com uma determinada frequência e tensão, variando entre o estado ligado e desligado durante uma percentagem de tempo do ciclo (*DutyCycle*). No caso dos injetores a serem utilizados, a recomendação para o valor do período de sinal PWM é de 66  $\mu$ s. Na Figura 67 b) é possível ver estes conceitos representados em gráfico, assim como o conceito de “PWM time Threshold (ms)” que especifica o tempo de energização contínua em milissegundos no início de cada pulso.

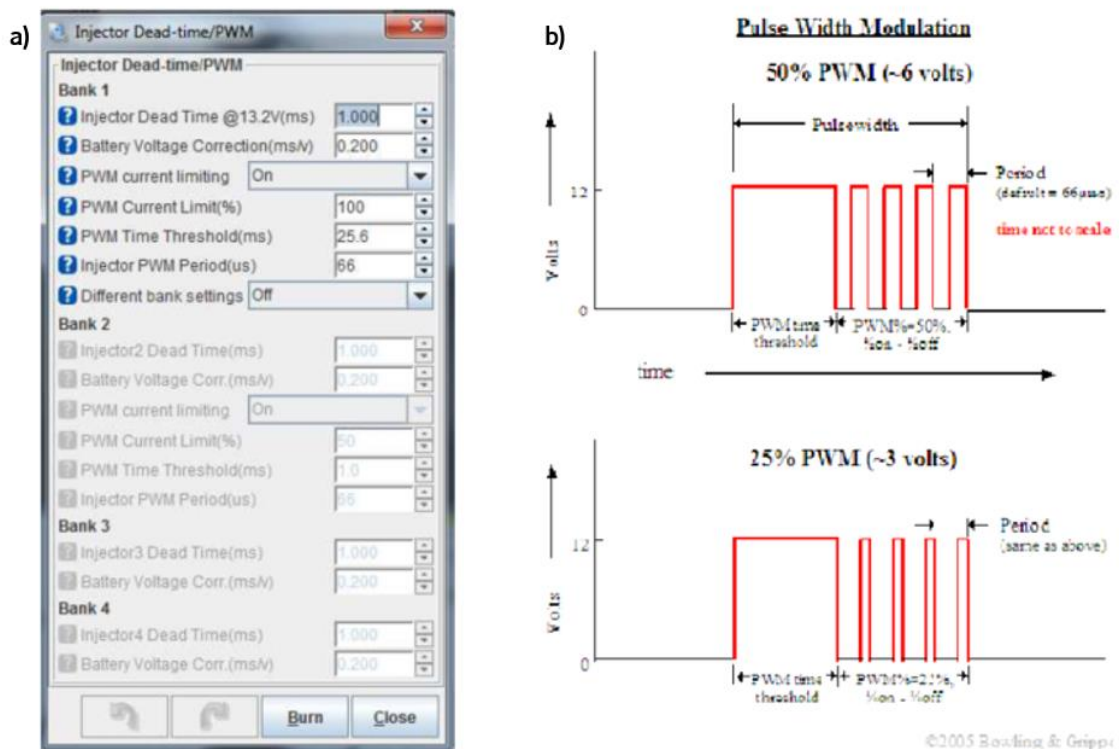


Figura 67 - a) Parâmetros dos injetores; b) exemplo do sinal de pulso PWM (adaptado de [17])

Existem ainda mais critérios de controlo de injeção de combustível, porém, não irão ser utilizados pois não prestam serviço ao projeto a ser desenvolvido e, como tal, não é necessário a perda de tempo para os programar. Tais parâmetros como “StagedInjection” que está responsável por especificar os parâmetros de preparação de injeção para um segundo banco de injetores. E ainda “Over-run Fuel Cut”, responsável pelo corte de fornecimento de combustível quando o veículo se encontra engrenado e numa descida onde o peso do veículo seja superior à força exercida pela caixa de velocidades. Útil para prestações de baixo consumo.

### 3.3.3 Parâmetros de arranque

Relativamente ao arranque, foi necessário definir a velocidade de rotação abaixo do qual o sistema MEgaSquirt II interpreta que o motor está a realizar *cranking*, que é o mesmo quando se aciona o motor de arranque para ligar o motor. Desta forma, foi definido que, até às 700 rpm, a unidade de controlo utiliza os critérios de controlo específicos para o arranque. A partir desse ponto, passam a ser utilizados os parâmetros normais dos mapas. Durante o arranque, para prevenir que houvesse um encharcamento das velas do motor, foi ativada a opção “Floop Clear TPS(%)”, que limita a injeção para posições de acelerador superiores a 60%.

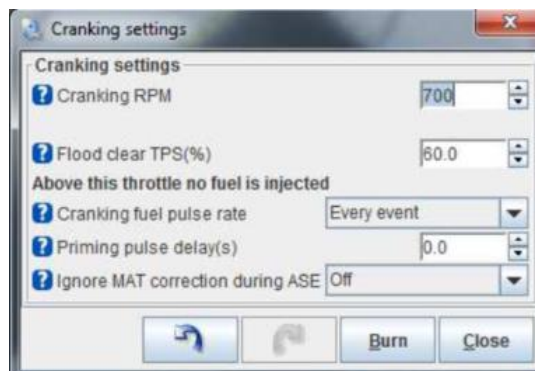


Figura 68 - Parâmetros de arranque (adaptado de [17])

## 3.4 Calibração de sensores do TunerStudio

Para que haja uma boa leitura por parte do TunerStudio das variáveis exteriores, é necessário que haja uma calibração dos sensores tais como: sensor de posição do acelerador, sensor AFR, sensores de temperatura, entre outros. A calibração destes sensores consiste em gravar na memória da unidade de controlo dois ou mais valores de tensão ou resistência de saída de cada sensor. Estes têm a característica de ter uma resposta de saída linear com a variação da grandeza medida, pelo que o sistema de gestão irá interpolar o valor lido através dos pontos gravados.

### 3.4.1 Calibração do sensor de posição do pedal

Uma vez que o motor foi desmontado, o sensor mais importante a ser calibrado é o sensor de posição do pedal pois é o que pode sofrer maior diferença das condições de funcionamento. Há que ter em atenção que o valor que estava anteriormente não terá de ser o mesmo que o da nova calibração, e por isso é necessário ter o cuidado de refazer sempre esta calibração.

Para calibrar este sensor, é necessário abrir a janela “CalibrateThrottlePosition Sensor”, seguindo os seguintes passos: Tools>Calibrate TPS. De seguida, roda-se o acelerador até à sua posição

mínima e carrega-se em “GetCurrent” na caixa correspondente ao “Closedthrottle ADC count”. Num último passo, roda-se o acelerador até ficar completamente aberto e clica-se em “GetCurrent” na caixa correspondente a “Fullthrottle ADC count”.

Depois de calibrado o sensor, como foi referido, os valores de tensão serão gravados pelo TunerStudio e posteriormente apresentados, em tempo real, num intervalo de 0 a 100%, como posição efetiva da borboleta do acelerador.

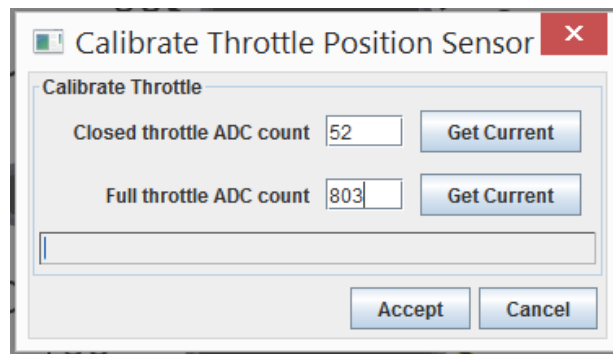


Figura 69 - Calibração do sensor de posição do acelerador

### 3.4.2 Calibração dos sensores de temperatura da água

Os sensores de temperatura são sensores que tendem a sofrer algumas variações ao longo do tempo com a sua falta de utilização. Por isso, foi essencial recalibrar o sensor de temperatura do líquido de arrefecimento (que se encontra no tudo de saída do líquido de arrefecimento à saída do motor para a entrada no permutador).

Um sensor de medição de temperatura comporta-se basicamente como uma resistência variável, pois para cada temperatura apresenta um determinado valor de resistência interna. Desta forma, para calibrar um sensor de temperatura, basta apenas medir a sua resistência interna com um multímetro, a diferentes temperaturas. Normalmente, mede-se a três temperaturas diferentes, a frio, à temperatura ambiente e a quente. Na Figura 70, é possível visualizar os instrumentos que foram utilizados para calibrar o sensor de temperatura do líquido de arrefecimento.

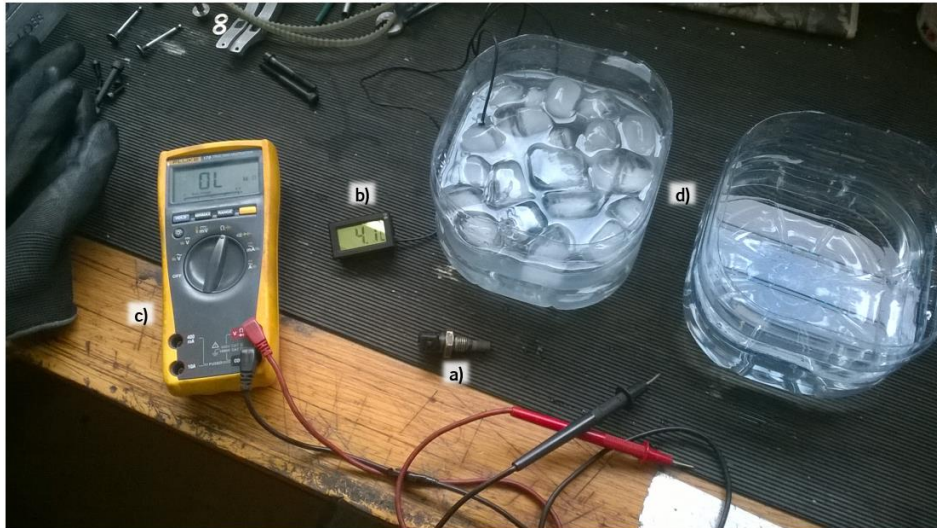


Figura 70 - a) Sensor de temperatura do líquido de arrefecimento; b) Termopar; c) Multímetro; d) Recipientes com água

O procedimento para calibrar é o seguinte:

- Colocar em três recipientes água a várias temperaturas, um recipiente com gelo para o frio, um à temperatura ambiente, e um outro com água quente;
- Deixar repousar o sensor e o termopar em cada recipiente;
- Medir a resistência do sensor e apontar qual a temperatura a que estava a água e a resistência interna que indicava no multímetro (após o sensor repousar a temperatura do deste é igual á temperatura da água);

Após realizar estes passos, a calibração dá-se como concluída. Na Tabela 3 é possível visualizar a resistência interna do sensor e a temperatura da água para cada ensaio.

Tabela 3 - Resultados da calibração do sensor de temperatura do líquido de arrefecimento

Temperatura da água [°C]	Resistência interna [kΩ]
1,4	11,5
14,8	6,44
72	0,871

Após este procedimento de calibração do sensor, foram introduzidos os valores no *software* TunerStudio (Figura 71).

O campo “Bias Resistor Value” representa a resistência interna que a MegaSquirt contém para calcular o valor de temperatura dos sensores. Este valor, tendo em conta uma MegaSquirt de origem, é de 2490 Ω. Porém, como o circuito integrado da MegaSquirt a ser utilizada foi alterado, foi necessário

recorrer aos manuais de utilização da MegaSquirt para poder descobrir o valor pretendido. Esse valor pode ser calculado utilizando a seguinte equação:

$$V=V_s \times (R_s / (R_b + R_s)) \quad (31)$$

Onde: V representa a tensão de saída do sensor quando este está a ser alimentado;  $V_s$  representa a tensão de alimentação do sensor;  $R_s$  representa a resistência do sensor e  $R_b$  representa a resistência interna da unidade de controlo. A tensão de alimentação a que o sensor está sujeito é de 5 V, definido assim este parâmetro. A tensão de saída do sensor e a resistência do mesmo foram medidos com um multímetro, obtendo 2,767 V e 6440  $\Omega$  de tensão e resistência do sensor, respetivamente. Com isto, foi possível calcular o valor de “Bias Resistor Value”, obtendo, assim, um valor de resistência de 5197 Ohms.

Após preencher todos os campos, basta selecionar a opção “Write to Controller” e a informação será guardada na unidade de controlo.

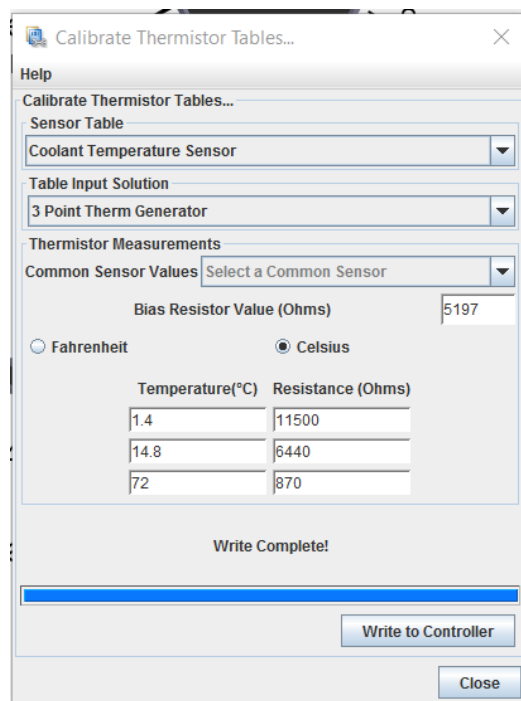


Figura 71 - Calibração do sensor do líquido de arrefecimento no software TunerStudio

Com isto, dá-se por concluída a calibração do sensor. Uma vez que os dados se encontram guardados na unidade de controlo, não será necessário recalibrá-lo novamente durante uma série de tempo (até que este comece a apresentar variações abruptas na temperatura do líquido de arrefecimento).

O sensor de temperatura do ar não foi calibrado, pois não estava ser utilizado para nenhum efeito, nem mesmo como *input* da unidade de controlo e, por isso, este sensor fica sem efeito e sem a necessidade de calibração. No caso da sonda  $\lambda$ , não será necessário recalibrá-la, pois as definições que foram introduzidas anteriormente não sofreram alterações. Como foi dos poucos sensores que não sofreu grandes variações ao longo do tempo nem sofreu danos com a sua desmontagem, os dados introduzidos anteriormente são viáveis para a sua utilização.

### 3.5 Freio Hidráulico

Para efetuar as medições do binário do motor foi utilizado um freio hidráulico que está acoplado ao motor BMW K75. O freio que está a ser utilizado é um Go-Power Systems Dynamometer D-100 series, equipado com uma célula de carga medidora de força. Este foi o freio selecionado, uma vez que as curvas características do motor BMW K75 se inserem na área de funcionamento do freio (Anexo II). Este freio apresenta um intervalo de funcionamento até 75 kW (100 cv), 88 N.m e 14000 rpm.

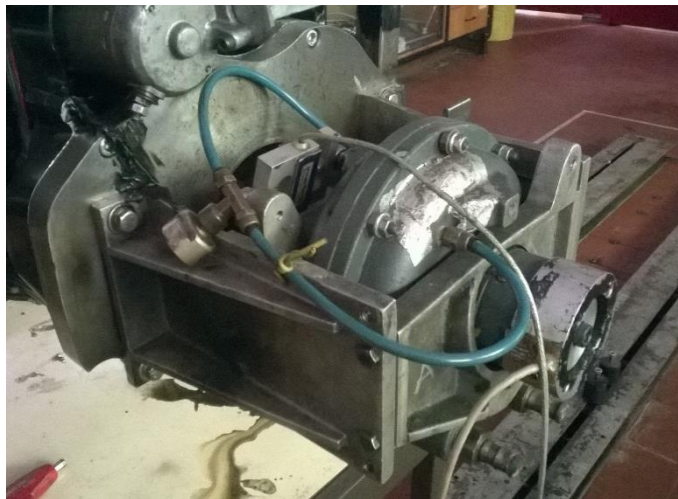


Figura 72 - Freio hidráulico Go-Power Systems Dynamometer D-100 series

### 3.6 Calibração da célula de carga

Para a calibração da célula de carga é utilizada uma barra já instalada no freio no ano anterior, com um comprimento de 0,5 m, onde se aplicam diferentes pesos no gancho que está na sua extremidade, obtendo vários valores de binário. Esta célula de carga mede forças de compressão e tração num intervalo de 0 a 5 V<sub>DC</sub> como sinal de saída. No entanto, é necessário ter atenção, uma vez que a resposta da célula de carga é diferente para cada tipo de força:



- força de tração: ]0 ; 2,5[  $V_{dc}$ ;
- força de compressão: ]2,5 ; 5[  $V_{dc}$ .

Tendo em conta a montagem da célula de carga no freio hidráulico e o sentido de rotação anti-horário, as forças resultantes são de compressão. Desta forma, a curva de calibração que foi obtida foi para o domínio de compressão.

Uma vez que todo o material necessário estava em bom estado, era apenas necessário juntar uns pesos e realizar os testes. Na Figura 73 é possível ver a barra para calibração da célula de carga montada no freio.



Figura 73 - Freio hidráulico com a respetiva barra de calibração

De forma a proceder à calibração da célula de carga foram usados alguns pesos que foram posteriormente pesados na balança digital de forma a aumentar a precisão da calibração.



Figura 74 - Exemplo de medição de alguns pesos na balança digital

Desta forma, foi-se apontando o valor de tensão do sinal de saída da célula de carga para cada combinação possível dos pesos. O valor de tensão foi obtido pelo *software* PowerLogger e a placa de aquisição (que serão apresentados mais à frente). Foi registado o valor de tensão mínima e máxima e, de seguida, calculado o valor médio dessas tensões. O binário exercido pelos pesos na célula de carga é o produto do peso (produto da massa com a aceleração da gravidade) com o comprimento da barra (0,5 m)

Os resultados obtidos das tensões podem ser vistos na Tabela 4.

Tabela 4 - Dados de calibração da célula de carga

Massa do peso [kg]	Peso [N]	Tensão méd [V]	Braço [m]	Binário [N.m]
0	0	2,5943	0,48	0
3,07	30,1064	2,7037		14,4511
3,9751	38,9824	2,7408		18,7116
4,8959	48,0124	2,7740		23,0459
5,7851	56,7325	2,8111		27,2316
6,7093	65,7958	2,8463		31,5820
7,618	74,7071	2,8814		35,8594
8,6167	84,5010	2,9215		40,5605
9,614	94,2811	2,9605		45,2549
10,6037	103,9868	3,0055		49,9137
11,5279	113,0501	3,0377		54,2640
12,4366	121,9614	3,0719		58,5415
13,4353	131,7553	3,1090		63,2425
14,4326	141,5355	3,1461		67,9370

Após obter todos os valores, foi possível desenhar a curva de calibração (Figura 75) onde estão representados os valores de binário em função da tensão da célula de carga.

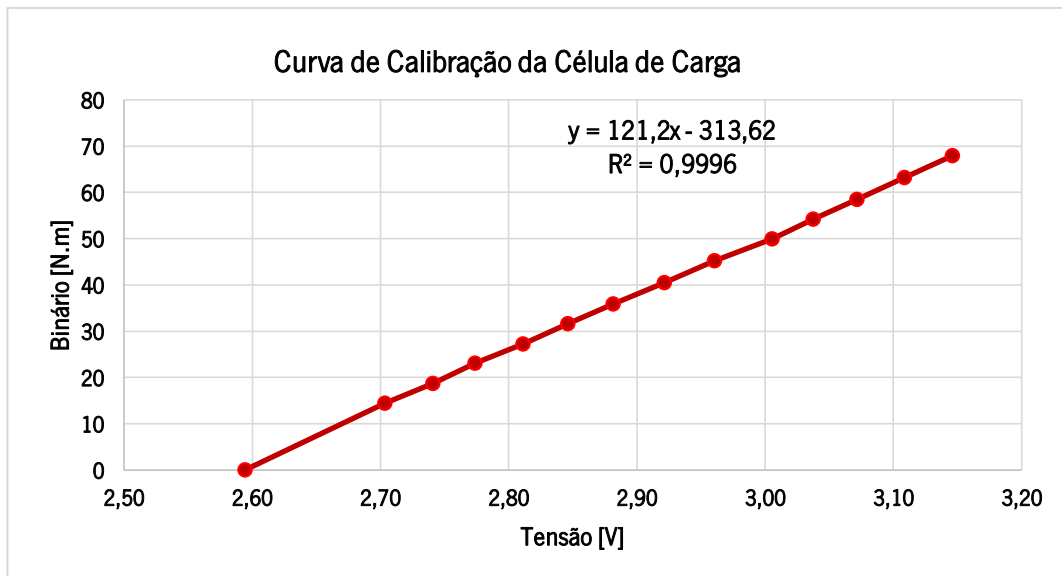


Figura 75 - Gráfico de calibração da célula de carga

### 3.7 Sistema de aquisição de dados

O conjunto de equipamentos utilizados para o controlo e aquisição de dados do projeto pode ser visto na Figura 76. A necessidade da utilização de mais do que um computador nasceu porque a aquisição de dados da balança e da célula de carga é feita por tempo (segundo o relógio do computador, o que implica uma tarefa de sincronismo dos dois sinais de entrada). Para que o computador consiga ler os dados necessita do sistema operativo *Windows XP*. Desta forma, adquiriu-se um computador para o laboratório responsável por essa tarefa (Figura 76 a). O segundo computador (Figura 76 c) corre o programa TunerStudio de forma a controlar, monitorizar os parâmetros do motor, tais como: velocidade de rotação, carga, temperatura do líquido de arrefecimento, etc.



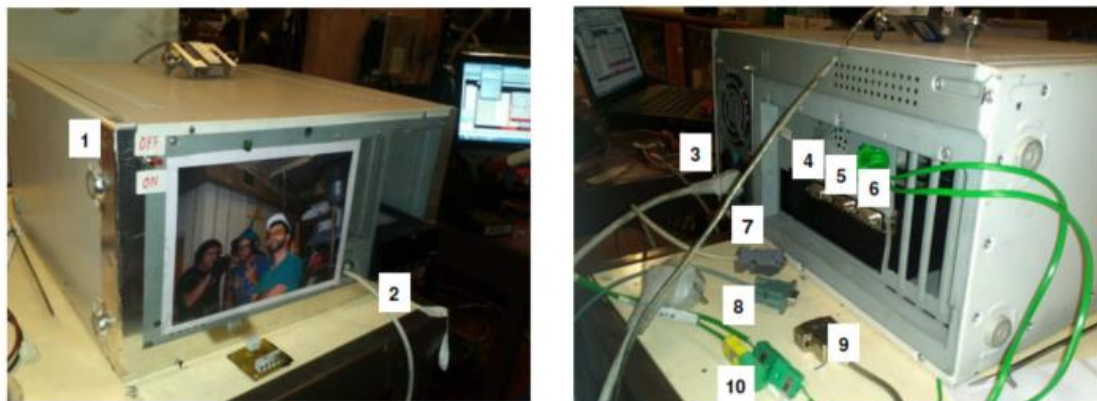
a) Leitura e registo dados da balança e da célula de carga; b) Sistema de aquisição de dados da célula de carga; c) Controlo do motor através do programa TunerStudio.

Figura 76 - Instalação utilizada para a aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados utilizado permite recolher, apresentar e gravar os dados da célula de carga. Existia um sensor de rotação para medir a velocidade do motor, porém este avariou, não estando a ser utilizado. Existem mais entradas deste sistema de aquisição como as temperaturas do líquido de arrefecimento e dos gases de escape, mas, como não são importantes para o projeto, são dados que não estão a ser contabilizados.

Este sistema foi projetado e construído por Armando Alves [44], sendo constituído por:

- Módulo de leitura de temperaturas MAX31857 (até quatro termopares tipo K);
- Amplificador de instrumentação INA125 para a célula de carga INTERFACE SSM-AJ-250;
- Circuito de condicionamento de sinal;
- Placa de aquisição programável ARDUINO Mega 2560.



1 – Seletor ON/OFF da placa de aquisição; 2 – Cabo de saída de dados USB; 3 – Cabo de fonte de alimentação; 4 – Ficha de ligação do sensor de rotação do freio; 5 – Ficha de ligação da célula de carga; 6 – Ficha de ligação de sensores extra; 7 – Conetor de sensores extra; 8 – Conetor do sensor de rotação do freio; 9 – Conetor da célula de carga; 10 – Ficha de ligação dos termopares.

Figura 77 - Sistema de aquisição de dados

A placa de aquisição Arduino Mega 2560 tem 16 entradas analógicas, cada uma com 10 Bits de resolução ADC (*Analogue to Digital Converter*) [55], onde duas das entradas estão a ser usadas pela célula de carga e outra pelo sensor de rotação (não funcional). Por defeito medem de 0 a 5 V, pelo que a resolução da placa é calculada pela equação (3), onde V é a diferença de potencial e  $n$  é o número de Bits.

$$\text{Resolução} = \frac{V}{2^n} = \frac{5}{1024} = 4,88 \text{ mV/Bit} \quad (32)$$

### 3.7.1 Medição e registo do binário

Para que houvesse registo e medição dos valores da célula de carga, foi utilizado o *software*PowerLogger para a monitorização e gravação dos dados recolhidos pela placa de aquisição. A interface do programa, no estado atual, apenas apresenta os valores de binário.

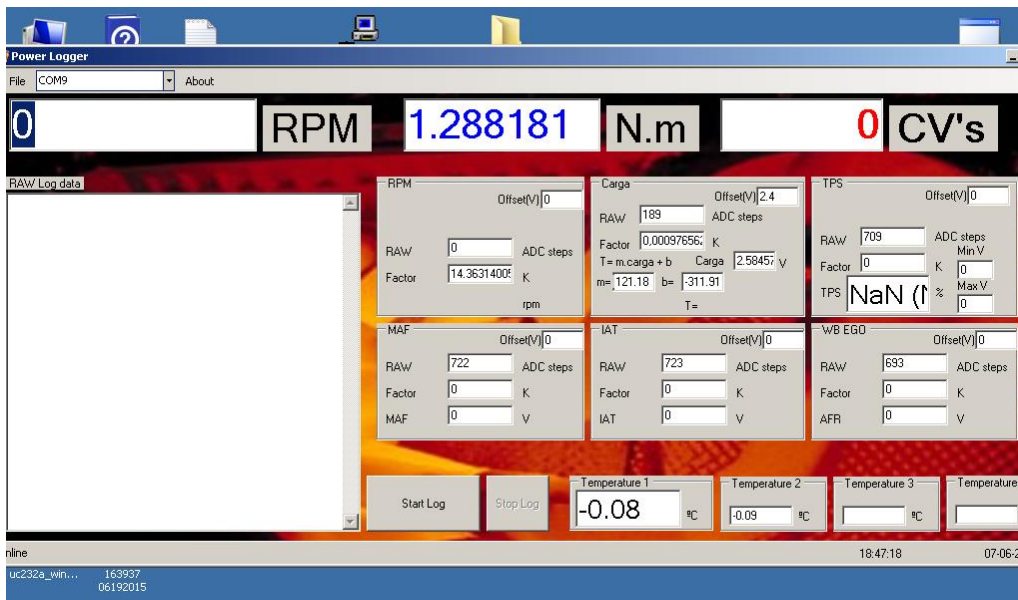


Figura 78 - SoftwarePowerLogger

Como se pode ver pela Figura 78, para a obtenção dos valores de binário é necessário introduzir o valor de “K”, a curva de calibração e ainda os valores de *Offset* da célula de carga (calculados na calibração). Os valores de “K” representam a resolução da conversão de analógico para digital de cada sensor. O valor de *offset* do circuito de condicionamento do sinal da célula de carga serve para limitar a gama útil da célula de carga num intervalo de tensão de 2,40 a 3,40 V, amplificando a resolução.

No entanto, estes parâmetros apenas servem para visualizar corretamente as grandezas medidas na interface do PowerLogger, e serão posteriormente utilizados para o tratamento dos dados obtidos. Os dados que são gravados são os valores *RAW*, que correspondem ao valor de Bits da conversão ADC da tensão dos sensores.

Desta forma, os dados são apresentados no PowerLogger a uma taxa de aproximadamente 0,06 segundos onde serão gravados num ficheiro de texto, e posteriormente, tratados [15].

Para que não haja confusão na leitura dos dados, o programa PowerLogger grava os dados num ficheiro de texto como mostra a Figura 79.

```
16:43:35 06-30-2015
2698704320;0;1000;723;724;710;692;188;-8.00;-9.00
2698769200;0;1000;722;728;709;692;181;-8.00;-9.00
2698834072;0;1000;724;725;709;692;186;-8.00;-9.00
2698904328;0;1000;724;725;711;691;186;-8.00;-9.00
2698969196;0;1000;724;728;710;692;180;-8.00;-9.00
```

Figura 79 - Resultado dos dados do PowerLogger

Cada valor separado entre ponto e vírgulas representa o seguinte, respetivamente [44]:

- Diferença de tempo em  $\mu s$  entre as leituras (linha anterior);
- Valor da conversão ADC do tacómetro (não utilizado);
- Valor da conversão da velocidade de rotação instantânea (não utilizado);
- Valor da conversão ADC relativa à tensão no termistor no caudalímetro (não utilizado);
- Valor da conversão ADC relativa à tensão do potenciómetro da comporta do caudalímetro (não utilizado);
- Valor da conversão ADC do sensor de posição do acelerador (TPS – não utilizado);
- Valor da conversão ADC proveniente da sonda  $\lambda$  (não utilizado);
- Valor da conversão ADC da célula de carga;
- Valor em graus Celsius com duas casas decimais do termopar da temperatura da água derivado da conversão ADC efetuada, calculada e transmitida à placa de aquisição digitalmente (SPI) pelo MAX6675 (não utilizado);
- Valor em graus Celsius com duas casas decimais do termopar da temperatura dos gases de escape derivado da conversão ADC efetuada, calculada e transmitida à placa de aquisição digitalmente (SPI) pelo MAX6675 (não utilizado);

### 3.7.2 Medição e registo do consumo de combustível

Este ano, para que se pudesse registar a quantidade de combustível consumido, foi desenvolvido um programa (Figura 80) por Armando Alves para o outro motor que se encontra no laboratório. Este programa é capaz de registar e gravar a velocidade de rotação, binário, massa consumida, entre outros parâmetros, mas, do outro motor. Porém, a balança utilizada para a medição da massa é comum aos dois motores e, por isso, este programa de registo está a ser utilizado também para este projeto.

A balança envia para o programa os valores da massa que contém o depósito a uma taxa de 10 registos por segundo. O que o programa faz é ler esses 10 registos e indica a média por cada segundo da massa que contém o depósito.

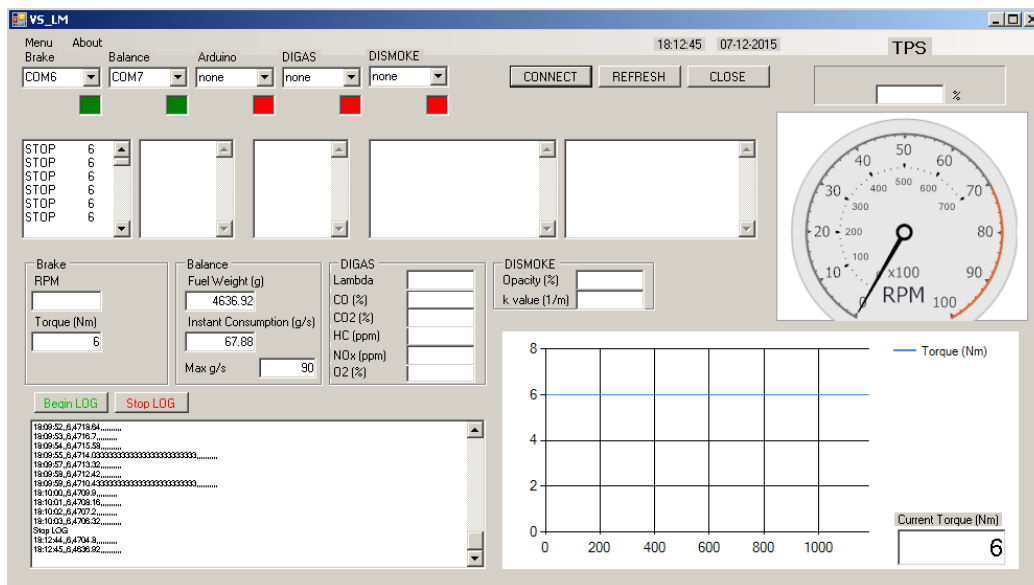


Figura 80 - Programa de leitura e registo da massa consumida

A pesagem do combustível durante os testes do motor é feita com o intuito de, posteriormente, calcular o consumo específico e rendimento para cada teste. Nesse processo foi utilizada a balança KERN FCB 12K0.1B com uma resolução de 0,1 g, onde é colocado o depósito do motor.

Os dados que serão registados serão posteriormente gravados num ficheiro de texto e tratados. O aspeto do ficheiro de texto obtido pelo registo do consumo pode ser visto na Figura 81.

```

Ficheiro Editar Formatar Ver Ajuda
time fuel weight(g)
16:43:32 6955,24
16:43:33 6955,10
16:43:34 6954,85
16:43:35 6953,58
16:43:36 6953,40
16:43:37 6953,16
16:43:38 6952,30
16:43:39 6951,60

```

Figura 81 - Ficheiro de texto do programa da balança





## 4. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os ensaios realizados neste projeto foram divididos em duas fases principais. Na primeira fase foi testado o motor original, medindo o binário e o consumo do motor para determinar o seu rendimento. A segunda parte do projeto consiste em realizar os ensaios de medição de binário e consumo, mas com o motor a funcionamento com o ciclo Miller. O ciclo sobre-expandido foi testado em diferentes configurações, sempre sujeito aos mesmos procedimentos. Contudo, a finalidade era determinar a melhoria da eficiência conseguida e qual a configuração que teria o maior rendimento.

Devido ao reduzido tempo útil do projeto e a todos os percalços que foram aparecendo ao longo do tempo, não foi possível realizar os testes a todas as configurações possíveis e pensadas para o projeto. No entanto, toda a documentação necessária para projetos futuros está aqui registada para que se torne mais fácil a continuidade deste projeto para outros investigadores.

O modo de funcionamento com o motor e com os programas utilizados para monitorização e teste do motor, apresentados anteriormente, são descritos pormenorizadamente neste capítulo para que seja facilitada a continuidade.

### 4.1 Arranque e funcionamento do motor

#### 4.1.1 Arranque do motor

Para proceder ao arranque do motor BMW K75, é necessário seguir alguns passos para que esteja tudo em conformidade e nada falhe. Desta forma, antes de proceder ao arranque do motor é necessário:

- 1°. O motor por vezes perde um pouco de óleo. Sendo assim, é necessário verificar sempre o nível do óleo. Se houver falta de óleo deve-se acrescentar para assegurar o bom funcionamento dos componentes mecânicos (Figura 82);

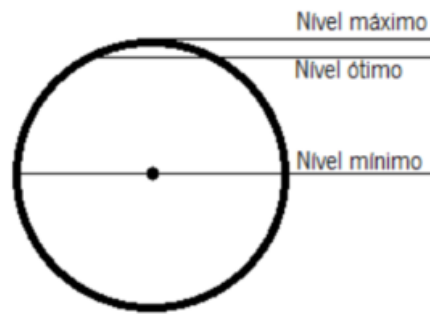


Figura 82 - Mostrador do nível de óleo do BMW K75 (adaptado de [4])

- 2°. Verificar a quantidade de água do líquido de arrefecimento no tanque de expansão, acrescentando caso seja necessário;
- 3°. Verificar se as baterias estão carregadas de modo a se iniciar a marcha do motor. Caso contrário, é necessário ligar o carregador às baterias e aguardar até que estejam carregadas o suficiente para o funcionamento do motor;
- 4°. Verificar se não existem objetos estranhos em volta do motor e do freio;
- 5°. Verificar se o depósito de combustível contém combustível suficiente, no caso de não existir muito combustível acrescentar para a realização dos ensaios;
- 6°. Abrir a torneira da linha de alimentação de combustível que se encontra entre o depósito e o filtro do motor;
- 7°. Verificar se as velas e cabos de velas estão corretamente montados; Verificar que as fichas DB15 e DB37 do sistema de gestão MegaSquirt II V 3.0 estão conectadas;
- 8°. Ligar a ficha da bomba de combustível;
- 9°. Ligar os exaustores do laboratório;
- 10°. Ligar as torneiras do freio (a torneira da bomba de água e as torneiras de entrada e saída de água no freio);
- 11°. Ligar o ventilador elétrico de chão para arrefecimento do motor;
- 12°. Rodar o canhão de ignição para a posição 1;
- 13°. Verificar se o cabo de comunicação DB9 (RS232) e o adaptador USB estão ligados; Verificar se há conexão entre o computador e o sistema de gestão através do programa TunerStudio; Para melhor fixação deste cabo o melhor é apertá-lo com um parafuso à unidade de controlo;
- 14°. Abrir ligeiramente a borboleta para que se possa efetuar o arranque do motor;
- 15°. Arrancar o motor, fazendo contacto com o “interruptor” construído para acionar o motor de arranque, o funcionamento da bomba de combustível e ativar a sonda  $\lambda$ .

Para além destes pontos, é necessário ter sempre em conta a segurança do utilizador e, como tal, o extintor deve estar sempre à mão no caso de acontecer algo inesperado com o motor, assim como a proteção para os ouvidos, sendo esta essencial uma vez que o barulho do motor pode provocar danos no utilizador. Para que haja melhor circulação do ar e não se encontrem fumos dentro do laboratório, a porta vermelha de entrada do laboratório deve estar ligeiramente aberta e a outra porta do laboratório completamente aberta. Desta forma existe uma circulação do ar por todo o laboratório, evitando a presença de gases durante e após a realização dos ensaios.

#### 4.1.2 Utilização do motor em funcionamento

Depois de o motor arrancar é necessário ter em atenção alguns aspetos sobre o seu funcionamento. Sendo assim deve-se:

- 1°. Regular a abertura da borboleta mantendo a velocidade de rotação estável num regime baixo-médio (aproximadamente 2000 rpm), para aquecimento do motor e do óleo do motor (entre 15 a 20 min – para garantir uma boa temperatura para o teste);
- 2°. Verificar se existe ignição nos cilindros;
- 3°. Controlar a temperatura do motor: quando atingir os 90°, ligar o ventilador do permutador correspondente;
- 4°. Quando a temperatura começar a baixar deve desligar-se o ventilador para que o regime de temperaturas ande sempre entre os 80° - 100° (devido à inexistência de uma válvula termostática é necessário estar sempre atento à temperatura do líquido de arrefecimento pois não existe uma forma automática de controlo da mesma);

Além destes cuidados, é necessário estar sempre atento ao ruído do motor. No início, davam-se falhas de ignição nos cilindros e estas eram descobertas pelo barulho de funcionamento do motor. Neste momento, o motor está em bom estado de funcionamento. Contudo, pode sempre acontecer algo que leve à sua avaria e, apesar das proteções dos ouvidos, é necessário estar sempre atento ao que pode acontecer ao nível do barulho de funcionamento do motor (por exemplo, para o caso de aparecimento de *knock*).

## 4.2 Utilização do freio hidráulico

Para utilizar o motor é necessário que o freio esteja a funcionar também. Caso contrário, pode sobreaquecer por falta de circulação da água. Desta forma, deve-se seguir os seguintes passos para pôr o freio em funcionamento:

- 1°. Verificar se o acoplamento do freio ao motor foi corretamente efetuado e se os componentes de ligação estão bem apertados;
- 2°. Verificar que não existem peças soltas, ou quaisquer outros objetos, na zona de transmissão do motor para o freio;
- 3°. Abrir todas as torneiras do circuito do freio, incluindo a da bomba e ainda a torneira que se encontra dentro do tanque; Caso contrário não é possível obter uma pressão constante de 2,4 bar no circuito do freio [56];
- 4°. Ligar o permutador da água do freio (Figura 57);
- 5°. Depois de entrar em funcionamento, a travagem é controlada pelas torneiras que regulam o fluxo de água do freio.

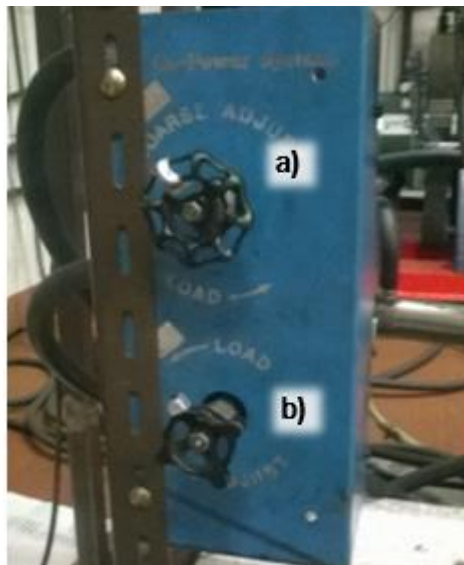


Figura 83 - a) Torneira de controlo grosseiro, varia a força de travagem do motor de uma forma mais brusca b) Torneira de controlo fino, varia a força de travagem do trava o motor de uma forma mais leve

## 4.3 Ajuste do mapa de injeção

A afinação do mapa de injeção, encontrado como “VE Table” no *software* TunerStudio, é sempre feita com o motor a quente, ou seja, à temperatura de funcionamento (entre 80° - 100°, como foi mencionado anteriormente). O processo de afinação do motor consiste simplesmente no ajuste do valor da eficiência volumétrica de cada célula na tabela, consoante o valor de AFR lido no controlador da sonda

$\lambda$ . O termo “Eficiência Volumétrica” é apenas uma nomenclatura utilizada pelo TunerStudio para o mapa de injeção. Isto é, o valor introduzido nas células do mapa é o valor que o utilizador considera como sendo o valor da “Eficiência Volumétrica” do motor. Por sua vez, o valor introduzido em cada célula irá ser um fator multiplicativo numa equação que irá servir para calcular o tempo de abertura dos injetores, em milissegundos. Para melhor compreender o que aqui foi descrito, segue a fórmula utilizada pela MegaSquirt para calcular o tempo de abertura dos injetores [57].

$$PW = REQFUEL \times VE \times MAP \times gEnrich + gAccel + InjOpen \quad (33)$$

Onde: **PW** – Tempo de abertura dos injetores em milissegundos;

**REQFUEL** – Tempo, em milissegundos, mínimo de abertura dos injetores calculado pela MegaSquirt através dos parâmetros do motor;

**VE** – valor da eficiência volumétrica apresentada no mapa, em percentagem/100 (obtido por interpolação 2D do mapa);

**MAP** – *Manifold Absolute Pressure* em kPa;

**gEnrich** – total de todos os enriquecimentos (fator multiplicativo);

**gAccel** – Enriquecimento por aceleração;

**InjOpen** – Valor constante de abertura dos injetores em décimos de milissegundos.

O aumento ou diminuição do valor da eficiência volumétrica que está presente na tabela irá implicar um aumento ou diminuição do pulso de injeção no motor, respetivamente (tal como se pode confirmar pela equação).

Inicialmente, para o motor original, o mapa foi afinado para que a mistura fosse sempre estequiométrica, ou seja, para um valor de AFR perto dos 14,7. Uma vez que não é possível obter este valor exato, afina-se o mapa de injeção para valores compreendidos entre 14 e 15,5 (já feito nos anos anteriores) de forma a haver uma coerência em todos os testes efetuados.

Como se pode ver pela Figura 84, o eixo das abcissas corresponde à velocidade de rotação do motor, o eixo das ordenadas corresponde à posição do acelerador, neste caso, à posição de abertura da borboleta, devido ao algoritmo de controlo Alpha-N, e cada célula representa a eficiência volumétrica do motor. Desta forma, para se proceder a afinação do mapa, coloca-se a posição do acelerador numa dada posição (correspondente à carga indicada em cada linha do mapa) e vai-se aumentando a velocidade do motor, parando em cada ponto do mapa para ajustar o valor da eficiência volumétrica desejada. De seguida, abre-se o acelerador para a linha seguinte e repete-se o processo. Para ajustar a velocidade, recorre-se ao auxílio das torneiras do freio para poder acelerar ou travar o motor.

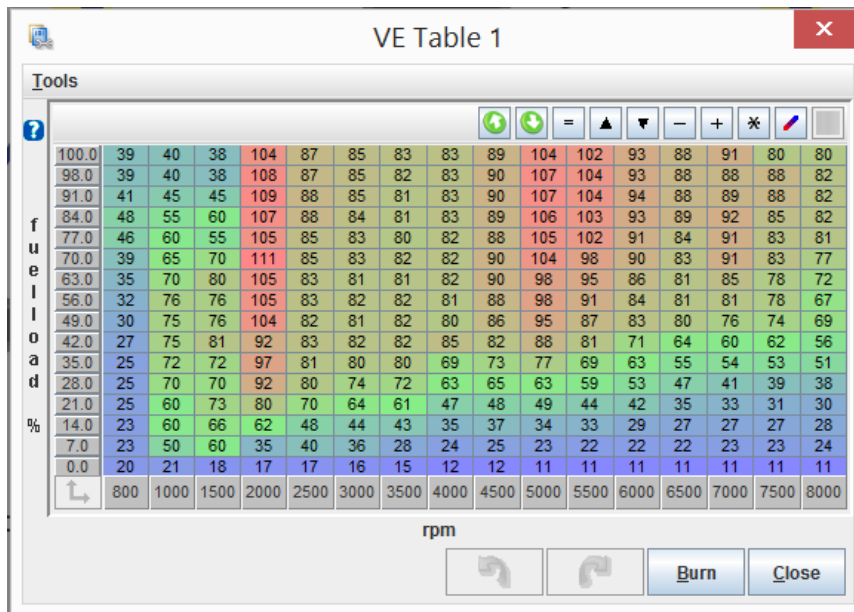


Figura 84 - Mapa de injeção do motor BMW K75

#### 4.4 Afinação do mapa de avanço de ignição

Tal como acontecia para a afinação do mapa de injeção, a afinação do mapa de avanço da ignição realiza-se com o motor a quente com temperatura no intervalo entre 80° - 100° (funcionamento normal do motor). Este mapa é afinado posteriormente ao mapa de injeção do motor, pois só é possível obter o avanço de ignição ideal quando a mistura se encontra nas condições de AFR desejadas. O motor original já estava afinado do ano anterior, no entanto, foi necessário afinar o motor sobre-expandido.

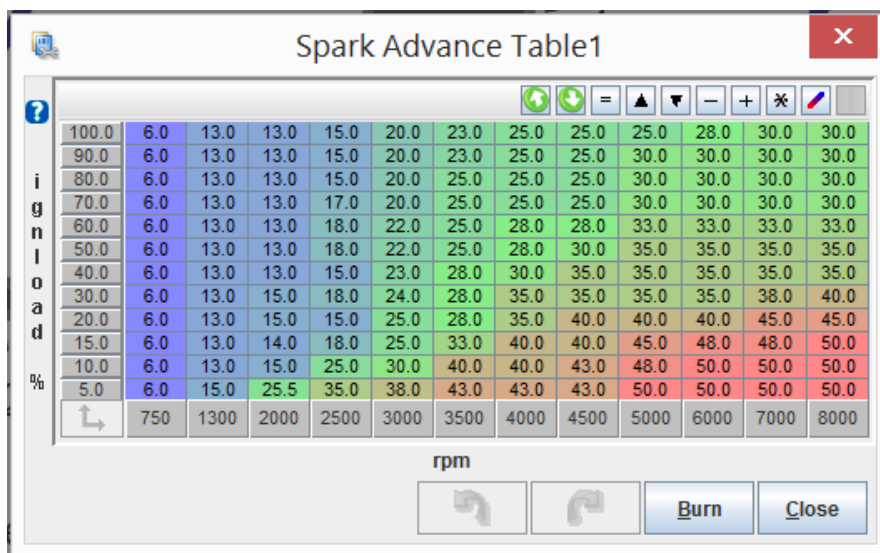


Figura 85 - Mapa de avanço de ignição do motor BMW K75

O valor ótimo para o avanço da ignição é aquele que corresponde ao binário máximo efetivo (MBT – *Maximum Brake Torque*). O que normalmente se pretende é que a ignição da vela se dê antes do PMS e a pressão máxima do ciclo se dê pouco depois do PMS (cerca de  $10^\circ$ ), já no curso descendente do pistão. Se a ignição for avançada até que o ponto de pressão máxima se aproxime do ponto ótimo (como se pode ver na Figura 86 a), irá haver um maior aproveitamento do aumento da pressão, resultando numa maior produção de trabalho no percurso descendente do pistão até ao PMI, o que, por sua vez, resulta na produção de um maior binário, atingindo assim o binário máximo (Figura 86 b).

Contudo, se o avanço da ignição for excessivo, ele irá resultar numa diminuição do binário do motor, e poderá provocar o aparecimento de *knock*. O facto de o ponto de pressão máxima se dar na subida do pistão irá fazer com que o pistão seja travado no seu percurso ascendente.

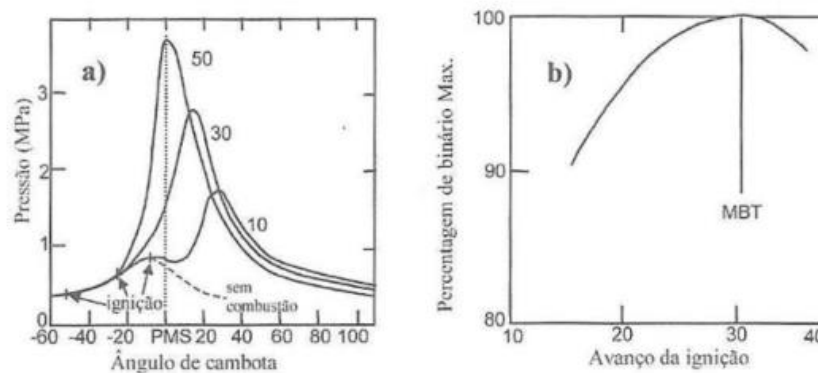


Figura 86 - a) Pressão no cilindro em função da posição do pistão para diferentes avanços de ignição b) Diminuição percentual do binário máximo com o avanço de ignição (adaptado de [1])

O método de afinação deste mapa é igual ao da afinação do mapa de injeção. Como se pode ver na Figura 85, o eixo das abcissas corresponde à velocidade de rotação do motor, o eixo das ordenadas corresponde à posição do acelerador, e cada célula do mapa corresponde ao avanço de ignição. Desta forma, para se proceder a afinação do mapa, coloca-se a posição do acelerador numa dada posição (correspondente à carga indicada em cada linha do mapa) e vai-se aumentando a velocidade do motor, parando em cada ponto do mapa para ajustar o valor do avanço de ignição desejado. De seguida, abre-se o acelerador para a linha seguinte e repete-se o processo. Entre cada alteração do avanço de ignição, espera-se alguns segundos para averiguar se o motor ganhou ou perdeu velocidade. No caso de o motor ter ganho velocidade, significa que ganhou binário, pois o binário produzido ultrapassou o binário resistente. Se perdeu velocidade, significa que o binário diminuiu e que o valor anterior era o valor ótimo de binário do motor. Para ajustar a velocidade, recorre-se ao auxílio das torneiras do freio para poder acelerar ou travar o motor.

### **Variação do avanço de ignição com a carga e da velocidade do motor**

Como pode ser visto pelo mapa da Figura 85, o avanço da ignição do motor aumenta com o aumento da velocidade e diminui com o aumento da carga do motor.

O aumento da velocidade de rotação do motor implica um aumento da velocidade de deslocamento dos pistões sendo que, a partir de uma dada velocidade, a combustão da mistura não consegue acompanhar a velocidade do pistão. Desta forma, quando a velocidade de rotação aumenta, é necessário que a faísca da vela se dê mais cedo para que a pressão máxima da combustão seja atingida no ponto ótimo (cerca de  $10^\circ$  após o PMS, condição para o binário máximo - MBT). Caso contrário, se o avanço da ignição não for compensado com o aumento da velocidade de rotação do motor, a combustão dá-se muito tarde, tornando-se até incompleta, resultando na perda de binário do motor.

O que acontece com o aumento da carga é algo diferente. Quando se aumenta a carga do motor, aumenta-se a entrada de ar, a injeção de combustível e, conseqüentemente, a pressão dentro da câmara de combustão. Uma vez que a pressão dentro da câmara de combustão aumenta, é necessário que a faísca se dê mais tarde, caso contrário a ignição da mistura inicia-se cedo demais, o que leva a que uma boa parte do aumento de pressão se dê antes do PMS e, conseqüentemente, haja perda de binário do motor e o possível aparecimento de *knock*.

Desta forma, quando a velocidade de rotação do motor aumenta é necessário aumentar o avanço da ignição para compensar o atraso da combustão. Porém, é necessário reduzir esse avanço na ignição quando o aumento da carga do motor por consequência do aumento de pressão na câmara de combustão.

### **4.5 Afinação da curva de enriquecimento a frio**

Quando o motor está frio, o combustível tem mais dificuldade em vaporizar-se, e tende a condensar nas paredes do cilindro, diminuindo a riqueza efetiva da mistura, o que pode levar a que o motor se desligue. Para contrariar esse efeito, aumenta-se a riqueza da mistura, tornando-a ligeiramente rica, aumentando a quantidade de combustível a ser injetado, melhorando, assim, a combustão durante a fase de aquecimento do motor.

Sendo assim, a curva de enriquecimento a frio serve como fator multiplicativo do mapa de injeção do motor. Isto significa que, até que o motor atinja a temperatura ideal de funcionamento ( $90^\circ\text{C}$ ), vai estar a injetar o produto do valor que a unidade de controlo lê no mapa de injeção com o valor que é indicado na curva de enriquecimento a frio (em percentagem).



Uma vez que a afinação da curva de enriquecimento a frio não influencia nos testes a serem realizados, esta não foi alterada (Figura 87).

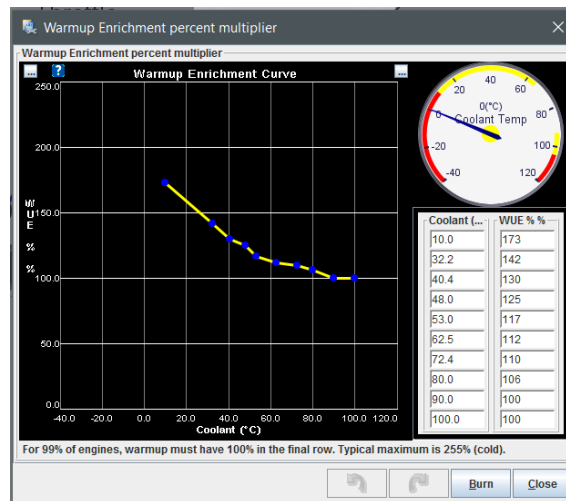


Figura 87 - Curva de enriquecimento a frio

Assim, para programar este enriquecimento (e seguindo os passos do trabalho transato) logo após ligar o motor, e de acordo com o valor de AFR lido no controlador da sonda lambda e com o “trabalhar” do motor, os valores da curva retiram-se da seguinte forma:

- Caso a mistura seja muito rica, baixa-se a percentagem de enriquecimento até uma mistura ligeiramente rica, que mantenha o funcionamento estável do motor;
- Caso a mistura seja pobre, o motor começa a “engasgar” e, então, compensa-se com um aumento da percentagem do enriquecimento, até atingir uma mistura ligeiramente rica e um funcionamento estável.

Este procedimento deve ser realizado várias vezes desde a temperatura ambiente até à temperatura de funcionamento do motor, com o acelerador pouco aberto e a baixa velocidade de rotação. A mistura deve ser afinada para ligeiramente rica com uma relação de AFR de 13 ou um coeficiente de excesso de ar  $\lambda=0,88$  [15].

#### 4.6 Afinação do mapa Cold Ignition Advance Offset

O *Cold Ignition Advance Offset* é um dos parâmetros essenciais de afinações que deve ser tido em conta quando se reprograma uma unidade de controlo. Tal como foi mencionado anteriormente, existe um mapa para o enriquecimento da mistura quando o motor está em aquecimento. Como tal, é necessário que o avanço de ignição se adapte à circunstância em causa. Desta forma, como existe uma

maior quantidade de combustível a ser injetado, é necessário que o avanço de ignição aumente. Conforme o motor vai aquecendo, a quantidade de gasolina a injetar vai diminuindo para o valor normal, levando a que haja também uma diminuição do avanço de ignição para o valor normal.

Para além de ser necessário aumentar o avanço de ignição por consequência do aumento da quantidade de combustível a ser injetado, com o aumento do avanço da ignição irá ser possível aumentar a pressão da combustão, diminuindo assim o tempo necessário para que o motor atinja a temperatura de funcionamento ideal ( $\approx 90^{\circ}\text{C}$ ).

O *Cold Ignition Advance* programado para o motor BMW K75 pode ser visto na Figura 88.

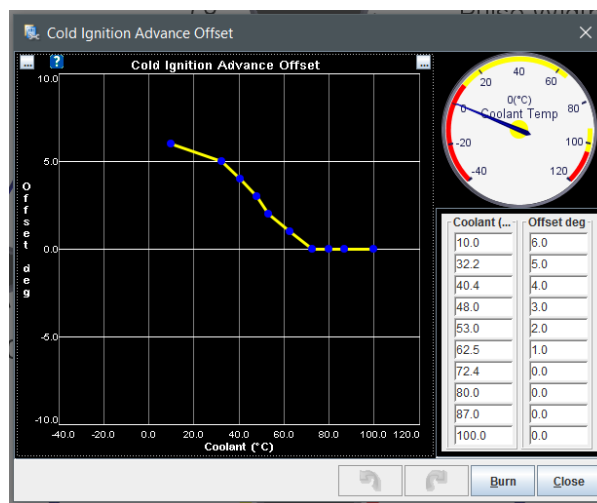


Figura 88 - Definições do Cold Ignition Advance Offset

#### 4.7 Medição do binário e consumos do motor

A leitura do binário do motor é obtida através do sinal enviado pela célula de carga fixada entre o suporte do freio e o próprio freio. O sinal enviado pela célula de carga é resultado da compressão a que está sujeita quando o motor é travado pelo binário resistente aplicado pelo freio. O consumo, como já foi referido anteriormente, foi medido com a utilização da balança KERN FCB 12K0.1B.

Para medição destes parâmetros foram realizados vários ensaios com o motor à sua temperatura ideal de funcionamento ( $80^{\circ}$  -  $100^{\circ}$  como já foi referido anteriormente). Os valores de binário e de consumo do motor foram registados para todos os pontos de funcionamento do motor. Estes pontos vão desde 10% da carga do motor até 100% de carga com intervalos de 10 em 10 (exceto os pontos: 0,8%, 1,6%, 3%, 5% 7% e 15% de acelerador do motor). No caso das velocidades, estas foram medidas de 500 em 500 rpm, começando às 2000 rpm até atingir as 7000 rpm. Abaixo das 2000 rpm não é possível estabilizar o motor pois a curva de binário do motor é superior à curva de binário do freio (Anexo II). Com

exceção a cargas inferiores a 7%, nesse caso, já é possível obter velocidades de rotação inferiores a 2000 rpm.

Para cada ponto, de forma a obter um valor coerente do consumo e do binário, era necessário estabilizar o motor durante algum tempo. O tempo de cada ensaio é de 30 s, utilizando apenas no tratamento de dados 20 s desse ensaio (por motivos de oscilação do motor no início e final de teste quando se trava o motor), servindo ainda para obter o declive da reta de consumo do motor. Uma vez que não existe nenhum sensor de conta rotações do motor que envie a informação para algum dos programas utilizados para a medição dos dados, a velocidade de rotação é estabilizada pela leitura do velocímetro no TunerStudio e, após realizar os 30 s de teste, anota-se a que velocidade estava o motor. Os testes são realizados num intervalo de  $\pm 50$  rpm de cada velocidade lida no *software*.

#### 4.8 Tratamento dos dados

Como já foi referido anteriormente, foram utilizados dois programas para fazer a aquisição dos dados a serem tratados. Do programa PowerLogger foram recolhidos os valores de binário que, posteriormente, eram gravados num ficheiro de texto em modo *RAW*. Mais tarde, esses valores eram exportados para um ficheiro Excel onde esses valores de *RAW* de Bits eram convertidos para os valores reais do binário do motor, utilizando as resoluções de conversão ADC e as curvas de calibração de cada sensor. Os dados do combustível foram gravados por outro programa num ficheiro de texto, e exportados para um ficheiro Excel para serem tratados.

Apesar da frequência de medição de cada programa ser diferente, os ficheiros apresentavam a hora de cada ensaio, o que permitiu fazer um sincronismo entre os dados de uma maneira mais simples. Cada ensaio teve um tempo de duração de 30 s, porém foram aproveitados 20 s desse ensaio. Desta forma, foi necessário sincronizar os 20 s do freio com os 20 s da balança, sendo que os restantes dados eram apagados.

Para se calcular a massa de combustível consumido em cada ensaio, desenha-se um gráfico de peso do combustível-tempo para retirar a reta de consumo do teste. Após retirar a reta de consumo, calcula-se o consumo do teste a partir da equação da reta (diferença entre a massa no início do teste e a massa no final do teste). Os gráficos de consumo estão todos feitos para o caudal mássico obtido ao longo de 20 s ( $\text{g}/20\text{s}$ ). Contudo, se se dividir o consumo do teste por 20, é possível obter o caudal mássico ( $\dot{m}_f$ ) em  $\text{g}/\text{s}$ . Como o valor de binário não é constante (derivado da resolução da aquisição do sinal da célula de carga ser muito elevada, pelo ruído do sinal e pelas próprias variações no

funcionamento do motor) foi determinado o valor médio do binário (B) do motor em cada ensaio. Tendo em conta as equações apresentadas anteriormente, a partir do valor de binário e da velocidade de rotação do motor (N) calculou-se a potência útil do motor ( $\dot{W}$ ). De seguida, o rendimento total ( $\eta_t$ ), a energia útil ( $E_{\text{útil}}$ ) e o consumo específico ( $C_s$ ) foram calculados sabendo o poder calorífico da gasolina I.O. 98 (44 MJ/kg)

De seguida, apresentam-se algumas das equações que foram utilizadas para o tratamento dos dados em Excel:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f Q_{pi}} \times 100 \quad (34)$$

$$E_{\text{útil}} = \dot{W} \times h = \text{kW} \times \frac{20\text{seg}}{3600} = [\text{kWh}] \quad (35)$$

$$C_s = \frac{m}{E_{\text{útil}}} = \left[ \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (36)$$

## 5. PROBLEMAS E SOLUÇÕES ENCONTRADAS

Parte do tempo deste projeto foi dedicado a problemas inesperados que foram surgindo e cuja resolução representou, desta forma, a maior componente prática do projeto. Neste capítulo estão descritos quais foram estes problemas e a forma como foram ultrapassados. A falta de tempo para todas as combinações do estudo do ciclo Miller deve-se a este tipo de percalços que, apesar de muitas vezes não serem difíceis de resolver, ocuparam muito tempo para a sua resolução (como a espera para a chegada de peças, entre outros).

A apresentação destes problemas como um capítulo da dissertação advém da necessidade de informar o leitor quais as causas e soluções de alguns problemas que vinham desde o início do projeto, assim como a necessidade de apresentar alguns processos que devem ser tidos em conta aquando das próximas alterações a efetuar no motor.

Estes problemas são apresentados por ordem cronológica do seu aparecimento e resolução.

### 5.1 Ausência total de ignição no 2º cilindro

#### Problema

O motor BMW K75 sempre teve alguns problemas de ignição. Em algumas ocasiões, o problema estava relacionado com o sincronismo, sendo que em outras se verificava nos componentes eletrónicos que, com o tempo ou o esforço excessivo a que estavam sujeitos devido às várias repetições de tentativa de funcionamento, apresentavam avarias. Inicialmente, quando o projeto começou, não existia ignição no segundo cilindro. O problema não poderia ser das velas, uma vez que estas tinham sido colocadas há pouco tempo. Após a tentativa de funcionamento do motor, a vela encharcava e, depois de a limpar, continuava sem existir ignição no cilindro. Como não existiam problemas mecânicos, as bobines estavam a funcionar e toda a cablagem estava em bom estado, concluindo-se que o problema advinha do IGBT da ignição. Já não era a primeira vez neste projeto que tal situação acontecia e, como tal, seria necessário trocar o IGBT correspondente à ignição do segundo cilindro (Figura 89).

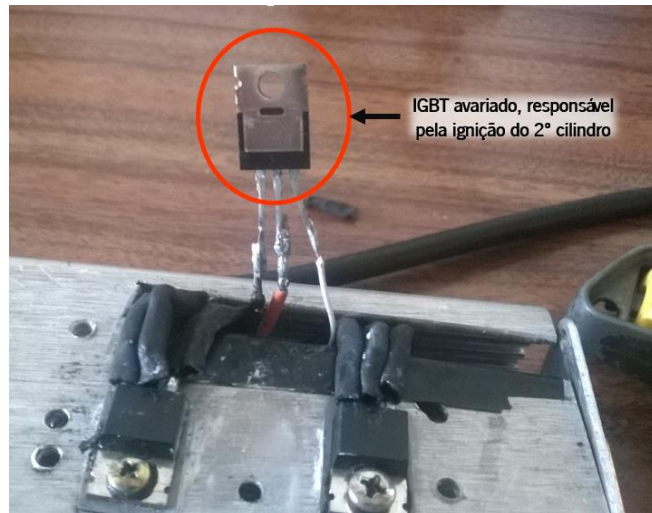


Figura 89 - IGBT avariado, responsável pela ignição do 2º cilindro

### Solução

O IGBT que foi colocado foi um igual ao anterior, com a referência IRGB14C40LPbF. Este IGBT apresenta uma corrente máxima em condução contínua entre o coletor e o emissor de 20 A com o componente a uma temperatura de 25°C. O motivo pelo qual eles foram colocados por fora da MegaSquirt II V3.0 foi para não sobreaquecerem. Uma vez que a corrente que passa sobre eles é elevada, caso não tivessem uma grande área para a transferência de calor, iriam sobreaquecer, danificando-se. Após a instalação do novo IGBT, foi realizado um teste de continuidade com o multímetro para garantir que não existia contacto entre o componente e a unidade de controlo (caso existisse significava que o componente não estava bem isolado dando-se um curto circuito entre o componente e a massa da unidade de controlo). Com o teste, foi possível verificar que existia contacto, o que poderia ter sido uma das causas da avaria do antigo IGBT. Desta forma, foi colocada uma nova manga retrátil e uma nova porca para o parafuso de ligação do componente com a unidade de controlo.

Após todo este processo, foi verificada mais uma vez a continuidade em todos os IGBT, concluindo-se que todos estavam bem isolados e que a unidade de controlo estava pronta para ser testada novamente.



Figura 90 - IGBT após teste de funcionamento e de continuidade com a massa

## 5.2 Avaria constante da vela do 2º cilindro

### Problema

Quando se deu o início do trabalho, o motor apresentava alguns problemas na ignição no 2º cilindro. Inicialmente, pensava-se que era problema do IGBT da ignição do 2º cilindro (como foi mostrado anteriormente). No entanto, o problema na ignição não cessou de existir. O procedimento que se seguia para que o cilindro funcionasse era retirar a vela, limpá-la, e voltar a colocá-la. Após alguns ciclos do motor, a vela encharcava novamente e era necessário repetir o procedimento anterior. Pensado que o problema seria da vela, trocou-se a mesma por uma nova e, após alguns ciclos, esta deixou de funcionar, apresentado um aspeto diferente das velas dos outros cilindros (esta vela apresentava um lubrificante na sua ponta, o que não deveria acontecer pois depois da combustão a vela fica seca e escura). Assim, assumiu-se que o problema poderia não estar na vela mas sim na própria câmara de combustão.

Sendo assim, o procedimento que se realizou para ver se existia algum fluido a entrar na câmara de combustão passou por retirar a vela do 2º cilindro e pôr o motor em funcionamento. Desta forma, tudo o que se encontrava dentro da câmara de combustão era expulso para o exterior. Quando se colocou o motor a funcionar, colocou-se, ao mesmo tempo, um pano branco sobre o furo. Assim, tudo o que saísse de dentro da câmara de combustão iria manchar o pano.

Após algum tempo notou-se que o pano estava preto (Figura 91), concluindo assim que havia presença de óleo na câmara de combustão aquando da combustão. Quando o óleo está presente numa câmara de combustão, este cobrava a vela e impedia-a de gerar a sua faísca, o que impossibilitava a combustão.



Figura 91 - Pano manchado com óleo presente no 2º cilindro

Quando se desmontou a culassa do motor foi notável a diferença entre a câmara de combustão do 2º cilindro com os restantes cilindros. É possível ver na Figura 92 a diferença entre as câmaras.

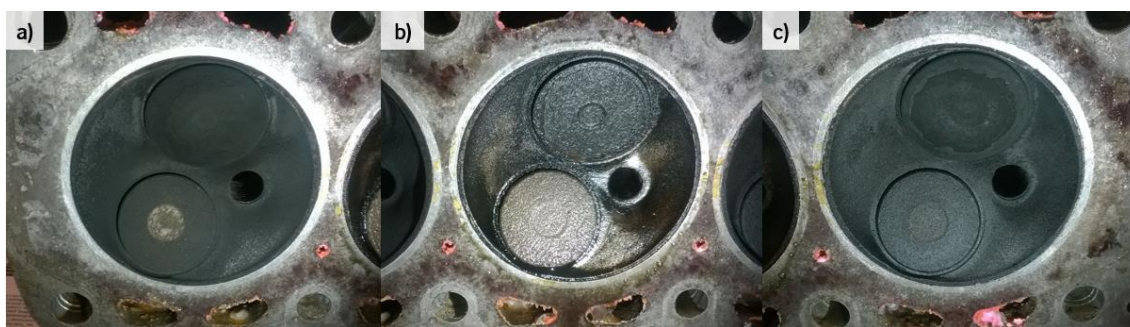


Figura 92 - a) Câmara de combustão do 1º cilindro; b) Câmara de combustão do 2º cilindro; c) Câmara de combustão do 3º cilindro

Como é possível comprovar pela figura anterior, as câmaras do 1º e 3º cilindro apresentam-se secas e carbonizadas, o que prova que o fenómeno de combustão ocorria naturalmente, enquanto na câmara do 2º cilindro esta encontrava-se impregnada de um fluido escuro, o que indicava a existência de óleo na câmara e, por isso, a não combustão neste cilindro. Desta forma, foi possível comprovar realmente que a ideia de que existia óleo na câmara de combustão.

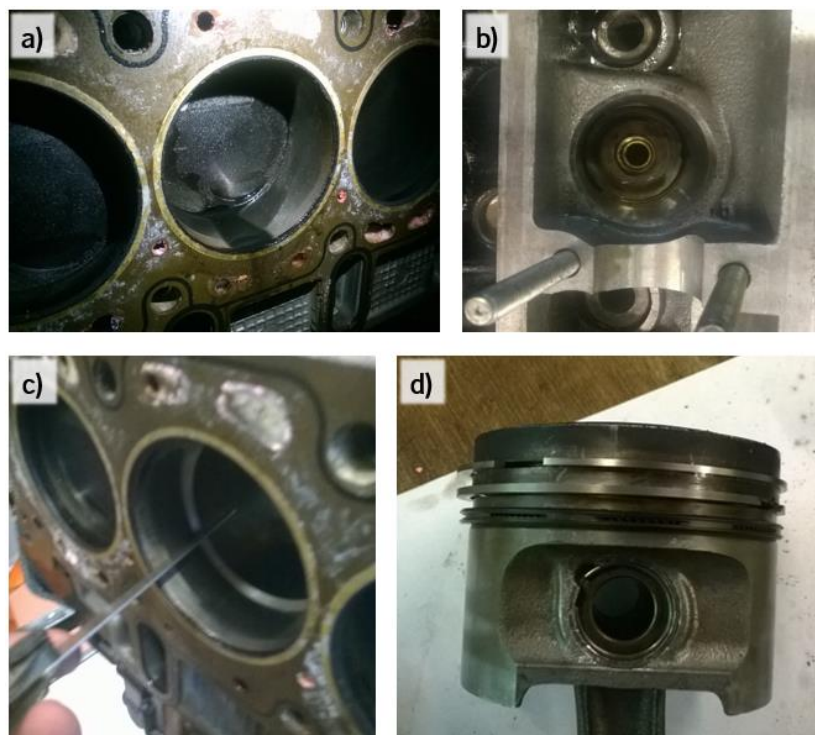
### Solução

A solução encontrada para tal problema foi trocar os segmentos do 2º pistão, assim como o vedante da válvula de admissão, pois eram os dois locais por onde poderia existir uma fuga de óleo (pelo cárter, através da parte inferior do pistão, daí se trocarem os segmentos, ou pela culassa, daí se trocar o vedante da válvula de admissão).



Para saber como desmontar/montar o motor BMW K75, basta ir ao Capítulo 7 desta dissertação de forma a saber os passos a seguir, e também abrir no Apêndice VII para saber os binários de aperto dos parafusos do motor.

Na figura seguinte, é possível visualizar uma montagem com várias imagens daquilo que foi a substituição dos segmentos, da presença de óleo no cilindro, e ainda a substituição do vedante.



**Figura 93 - a) Presença de óleo no 2º cilindro b) Substituição do vedante da válvula de admissão c) Medição da folga dos segmentos d) Novos segmentos colocados no pistão**

Desmontado o pistão, foi possível verificar que os segmentos não estavam nas suas condições ideais. Para medir a folga presente nos segmentos, estes foram colocados dentro da câmara de combustão com a ajuda da cabeça do pistão e com um instrumento de medição (passa-não-passa) verificando-se qual era a folga presente em cada segmento.

Após a medição concluiu-se o seguinte:

- 1º Segmento: Apresentava uma folga de 1,15 mm;
- 2º Segmento: Apresentava uma folga de 0.5 mm;
- 3º Segmento: Apresentava uma folga de 1,15 mm.

Pode concluir-se que tanto o primeiro como o terceiro segmento apresentavam uma folga suficiente para que o óleo atravessasse para a câmara de combustão. Após alterados os segmentos, foi possível reduzir 0,65 mm à folga dos segmentos, ficando assim todos com uma folga de 0,5 mm.

Passado todo este processo, e montado o motor, foi possível corrigir este problema e colocar o motor no seu funcionamento normal. Assim, o motor estava pronto para a realização dos testes e, posteriormente, para a sua alteração.

### 5.3 Falha de funcionamento, Falta de faísca

#### Problema

Uma vez em funcionamento, o motor começou a dar indícios de falha de funcionamento. Começou a fazer um barulho e um trabalhar diferente do normal. Notou-se pelo escape do segundo cilindro que não estava a existir combustão neste cilindro. Posteriormente, foi confirmado pelo estroboscópio que não existia faísca na vela. Toda cablagem estava em condições e, depois de se retirar, limpar e colocar novamente a vela (pois tinha encharcado) o problema persistia. Foram retiradas as bobines para medir a sua indutância, sendo esses valores mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 - Indutância das bobines originais

Bobine (cilindro)	Indutância [H]
1	4,15
2	2,6
3	4,2

Depois de analisados estes valores, foi possível concluir que existia um problema com a bobine responsável pela ignição no segundo cilindro. O que se veio a verificar mais tarde foi que, ao colocar as bobines no seu respetivo sítio de funcionamento, a bobine responsável pela ignição no segundo cilindro apresentava um rasgo. Desta forma, foi descoberto qual o problema que estava associado ao mau funcionamento do motor.

É possível ver pela Figura 94 qual o estado da bobine quando foi descoberta a sua avaria.



Figura 94 - Bobine danificada

### Solução

A solução passaria por adquirir uma bobine igual, ou então uma nova de algum veículo de funcionamento por distribuidor. Uma vez que todo o sistema de funcionamento do motor foi criado por alunos de dissertações de mestrado realizadas no laboratório, não haveria problema de adquirir uma bobine qualquer, pois, posteriormente, seria adaptada ao funcionamento desejado. Desta forma, foi adquirida uma bobine da Bosch com o número de série 12131247281 [58], originária de um motor de um BMW 318i. Esta bobine contém 6 pontos que correspondem à ligação à terra, à sua alimentação, e as 4 restantes correspondem a cada um dos pinos responsáveis pela faísca. Como não foi possível encontrar nenhum *datasheet* desta bobine, utilizou-se o multímetro para determinar a quais dos pinos correspondiam as bobines, a ligação à terra e a alimentação. Após alguns testes, foi possível determinar o que representava cada pino. Porém, faltava ainda saber que pinos representavam cada bobine. Desta forma, foi montada uma pequena instalação (Figura 95) para determinar a que pino correspondia cada bobine.



Figura 95 - Instalação experimental para determinar os pinos representativos de cada bobine

Depois de ter todos os dados para fazer a ligação da nova bobine ao sistema elétrico, e dado que existiam quatro bobines, mediu-se a sua resistência de forma a ver as que estavam em melhores condições para serem utilizadas (quanto maior a resistência melhor é a bobine). Posteriormente, foi feito um novo esquema de cores para a ligação da bobine no sistema elétrico do motor. Na Figura 96, juntamente com a Tabela 6 é possível ver a legenda da nova bobine.

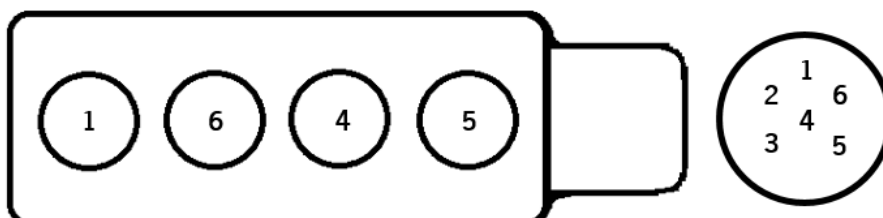


Figura 96 - Esquema e legendagem da nova bobine

Tabela 6 - Legendagem dos pinos com a marcação das cores dos fios

Pino	Cor	Ligação
1	Azul	Cilindro 1
2	Vermelho	Alimentação
3	Preto	Terra ( <i>ground</i> )
4	Laranja	Cilindro 3
5	Cinzentos	Livre
6	Amarelo	Cilindro 2

Na Figura 97 é possível ver a instalação da nova bobine no motor.

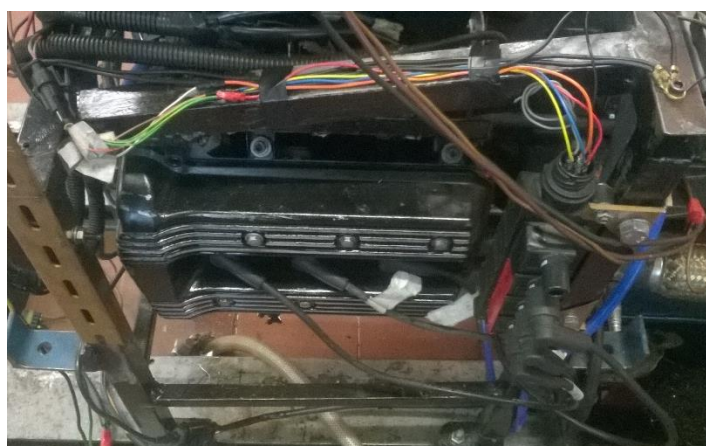


Figura 97 - Instalação da nova bobine

## 5.4 Fugas de óleo constantes

### Problema

O motor BMW K75 apresentou problemas de fugas de óleo desde o momento em que foi utilizado neste projeto. Era possível ver fugas de óleo pelo cárter, pelas juntas que não contêm juntas de borracha apenas levam uma cola de junta, e até mesmo na cabeça do motor eram notórias as fugas de óleo. Quanto maior fosse o regime de funcionamento do motor (mais carga e mais rotação) maior era o fluxo de óleo que vazava do motor. Aquando da realização dos ensaios, após a realização de um ensaio que implicasse maior carga ou elevada velocidade, era necessário repousar o motor e esperar que este arrefecesse para verificar se os níveis de óleo estavam na gama de funcionamento ideal. Caso isto não se verificasse, era necessário repor o nível de óleo para um funcionamento ideal. No caso da fuga apresentada na tampa da culassa (como é possível ver pela Figura 98) esta devia-se ao facto de um dos parafusos apresentar uma rosca danificada, não sendo possível apertar com o binário de aperto indicado pelo fabricante. Neste caso, como a rosca do parafuso estava danificada, e dado que existia uma pequena folga, este pequeno furo representava um dos pontos de fuga do óleo.

Com a ajuda do investigador do laboratório de motores Sérgio Marques, reparou-se que o respiro do cárter estava tapado. Sendo assim, até aquele momento, funcionava como uma “bomba”, com o óleo a circular a alta pressão. Estas pequenas fugas serviam como “respiro” do motor, caso contrário poderiam ter existido grandes danos no motor devido a este pequeno descuido que se prolongava há alguns anos.



Figura 98 - Fuga de óleo na cabeça do motor

### Solução

A solução para o problema foi abrir o respiro do cárter e criar um pequeno depósito onde os condensados pudessem ser depositados e o resto do ar pudesse circular para a atmosfera. Desta forma, num pequeno recipiente foram feitos dois furos, um na tampa do recipiente para que os condensados

pudessem ser retirados esvaziando o pequeno recipiente, e um numa das laterais do recipiente para que o ar circulasse para a atmosfera. Para isso, foram desbastados dois parafusos, um M10 para a tampa, e um M8 para a lateral, com um furo passante M6 em ambos os parafusos. Desta forma, foi possível prender a mangueira do respiro ao parafuso da tampa do depósito para encaminhar os gases para dentro do depósito, e outra pequena mangueira colocada no outro parafuso para encaminhar os gases para o exterior.

Na Figura 99 a) é possível ver o resultado final deste pequeno depósito, e na Figura 99 b) é possível ver um pequeno esquema ilustrativo do mesmo depósito, apenas para ter uma ideia do resultado final no interior do depósito.

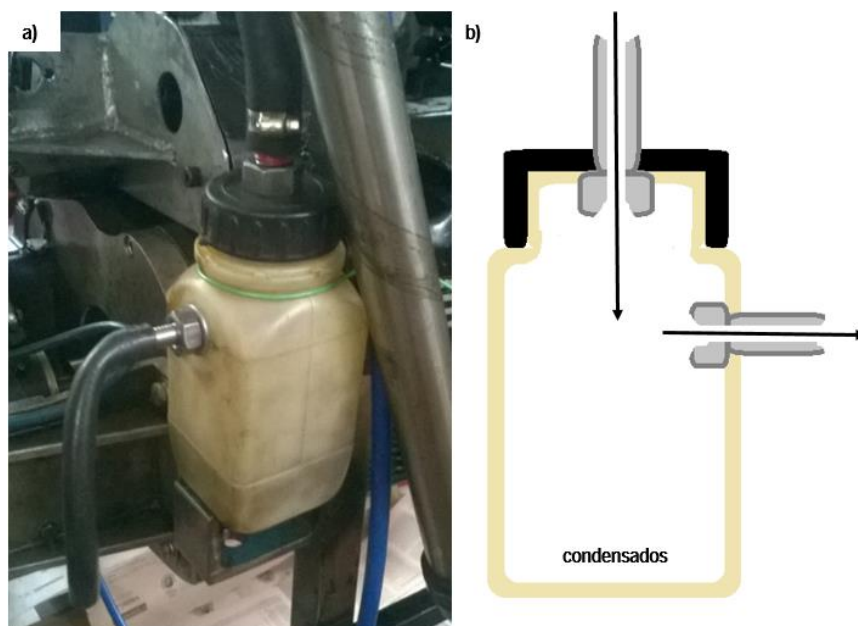


Figura 99 - Depósito do respiro do cárter a) real; b) ilustrativo

## 5.5 Consequências do rebaixamento do bloco

### Problema

O motor BMW K75 tem uma característica muito própria: contém uma tampa lateral que vai desde o final do bloco do motor até à tampa da culassa. Esta tampa existe para cobrir a corrente de distribuição do motor que liga a cambota às árvores de cames.

Desta forma, com o rebaixamento do bloco e com a substituição da junta da culassa, tanto os parafusos de união da culassa com esta tampa lateral como a tampa da culassa sobre a culassa estariam desfasados. Este desfasamento é diretamente proporcional ao rebaixamento efetuado no bloco do motor (sendo o pior cenário o máximo de rebaixamento que foi de 3,5 mm).

Este é um problema que não podia ficar por resolver, sendo necessário encontrar uma solução que pudesse ser implementada para cada rebaixamento. Uma má resolução deste problema poderia levar a que houvesse uma má vedação das tampas do motor, implicando perda de óleo por parte do mesmo. Como consequência deste problema, os componentes que exigissem uma melhor lubrificação poderiam sair danificados.

Na Figura 100 é possível visualizar o desfasamento existente nos componentes do motor aquando do rebaixamento de 3,5 mm.

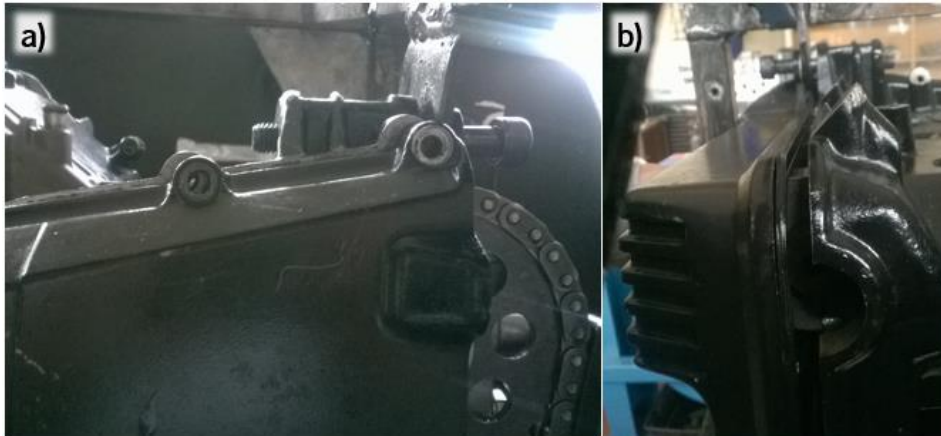


Figura 100 - a) Desfasamento dos furos da tampa lateral com a culassa b) Desfasamento entre a culassa e a tampa da culassa

### Solução

Visto que existiam dois problemas provenientes da mesma causa, foi necessário encontrar uma solução para cada uma das situações.

Para resolver o problema do desfasamento dos furos, a melhor solução encontrada foi criar um furo ovalizado que servisse para dar o aperto necessário aos parafusos para qualquer rebaixamento do motor. Desta forma, criou-se em redor do furo existente uma parede de epóxi, deixou-se secar, e posteriormente, com a ajuda do técnico das oficinas, fez-se o furo na fresadora. Este furo como inicialmente não apresentava rosca, não seria importante assumir uma forma redonda. A parede que foi criada apenas serviria de batente para o parafuso dar o aperto necessário para vedar o motor. O binário de aperto dos parafusos que foram colocados nestes novos furos não era o binário de aperto do fabricante. Isso devia-se ao facto da epóxi, sendo um material pouco resistente e frágil, poder partir caso fosse sujeita a demasiado aperto. Desta forma, o melhor a fazer seria apertar lentamente o parafuso até sentir a ferramenta a fazer algum esforço e, assim que a ferramenta de aperto estivesse num pouco de esforço, parava-se para que a epóxi não se danificasse. O resto do isolamento foi feito com cola de junta,

aplicando de uma forma bem generosa, para ter a certeza que não existiria qualquer tipo de fuga naquela zona.

A Figura 101 mostra uma montagem de algumas fotos que foram tiradas ao longo do processo de enchimento e de furação da epóxi para solucionar o problema que foi encontrado.



Figura 101 - a) Preparação do molde para adicionar a epóxi b) Enchimento dos moldes com epóxi c) Fresagem da epóxi d) Produto final

Aquando da resolução deste problema, procedeu-se à procura de uma solução para o problema da folga na tampa da culassa. A melhor solução para esta situação foi desenvolver uma junta em cortiça para compensar o espaço que estava livre.

Sendo assim, digitalizou-se a tampa da junta da culassa, importando-se a imagem para o SolidWorks onde foi modelada uma junta a ser produzida posteriormente. Como esta folga existente na tampa era diferente para cada rebaixamento, foram mandadas produzir três juntas em cortiça, uma para cada rebaixamento.

Estas juntas apresentavam uma sobre-espessura de 0,5 mm para a cortiça ceder aquando do aperto dos parafusos da tampa da culassa. Além disso, a junta apresentava também umas reentrâncias para a sua melhor fixação na tampa. Para garantir que a junta não se iria deslocar com o funcionamento do motor foi colocada cola de junta ao seu redor garantindo assim melhor fixação e vedação dos componentes.

Com esta solução foi possível resolver o segundo problema que tinha sido encontrado. Na Figura 102 é possível ver uma montagem de fotos com a sequência de passos que foram tomados para resolver o problema.



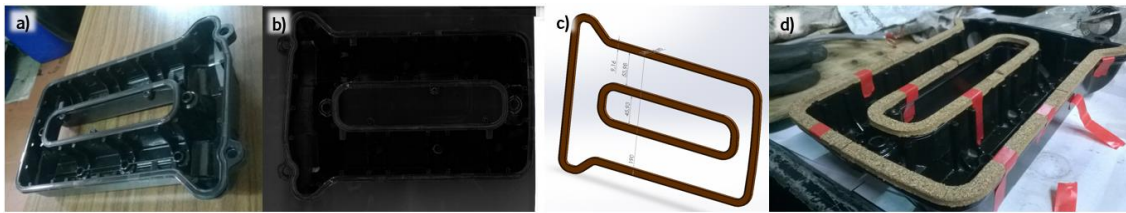


Figura 102 - a) Limpeza da tampa da culassa; b) Digitalização da tampa; c) Modelação da junta em cortiça no SolidWorks; d) Produto final

As soluções tomadas servem para todos os rebaixamentos pretendidos para o projeto, não comprometendo o trabalho dos próximos investigadores que seguirão com o projeto do motor BMW K75.

## 5.6 Perda de pressão para o sistema de arrefecimento

### Problema

Após as alterações efetuadas no motor BMW K75, o motor foi montado com os novos componentes (junta da culassa, árvore de cames, entre outros) e, posteriormente, testado para averiguar se estava em bom funcionamento.

Após isto, quando o motor estava a ser aquecido para reprogramar a unidade de controlo, a água que o sistema de arrefecimento continha começou a espirrar pelo vaso de expansão. Enquanto isto, sentia-se um borbulhar no tubo do sistema de arrefecimento que se encontra entre o permutador do líquido de arrefecimento e a saída do motor. Para ter a certeza que o sensor de temperatura da água estava bem calibrado, e para garantir que o sucedido não advinha da ebulição da água, logo após este acontecimento foi medido com um termopar a temperatura da água a qual apresentava uma temperatura a rondar os 40°-50°C, apenas. Sendo assim, sabendo que a temperatura da água aquando do derrame era inferior a metade do seu ponto de ebulição, e que apenas um dos tubos do sistema de arrefecimento apresentava borbulhar (o tubo da saída de líquido de arrefecimento do motor), chegou-se à conclusão de que o problema vinha da junta da culassa, que estaria a perder pressão de dentro da câmara de combustão para o sistema de arrefecimento.

Por norma, a pressão cai sempre do maior ponto de pressão para o menor; sendo assim, se a junta da culassa estiver danificada ou não estiver a vedar nas devidas condições, a pressão que está nos cilindros passa para o sistema de arrefecimento do motor. Quando este tiver pressão suficiente, a pressão passa para o sistema de lubrificação do motor, misturando assim o líquido de arrefecimento com o óleo, obtendo uma espécie de gosma viscosa.

Eventualmente se o motor estiver a trabalhar a elevadas temperaturas, este até pode sobreaquecer mas o óleo não irá conter vestígios de líquido de arrefecimento. Quando o óleo está bem quente, a sua temperatura é demasiado elevada, fazendo com que o líquido de arrefecimento entre em ebulição, desaparecendo. Este facto explica também o porquê de nos motores a gasolina, quando há passagem de gasolina para o sistema de lubrificação, não sejam encontrados partículas de gasolina misturadas com o óleo, pois, com o aumento da temperatura, a gasolina evapora-se.

Após repousar o motor, foi retirado o óleo que este continha para averiguar se havia passagem de líquido de arrefecimento para o sistema de lubrificação. Como pode ser visto na Figura 103, o óleo apresentava uma cor acinzentada sendo este fluido uma espécie de gosma, consequência da mistura do líquido de arrefecimento com o óleo.



Figura 103 - Óleo retirado após o problema da junta da culassa

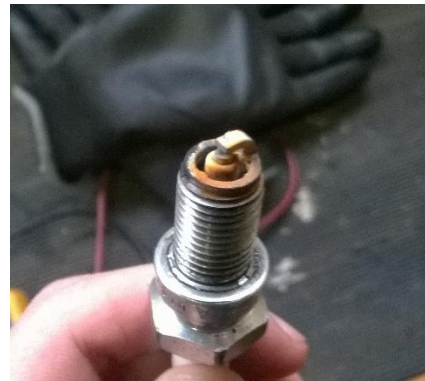


Figura 104 - Vela danificada pelo líquido de arrefecimento

Para averiguar qual o dano causado por esta passagem através da junta da culassa, após retirar o óleo do motor foi desmontada a culassa. Ao fazê-lo, uma quantidade de água caiu dos cilindros. Pelas figuras apresentadas seguidamente, é possível ver que num dos cilindros (2º cilindro) o nível de água chegava até à vela. A maior quantidade de líquido deveria ter entrado nos cilindros aquando do repouso do motor, caso contrário, com tanta quantidade de líquido o motor não seria sequer capaz de trabalhar. Porém, atendendo novamente à elevada quantidade de líquido presente nos cilindros, parte deste poderia estar a evaporar aquando da combustão (consequência da elevada temperatura da combustão) mas a outra parte deveria estar a repousar nos cilindros ou então a sair pelo escape. A quantidade de líquido era demasiado elevada para o motor o conseguir evaporar na totalidade com a combustão.



Figura 105 - Cilindros após a descoberta do problema da junta da culassa (do primeiro para o terceiro, da esquerda para a direita, respectivamente)

Sendo este o problema mais severo que apareceu até ao final do projeto, foi necessário pensar numa solução robusta para que este mesmo problema não voltasse a acontecer, dado que cada vez que este problema se verificar, danifica-se o motor por má manutenção do mesmo, e dispendem-se demasiados recursos na compra de novos lubrificantes. Esta necessitaria de ser uma solução que, para além de ser eficaz, teria de ser versátil para qualquer junta da culassa que se irá utilizar para o projeto do range extender no futuro.

### Solução

Face ao problema encontrado, a solução passou por selecionar um tratamento térmico para as juntas produzidas de forma a amolecê-las, colocar cola de junta no rebordo e nos canais de arrefecimento e lubrificação da junta da culassa (em ambos os lados) e ainda colocar cola de rosca em redor dos furos dos cilindros e ao redor das câmaras de combustão na culassa.

Neste caso, o passo mais importante foi definir um tratamento térmico favorável ao objetivo a atingir, sem que se prejudicasse o material e as suas características. Como foi dito anteriormente, as juntas que foram produzidas, já em anos anteriores, são juntas de latão. Desta forma, sabendo que o latão funde por volta dos 900°C, o tratamento que foi escolhido para este processo consistiu em elevar a peça a uma temperatura de 450°C, manter a peça a esta temperatura por período de duas horas, para garantir a uniformidade do tratamento em toda a peça, e arrefecer no forno em um grau por minuto até atingir a temperatura ambiente. A melhor forma de se fazer este tratamento seria retirar a composição química da peça, encontrar um diagrama de fases para esse material e, por último, achar as temperaturas e períodos de tempo ideais para o objetivo pretendido. Como todo o processo seria muito moroso, a melhor solução passou por efetuar um tratamento com temperaturas e períodos de tempo comuns à maioria das ligas de latão e bronze. Para acelerar o processo este tratamento foi

realizado nos laboratórios da Universidade do Minho, com a ajuda do técnico do laboratório de materiais.

Na Figura 106 pode ser vista uma imagem de duas juntas no forno prontas para o tratamento térmico.

Para garantir que o bronze foi amolecido, foi efetuado um teste de dureza Rockwell B (HRB) antes e depois do tratamento. Este ensaio consiste em colocar a peça numa máquina destinada para o ensaio de dureza de Rockwell, e, nesta máquina, sujeitar a peça a uma força de 100 kgf entre uma base plana e um penetrador com uma esfera de aço de elevada dureza com um diâmetro de 1/16" [59]. Após sujeitar a peça a esta carga durante alguns segundos, eleva-se o penetrador e no ilustrador da máquina serão visíveis os resultados da dureza numa ordem de grandeza de HRB.



Figura 106 - Juntas da culassa no forno, preparadas para o tratamento térmico

Os resultados do teste de dureza podem ser vistos na Tabela 7:

Tabela 7 - Resultados do ensaio de dureza das juntas da culassa

Ensaio [n°]	Antes do tratamento	Após o tratamento
	[HRB]	[HRB]
1	49,5	17,5
2	49	16
3	48	17

Após estes resultados, foi possível concluir que o objetivo foi alcançado, reduzindo a dureza das juntas da culassa para menos de metade da dureza inicial.

Na Figura 107 é possível ver uma imagem da junta de 0,5 mm após o tratamento térmico. Como é possível ver na imagem, a junta reagiu ao tratamento de tal forma que a cor do latão mudou, vendo-se uma graduação de cores consequência do tratamento térmico sofrido.



Figura 107 - Junta da culassa de 0,5 mm após o tratamento térmico

Para completar o processo foi, ainda, colocada cola de juntas na junta da culassa e cola de rosca no bloco do motor e na culassa.

A cola de juntas é uma REINZOSIL, serve como vedante, aguenta com temperaturas a rondar os 300°C, é permeável e impede qualquer tipo de fugas, seja de gases ou de líquidos. Desta forma, selecionou-se esta cola para ser colocada (tal como foi referido anteriormente) em redor das condutas de líquido de arrefecimento e do óleo da junta da culassa (em ambos os lados). É possível ver na Figura 109, como foi aplicada a cola de juntas na junta da culassa de espessura de 0,5 mm. Além de ser utilizada na junta da culassa, esta cola foi aplicada nas tampas do motor, de forma a se obter uma melhor vedação. Para saber mais sobre esta cola é possível consultar o seu catálogo no Anexo III.



Figura 108 - Cola de junta e cola de rosca utilizadas



Figura 109 - Colocação da junta de cola na junta da culassa de 0,5 mm

A cola de rosca é uma VEDOX, é outro tipo de cola utilizada como vedante. Esta apresenta pequenos grãos que lhe conferem uma maior impermeabilidade a líquidos e é, normalmente, utilizada em torneiras e canalizações. Apesar de ser uma cola que não aguenta com grandes temperaturas (resiste até cerca de 150°C) as paredes dos cilindros nunca irão atingir tais temperaturas. Os gases de escape irão. Porém, as paredes dos cilindros do motor irão permanecer mais frias. Nas Figuras: Figura 110 e Figura 111 é possível ver a aplicação da cola de juntas no bloco do motor, e na culassa. Para saber mais sobre a cola de rosca utilizada é possível encontrar o catálogo da mesma no Anexo IV.



Figura 110 - Colocação da cola de rosca na culassa



Figura 111 - Colocação de cola de rosca no bloco do motor

Após todos estes processos o motor foi montado e posto a trabalhar. Deixou-se o motor trabalhar durante algum tempo e retirou-se o óleo que estava dentro. Dado que este novo óleo já não apresentava vestígios de líquido de arrefecimento, colocou-se, então, novamente o óleo e testou-se mais uma vez o motor. Passado uma hora de trabalho do motor, variando cargas e rotações, este não apresentou qualquer tipo de anomalia, concluindo-se assim que o objetivo foi cumprido e o problema corrigido. Sendo assim, este será um passo essencial aquando da montagem do motor quando se alterar a junta da culassa para testar uma nova.

Estes foram alguns dos problemas que surgiram com o desenvolvimento do projeto. Parte dos restantes estão documentados no Apêndice IV.

## 6. MODELO TEÓRICO DO MOTOR BMW K75

Este subcapítulo vai-se centrar nas análises teóricas efetuadas pelo colega Pedro Santos [7]. Estas análises são importantes para poder prever o comportamento do motor e para saber quais os pontos de funcionamento que se podem efetuar, assim como, comparar o modelo teórico do motor que foi desenvolvido anteriormente com os dados experimentais que foram obtidos mais recentemente no laboratório.

### 6.1 Modelo matemático de massas de ar

Para avaliar o potencial do projeto desenvolveu-se um modelo teórico em Excel do motor BMW K75 [7]. Para tal foram medidos todos os parâmetros essenciais para a sua caracterização, tais como geometria do sistema biela-manivela e diagrama de distribuição, que foram implementados no modelo. O modelo teórico calcula as massas de ar, calculando os caudais de escoamento, perdas de carga e de bombagem. Este estudo das massas de ar que o motor "respirava" foi essencial para calcular as condições ideais de funcionamento do motor, nomeadamente a taxa de compressão máxima limitada pelo aparecimento de *knock*.

De modo a simular a passagem do ar através das válvulas de admissão usa-se a equação do escoamento incompressível quase estático na passagem por uma restrição, neste caso representado pela própria válvula de admissão:

$$\dot{m} = \frac{AC_d p_m}{R} \sqrt{\frac{2C_p}{T_m}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_j}{p_m}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \left(\frac{p_j}{p_m}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (37)$$

Para cálculo da massa de ar que entra nos cilindros é necessário saber, em cada momento, qual é a área de passagem pelas válvulas:

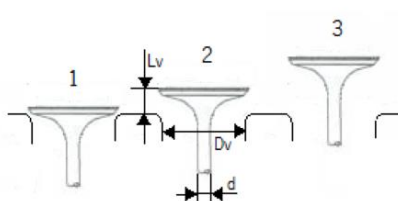


Figura 112 - Diferentes estágios de abertura das válvulas de admissão

$$A = \pi L_v \cos \beta \left( D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right) \quad \text{Caso 1}$$

$$A = \pi (D_v - w) \sqrt{(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2} \quad \text{Caso 2}$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d^2) \quad \text{Caso 3}$$

O coeficiente de descarga que foi utilizado foi 0,6 [7]. Este coeficiente deve-se ao facto do escoamento não ser laminar e por isso a área útil de passagem não ser a total.

Para calcular as várias curvas características do motor K75, partiu-se da curva de binário (efetivo) do fabricante. O binário efetivo é dado pela seguinte fórmula:

$$B_{\text{efetivo}} = B_{\text{indicado}} - B_{\text{perdas}} \quad (38)$$

Sabendo que:

$$B_{\text{perdas}} = \frac{p_{\text{ma}} \times V_v}{\pi \times T} \quad (39)$$

É possível, então, calcular o binário indicado. Uma vez que o binário indicado é maioritariamente diretamente proporcional ao ar que entra no motor, o binário indicado do ciclo sobre-expandido pode ser calculado segundo a seguinte expressão:

$$B_{\text{indicado Sobre-expandido}} = B_{\text{indicado Otto}} \times e_v \quad (40)$$

Na qual  $e_v$  é a relação entre as massas de ar retidas que entram em cada ciclo no motor sobre-expandido e no original.

Assim, de forma a contabilizar o trabalho referente à sobre-expansão do ciclo, afetou-se o binário efetivo por esta relação. Após isto, calculado o binário indicado do ciclo sobre-expandido, e tendo em conta que as perdas de carga são iguais para ambos os casos (em ambos os casos o acelerador está totalmente aberto - em WOT), subtraindo o valor das perdas por atrito foi possível obter o binário efetivo do ciclo sobre-expandido. A potência é calculada pelo produto do binário com a velocidade de rotação do motor.

O rendimento do motor é calculado pela razão entre a potência efetiva e o produto do caudal de combustível com o poder calorífico da gasolina:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_f \times PCI} \quad (41)$$

## 6.2 Resultados do Modelo Teórico

Como atrás foi referido, foram fabricadas as árvores de cames diferentes das originais para se proceder a alteração de ciclo Otto para ciclo Miller. Estas novas árvores de cames permitem reduzir a massa de ar admitida no motor, em cada ciclo, mantendo o mesmo curso do pistão e sem utilização de restrições no canal de admissão (WOT).



Essa redução de massa de ar obteve-se aumentando o tempo de duração de abertura das válvulas de admissão (também designado como *dwell*). Para tal, essas árvores de cames que foram desenhadas apresentam um atraso na abertura de 15° em relação à original, sendo uma de curso constante na zona de abertura máxima de 35° e outra de 45°, resultando num atraso no fecho das válvulas de admissão em 50° e 60°, em graus de cambota, respetivamente. Desta forma, os nomes que foram dados às árvores de cames foi “Dwell 50” à árvore de cames que apresenta um atraso no fecho de 50°; e “Dwell 60” à árvore de cames que apresenta um atraso no fecho de 60°.

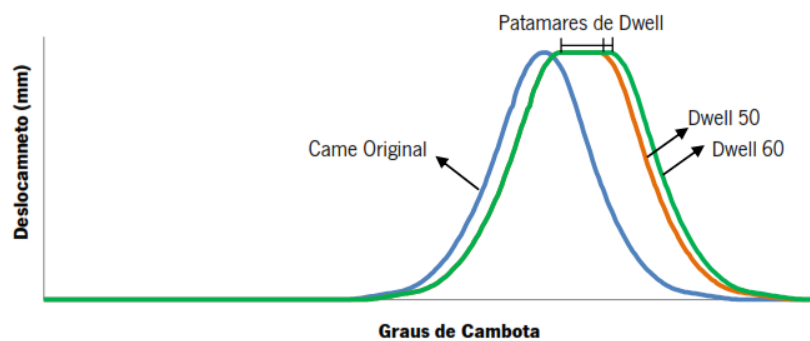


Figura 113 - Comparação entre o perfil do came original com os perfis dos cames Dwell 50 e Dwell 60

Quando se reduz a massa de ar admitida pelo motor mantendo a taxa de compressão geométrica fixa ( $\epsilon_g$ ), verifica-se um aumento da relação de expansão ( $\sigma$ ) e uma diminuição da taxa de compressão retida ( $\epsilon_{ret}$ ), o que implica um decréscimo do rendimento do motor.

Para que se possa contrariar a diminuição do rendimento do motor devido à redução da massa de ar admitida, o volume da câmara de combustão será diminuído proporcionalmente, alterando a taxa de compressão geométrica, de forma a aumentar a taxa de compressão retida para o valor máximo limitado pelas condições de *knock* da gasolina ( $\epsilon_{ret} \approx 12$ ).

Garantindo que a taxa de compressão retida é aproximadamente constante ( $\approx 12$ ), o rendimento do ciclo será aumentado com o aumento do valor da relação de expansão. Ou seja, utilizando as árvores de cames projetadas e aumentando a taxa de compressão geométrica para valores superiores aos de origem, consegue obter-se uma taxa de compressão retida semelhante, traduzindo-se assim num aumento do rendimento do motor.

Todas essas conjugações da relação de expansão, além de proporcionarem rendimentos diferentes por parte do motor, concedem-lhe uma dada potência. A Figura 114 mostra um gráfico onde se pode ver, para os diferentes rebaixamentos, qual a potência obtida pelo motor e o respetivo rendimento, nas árvores de cames Dwell 50 e Dwell 60 (para o ponto de funcionamento às 3500rpm).

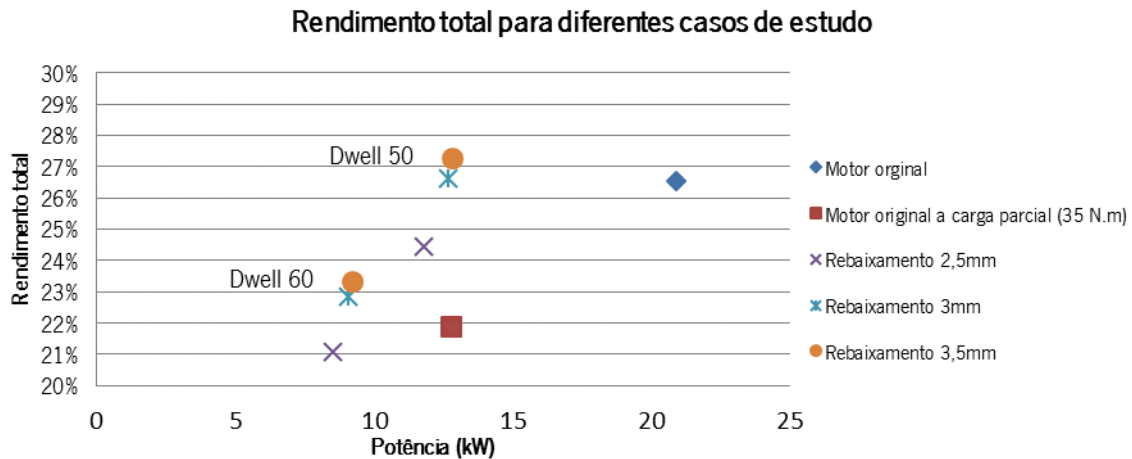


Figura 114 - Rendimentos obtidos nas várias combinações em função da potência obtida às 3500 rpm

Uma vez que só se iria concretizar uma de todas as combinações apresentadas, esta teria de ser escolhida criteriosamente, desta forma, o gráfico da Figura 114 serviu como base da escolha da combinação a ser testada. Assim, optou-se por realizar a combinação onde se poderia obter a maior potência e maior rendimento para cumprir com os requisitos do projeto (ECO às 3500 rpm e BOOST às 7000 rpm). A combinação que se destaca para estes objetivos passa por um rebaxamento total de 3,5 mm com a utilização de uma árvore de cames Dwell 50. Por isso, de forma a tornar o capítulo menos maçudo, a análise de resultados teórica vai centralizar-se, apenas, nesta combinação. Caso exista alguma dúvida ou curiosidade, mais aprofundada, sobre as outras combinações basta consultar a dissertação do colega Pedro Santos, com referência [7].

Além disso, a escolha do came Dwell 50 deve-se ao facto de, com este perfil de cames, se expulsar menos massa de ar do que para a Dwell 60, resultando numa maior taxa de compressão retida (Figura 115), assegurando, assim, o máximo rebaxamento possível sem introdução de restrições no canal de admissão e de modo a não se verificar ocorrência de *knock*.

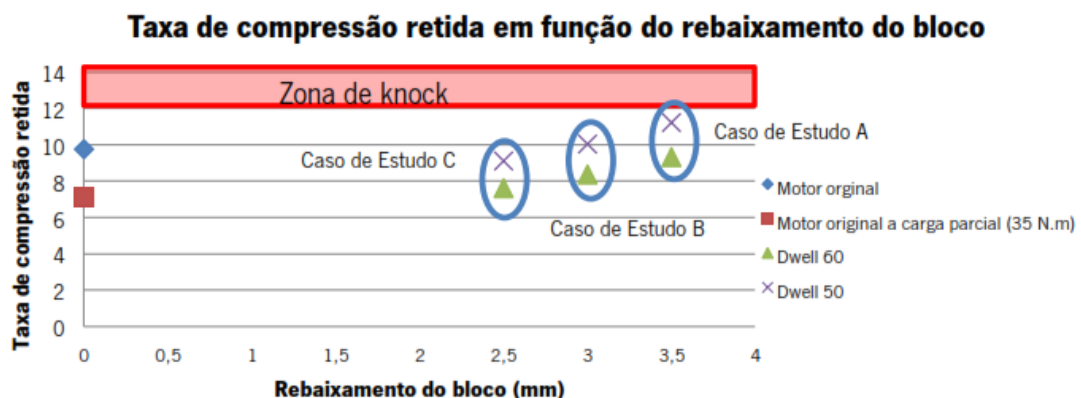


Figura 115 - Taxa de compressão retida em função do rebaxamento do bloco para Dwell 50 e 60 à velocidade de 3500 rpm

Sendo assim, com um rebaixamento de 3,5 mm, e com a utilização de um came Dwell 50, é possível obter uma taxa de compressão geométrica de 21 (Figura 116) e uma taxa de compressão retida de 11,2:1 (caso mais crítico de todas as combinações possíveis). Ou seja, nesta combinação além de se obter o máximo de rendimento e o máximo de potência, o motor irá funcionar com as maiores taxas de compressão geométrica e retida.

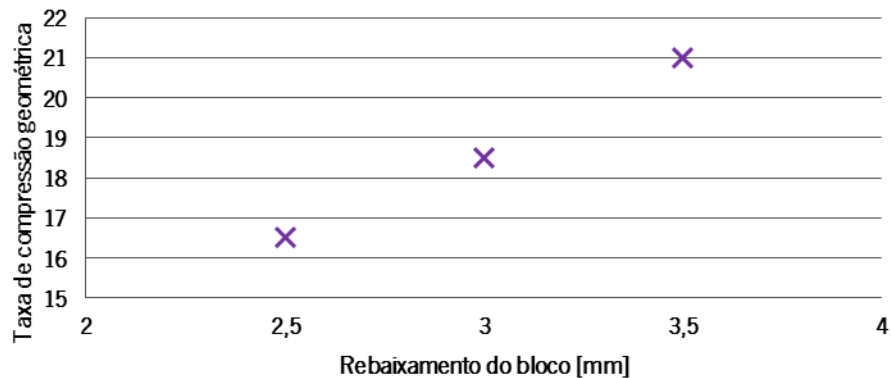


Figura 116 - Variação da taxa de compressão geométrica com os vários rebaixamentos

Não foi caso de estudo um rebaixamento superior a 3,5 mm, uma vez que, para um rebaixamento de 4 mm, a taxa de compressão retida para as condições impostas é superior a 12:1, ultrapassando, assim, o limite de *knock* do combustível.

### 6.2.1 Funcionamento a 3500 rpm

O motor irá funcionar em dois pontos de rotações diferentes, sendo o primeiro ponto de funcionamento a 3500 rpm (ponto de maior utilização), onde é esperado alcançar um binário de 35 Nm, e uma potência de, aproximadamente, 13 kW.

Os valores de potência e binário estimados para o primeiro ponto de funcionamento, resultado do modelo teórico criado para os diferentes casos de estudo, pode ser visto na Figura 117 e Figura 118, respetivamente.

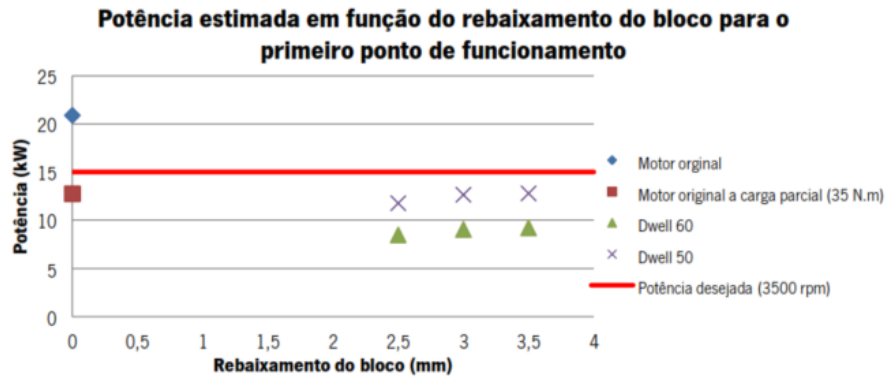


Figura 117 - Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm

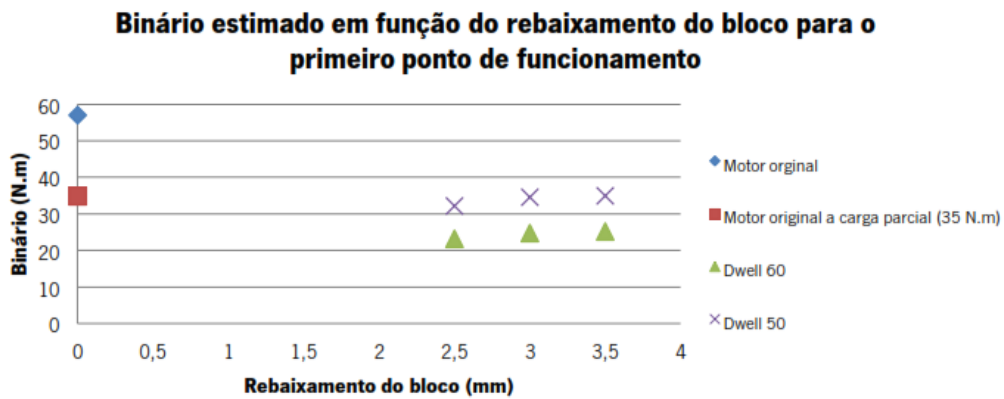


Figura 118 - Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm

O rendimento esperado após alterar o motor BMW K75 para um ciclo de funcionamento a sobre-extendido, conforme os casos de estudo, está representado no gráfico da Figura 119.

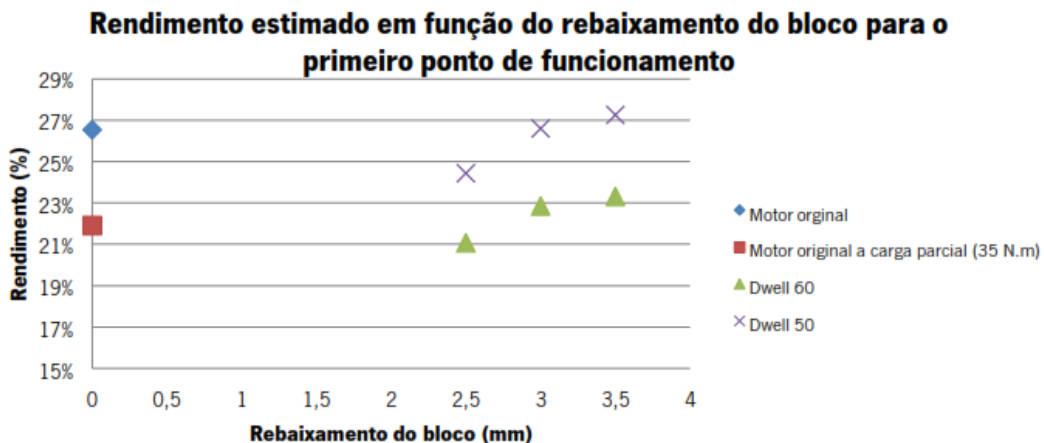


Figura 119 - Rendimento estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 3500 rpm

Como é possível visualizar pelas figuras anteriores, com um rebaixamento do bloco de 3,5 mm, com a utilização do came Dwell 50, às 3500 rpm, obtém-se um binário de 34,9 Nm e,

consequentemente, uma potência de 12,8 kW. O rendimento estimado para esta combinação foi de 27,3%.

## 6.2.2 Funcionamento a 7000 rpm

O segundo ponto tem como finalidade obter-se uma potência elevada, cerca de 35 kW.

Pela visualização do gráfico da Figura 120, observa-se que, neste ponto de funcionamento, o motor está suscetível para que haja o aparecimento de *knock* (sendo previsto o acontecimento do mesmo). Desta forma, há uma necessidade de precaver este acontecimento, uma vez que o mesmo é maléfico para o bom funcionamento do motor. A solução passa por introduzir uma válvula limitadora de caudal de ar.

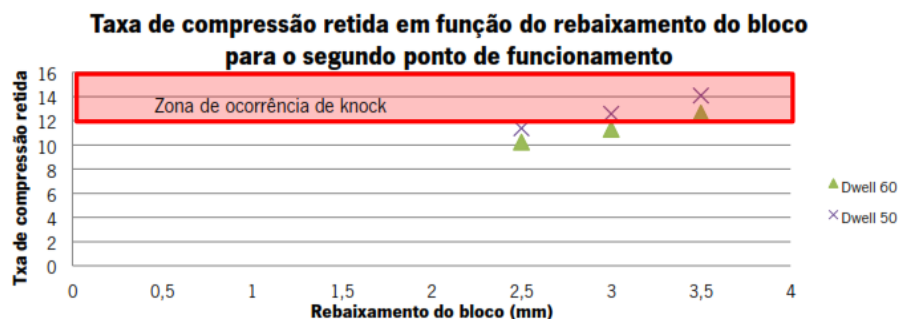


Figura 120 - Taxa de compressão retida para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm

Existem três formas para evitar o aparecimento de *knock* do motor, sendo: redução da carga do motor (restringir o caudal de ar com as borboletas), diminuição do avanço da ignição do motor, ou então as duas em simultâneo.

Para este projeto, a melhor opção passa por diminuir o avanço de ignição do motor e a carga do mesmo. Isto porque, quando se diminui demasiado a carga do acelerador, as borboletas ficam pouco abertas, aumentando as perdas de bombagem e, consequentemente, a perda de potência útil do mesmo. Além disso, a altas velocidades, iria perder-se grande parte do rendimento do motor proveniente do desaproveitamento da eficiência volumétrica. Assim, com a diminuição da carga do motor e com a diminuição do avanço de ignição, aproveita-se o efeito da eficiência volumétrica e evitam-se exageradas perdas de bombagem do motor. Contudo, se se diminuir demasiado ao avanço de ignição a combustão irá ocorrer demasiado tarde e perto do tempo de escape, o que leva um maior desgaste das válvulas de escape. Desta forma, segue o fluxograma que explica o processo para averiguar qual o melhor ponto de funcionamento:

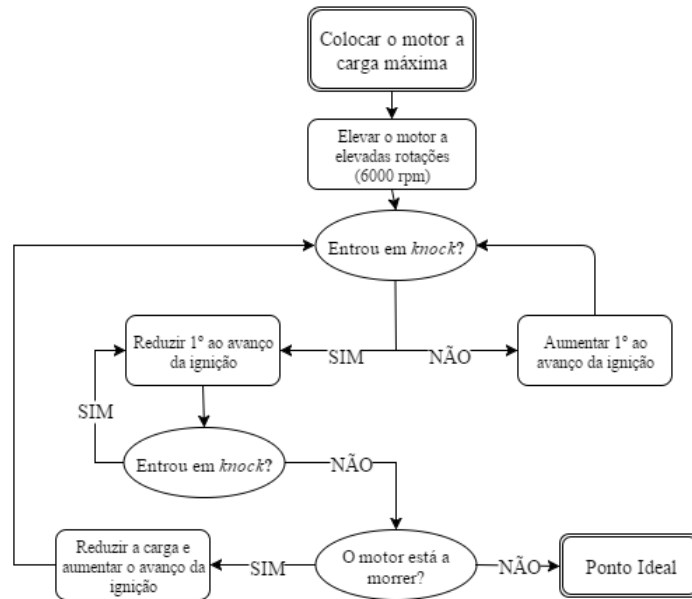


Figura 121 - Fluxograma explicativo do processo de averiguação do ponto ideal

Os resultados relativos à potência e binário estimado, tendo a taxa de compressão retida máxima limitada a 12:1 (no caso de existir uma válvula limitadora de caudal de ar), para o segundo ponto de funcionamento, encontram-se graficamente representados na Figura 122 e Figura 123, respetivamente.

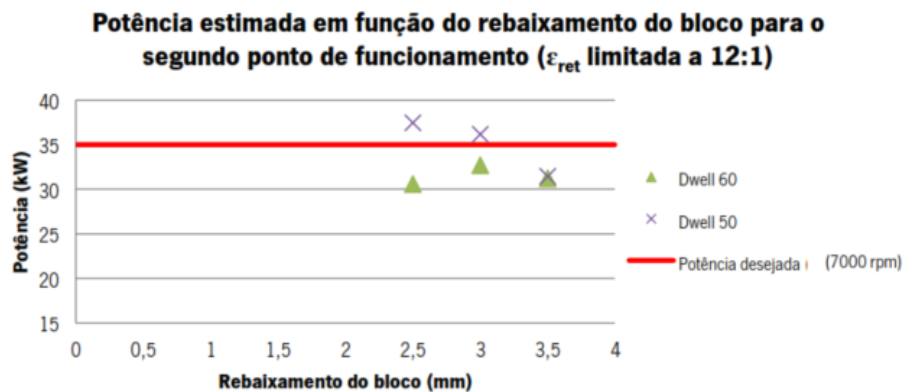


Figura 122 - Potência estimada para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm

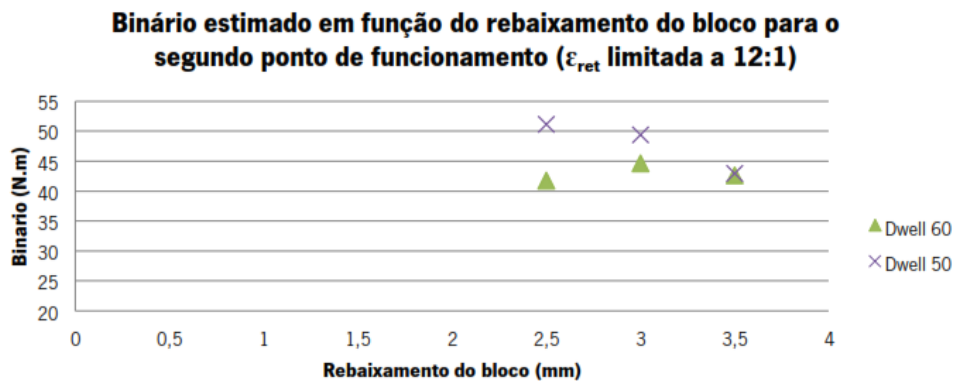


Figura 123 - Binário estimado para os diferentes casos de estudo em função do rebaixamento do bloco às 7000 rpm

Para o caso de estudo realizado (rebaixamento de 3,5 mm com um came Dwell 50), o modelo teórico indicava um limite de 85% de abertura das borboletas, uma vez que, nestas condições, a taxa de compressão é de 14,1:1. Com esta restrição, é possível obter um binário de 42,9 Nm e uma potência de 31,5 kW. Por consequência, o rendimento do motor será 26,7%. Caso não fosse necessária a utilização de uma restrição ao caudal de ar, o rendimento do motor seria de 33,1%, um valor consideravelmente superior.

### 6.2.3 Conclusões dos resultados teóricos

Pela análise de todos os casos que foram realizados pelo colega Pedro Santos, os 15 kW de potência desejada do motor às 3500 rpm não são possíveis seja qual for o came utilizado bem como o rebaixamento efetuado. No entanto, os 13 kW que são atingidos com a utilização do Dwell 50 são satisfatórios para o projeto. Um fator prejudicial no caso de estudo passa pelo aparecimento de *knock* às 7000 rpm. Com este acontecimento, o motor não irá funcionar nas condições ideais, mas talvez seja possível evitá-lo reduzindo o avanço da ignição. No entanto, o bom sucesso desta combinação é favorável sob o ponto de vista da investigação pois, tendo em conta que esta é a combinação mais crítica para o motor (a nível de condição de funcionamento - *knock*), se for possível realizar o estudo desta combinação, qualquer outra poderá vir a ser realizada.

Quanto aos resultados obtidos, a redução de rendimento, mesmo com o aumento do rebaixamento, é notória, e isto deve-se ao facto de os cames escolhidos expulsarem demasiada massa de ar do motor, aumentando a sua relação de expansão. Como já foi dito e apresentado no estado de arte desta dissertação, quando se mantém uma taxa de compressão geométrica fixa, o aumento da relação de expansão é prejudicial ao rendimento do motor.

Todas estas conclusões foram obtidas por análises teóricas. Uma vez que o motor, em ambiente experimental, está sujeito a vários fatores que não entram em cálculo para a análise teórica (temperatura do óleo, temperatura do motor, entre outros), esta análise teórica serve de guia para prever aquilo que possa acontecer a nível experimental e, também, como um guia para a reprogramação da ECU.





## 7. ALTERAÇÕES DO MOTOR BMW K75

Para se proceder ao estudo do ciclo Miller no motor BMW K75, foi necessário realizar as alterações mecânicas previamente mencionadas de forma a alterar o ciclo térmico de funcionamento do motor.

Desta forma, procedeu-se ao rebaixamento do bloco do motor de forma a aumentar a taxa de compressão, bem como substituir as árvores de cames originais pelas árvores de cames modificadas, as quais foram projetadas e fabricadas anteriormente.

### 7.1 Desmontagem/Montagem do Motor BMW K75

O processo de desmontagem do motor é algo moroso. Neste sentido, irão ser apresentados, seguidamente, os passos a realizar para o desmontar, estando presente no Apêndice V o processo explanado de forma mais minuciosa. Os passos são os seguintes:

- 1º. Retirar todo o escape após o coletor de escape do motor;
- 2º. Retirar todo o combustível do sistema de combustível. É importante sangrar todos os tubos;
- 3º. Retirar o depósito do respiro do cárter;
- 4º. Retirar o sistema elétrico (cablagem do motor) e coloca-lo numa banca auxiliar;
- 5º. Retirar as velas, cachimbos das velas e bobine do sistema de ignição;
- 6º. Retirar todo o líquido de arrefecimento do motor e sangrar os tubos.
- 7º. Retirar o óleo do motor. Este deve sair rapidamente porém, o melhor é deixar repousar durante alguns minutos para ter a certeza que sai a maior quantidade de óleo possível;
- 8º. Desmontar o filtro do ar e o coletor de escape;
- 9º. Desmontar as borboletas, injetores, motor de arranque, e ainda o freio hidráulico, assim como os seus apoios e ligações, e retira-se ainda a roda dentada e o sensor de sincronismo da cambota;
- 10º. Retirar as tampas envolventes do motor, pela ordem correta (ver no Apêndice V);
- 11º. De seguida retira-se o tensor, a corrente de distribuição, e as árvores de cames;
- 12º. Após desmontar as árvores de cames, retira-se a tampa do cárter, desmonta-se a bomba de água do motor e o volante de inércia;
- 13º. De seguida desmonta-se a culassa, a cambota, os pistões;

14°. Após todos estes passos e para finalizar retira-se a tampa lateral que une o bloco e o cárter, retiram-se os veios de equilíbrio da cambota e por fim separa-se o bloco do cárter.

Aquando montagem das árvores de cames é necessário seguir uma rotina muito utilizada para confirmar a posição das mesmas. Esta pequena rotina passa por rodar a cambota e apontar num papel aquilo que está a acontecer. Após rodar as duas voltas da cambota/720° deve confirmar-se que todos os passos estavam corretos segundo a ordem de ignição do motor. Entretanto, é importante estar-se atento aos ruídos que o motor apresente, dado que estes podem elucidar-nos em relação ao facto de um componente estar em contacto com outro. O que pode acontecer é que, chegando a um ponto de rotação da cambota, esta pára, significando que alguma válvula está a tocar em algum pistão. Neste caso, significa que alguma das árvores de cames não está corretamente alinhada, sendo necessário proceder ao alinhamento correto da mesma.

Sabendo que a ordem de ignição é 3-1-2, o diagrama seguinte mostra o resultado após instalar as árvores de cames.

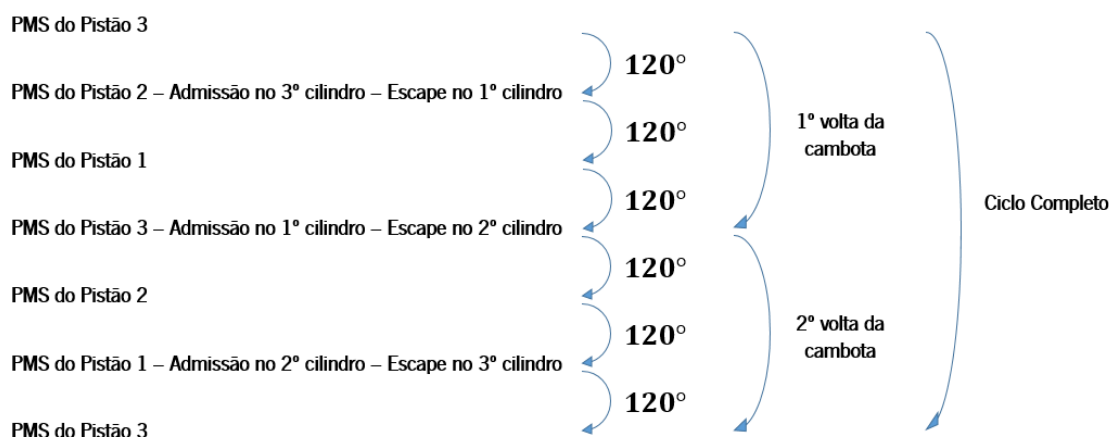


Figura 124 - Procedimento a ter em conta aquando a montagem da corrente/correia de distribuição de um motor

Esta rotina deve ser realizada mais do que uma vez para confirmar todos os passos. Uma vez feito e revisto, o improvável é que o motor não funcione normalmente.

Após toda a conclusão dos passos apresentados anteriormente o motor fica dividido em todos os seus componentes. É importante realçar que cada passo que se efetua deve-se anotar num bloco de notas para facilitar a montagem no final.

Após os passos apresentados, dá-se por concluída a desmontagem do motor. Na Figura 125, é possível visualizar o motor desmontado.

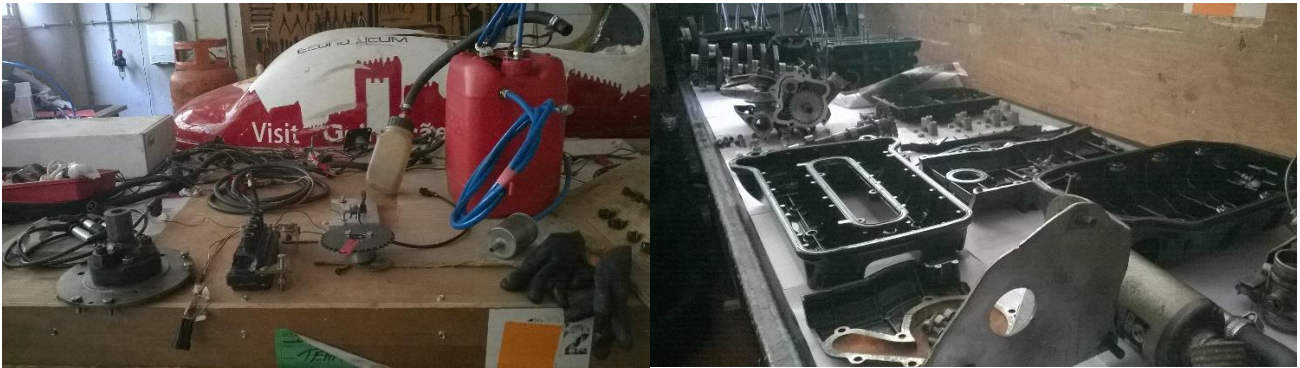


Figura 125 - Sistema elétrico (bobine, cablagem, entre outros) e sistema de combustível (à esquerda); Motor BMW K75 em peças (à direita)

## 7.2 Rebaixamento do bloco

A única forma de variar a taxa de compressão (e para isso, variar o volume da câmara de combustão) passa por rebaixar o bloco do motor. Desta forma, obriga a culassa a descer em relação ao topo do pistão no PMS, reduzindo o volume da câmara de combustão.

O objetivo do projeto passa por fazer várias combinações entre rebaixamentos e árvores de cames de forma a estudar, experimentalmente, várias formas possíveis para obter um melhor rendimento do ciclo Miller. Esses rebaixamentos são conseguidos com a utilização de juntas da culassa de espessuras diferentes. Estas juntas podem ser vistas na Figura 126, as espessuras das juntas são 0,5; 1; 2 mm.

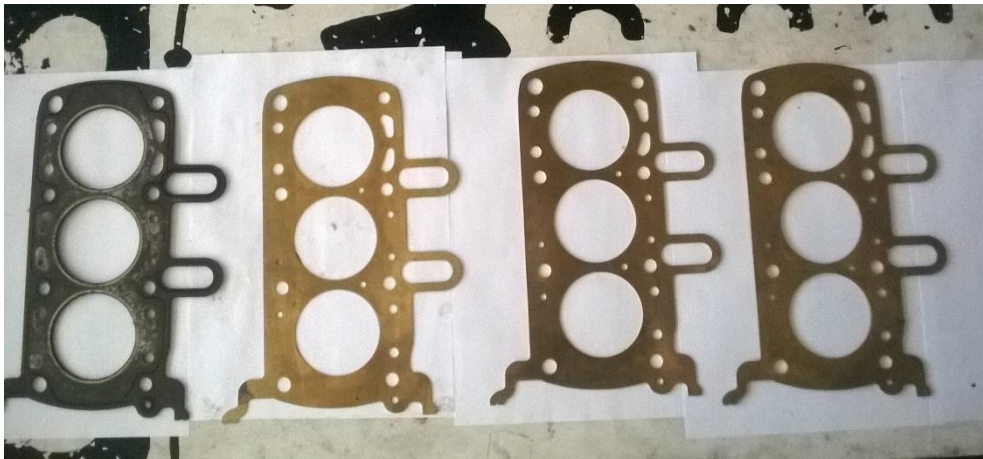


Figura 126 - Juntas da culassa do motor BMW K75 com as espessuras (da esquerda para a direita): junta de origem com 1,7 mm; junta de 0,5 mm; junta de 1 mm e junta de 2 mm;

Para obter a taxa de compressão máxima (21:1), é necessário haver um rebaixamento do bloco de 3,5 mm contando com a espessura da junta da culassa. Uma vez que a junta original apresentava 1,7 mm de espessura, com a utilização de uma junta de 0,5 mm, tem-se um rebaixamento de 1,2 mm,

apenas pela utilização da nova junta. Posto isto, para a taxa de compressão máxima (21:1), procedeu-se ao rebaixamento do bloco de 2,3 mm que, com o uso da junta de 0,5 mm, se conseguem os 3,5 mm assim desejados. Para as outras combinações das diferentes juntas da culassa com o rebaixamento de 2,3 mm no bloco é possível ver na Tabela 8 qual a respetiva taxa de compressão geométrica obtida no motor.

Tabela 8 - Taxas de compressão geométricas teóricas segundo as diferentes combinações

Rebaixamento do bloco [mm]	Junta da culassa [mm]	Rebaixamento total [mm]	Taxa de compressão
2,3	0,5	3,5	21:1
	1	3	18,5:1
	2	2	15:1

A Figura 127 mostra uma imagem do motor após ter sofrido o rebaixamento de 2,3 mm.

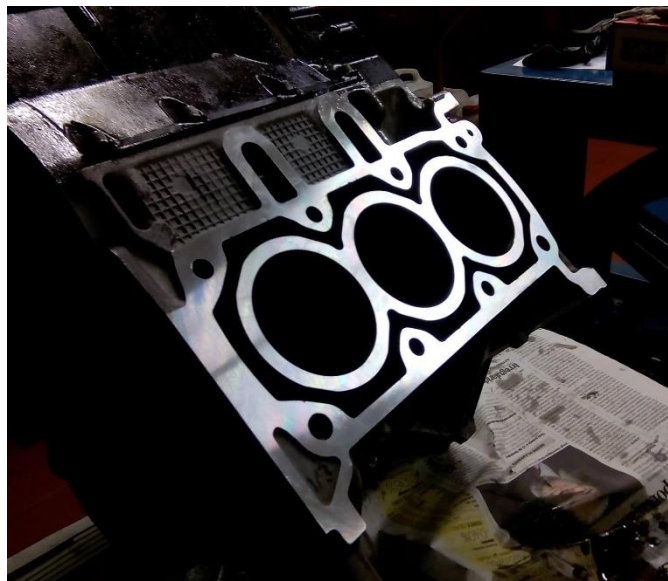


Figura 127 - Bloco do motor BMW K75 após o rebaixamento de 2,3 mm

Porém, sempre que se rebaixa o bloco, é necessário tomar atenção ao pistão quando posicionado o PMS, uma vez que este pode bater na própria câmara de combustão, danificando o pistão e a câmara, ou então bater nas válvulas de admissão e escape aquando do cruzamento de válvulas, podendo estas ficar danificadas.

Tendo em conta o problema apresentado, a solução para o contornar passa por aumentar a profundidade da cavidade das válvulas para que estas não colidam com o pistão. Porém, uma abertura exagerada das cavidades é prejudicial ao pistão uma vez que o demasiado desgaste além de interferir

com o rasgo do segmento de compressão (podendo levar à fratura ou empeno do pistão aquando da explosão), reduz demasiado a parede do pistão (o que não é benéfico pois o interior e o topo do pistão estão sujeitos a elevadas diferenças de pressões e por isso quanto maior for a parede maior é a resistência). A Figura 128 apresenta um desenho CAD do pistão do motor K75, já modelado nos anos transatos (não pormenorizado), com algumas medições importantes para o desbaste das cavidades das válvulas.

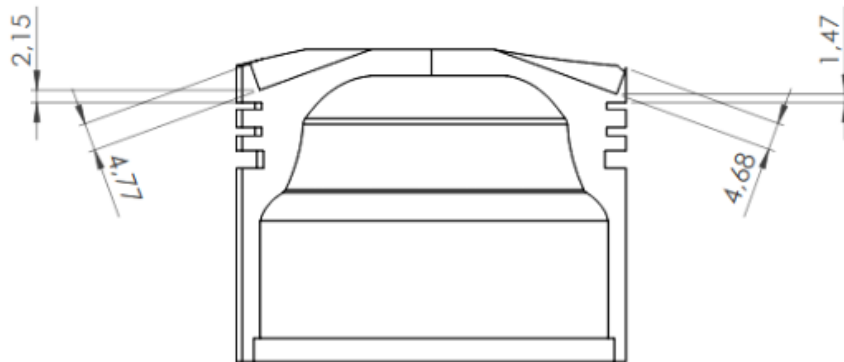


Figura 128 - Vista em corte, pelo centro das cavidades das válvulas, do pistão BMW K75 (dimensões apresentadas em mm [7])

O cruzamento de válvulas do motor BMW K75 quando o pistão se encontra no PMS é de 2,85 mm e, sendo as cavidades para as válvulas no pistão de aproximadamente 4,6 mm de profundidade (Figura 128), só se poderá rebaixar ao bloco em, aproximadamente, 1,75 mm (diferença entre a cavidade e o cruzamento de válvulas), utilizando os cames originais.

Na Figura 129 é possível ter uma noção do cruzamento de válvulas do motor original.

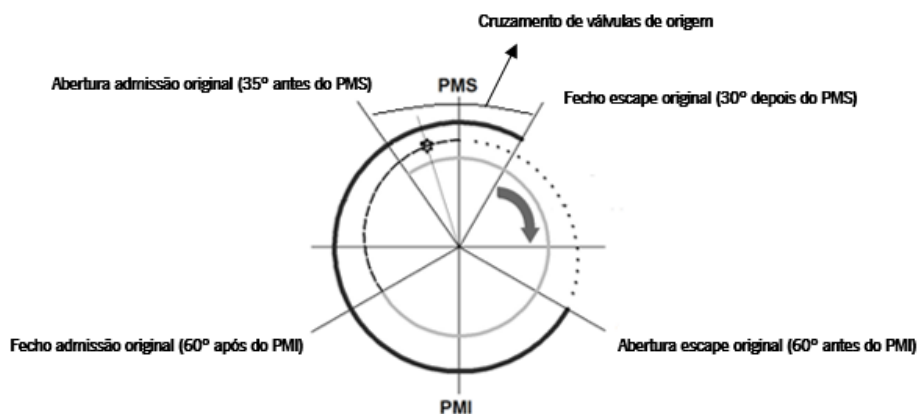


Figura 129 - Figura ilustrativa do cruzamento de válvulas do motor original

Uma vez que os cames Dwell 50 e 60 utilizados nos casos de estudo e produzidos nos anos anteriores atrasam a abertura das válvulas de **admissão** em 15°, o cruzamento de válvulas é reduzido. No entanto, não é suficiente.

Assim, foi pensado um novo perfil para o came de escape que permitisse reduzir, ainda mais, o cruzamento de válvulas e que fosse, ao mesmo tempo, capaz de aumentar a expansão dos gases e escape. Foi então projetado pelo colega Pedro Santos e, este ano, mandado produzir, um came de escape com um atraso na abertura de 10° e um avanço no fecho de 10°, mantendo o mesmo perfil das curvas de subida, inversão e descida de forma a conservar as características originais.

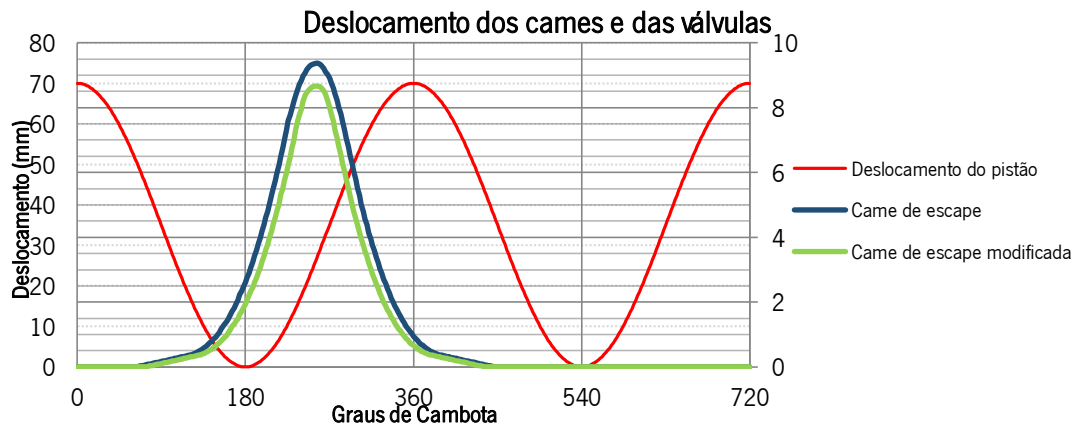


Figura 130 - Deslocamento dos cames de escape, original e alterado, em função do ângulo de cambota

Com estas alterações foi possível reduzir o cruzamento de válvulas em 1,35 mm ao original. Sendo assim, o cruzamento de válvulas atual quando o pistão se encontra no PMS é de 1,5 mm.

Na Figura 131 é possível visualizar a redução do cruzamento de válvulas com a alteração das árvores de cames.

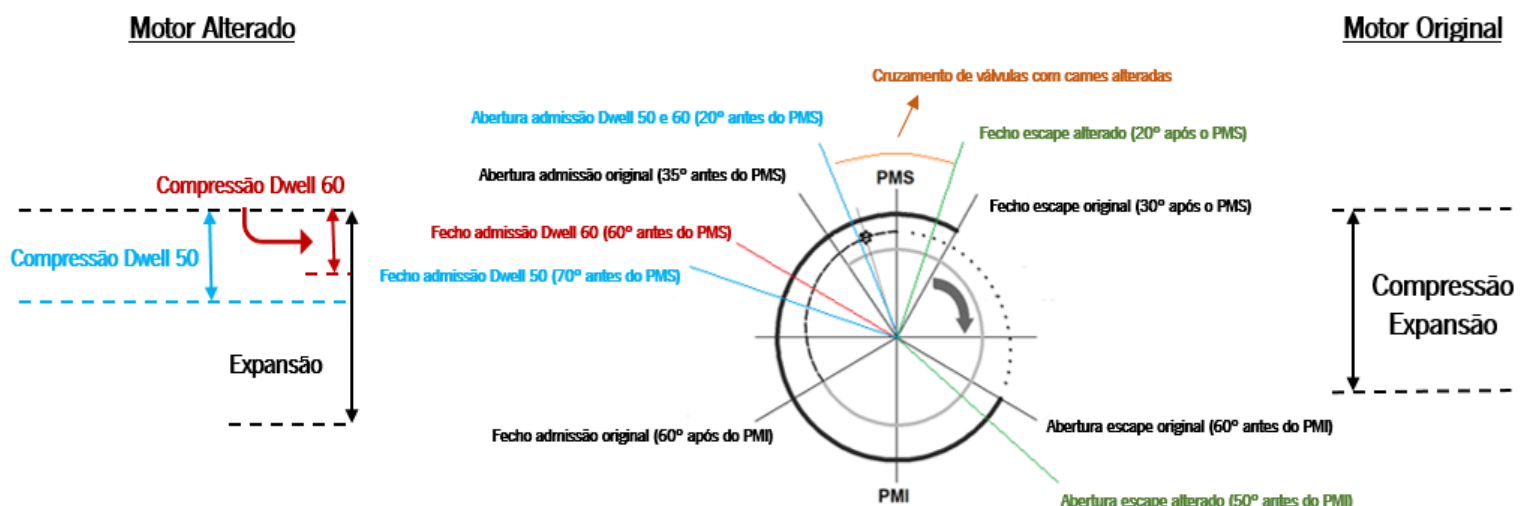


Figura 131 - Figura ilustrativa do cruzamento de válvulas do motor com as novas árvores de cames

Desta forma, o cruzamento de válvulas ao utilizar ao came de escape modificado em conjunto com as Dwell 50 ou 60 possibilita um rebaixamento de 3,1 mm (diferença entre os 4,6 mm de

profundidade da cavidade e os 1,5 mm necessários para o cruzamento de válvulas). Para se conseguir rebaixar 3,5 mm procedeu-se ao rebaixamento de 0,4 mm na profundidade das cavidades das válvulas do pistão.

### 7.3 Substituição das árvores de cames

Para que se dê a relação de expansão de uma forma mais proveitosa, e se concluída, então, o ciclo Miller, foram utilizadas as duas árvores de cames, Dwell 50, Dwell 60 e a nova árvore de cames de escape.



Figura 132 - Árvores de cames utilizadas para o projeto: original (à esquerda); Dwell 50 (ao centro); Dwell 60 (à direita)

A utilização das árvores de cames utilizadas no projeto obriga a, antecipadamente, marcar um ponto para o correto alinhamento da distribuição do motor.

A marcação desse ponto é obtida por observação experimental. Para não ser repetitivo a forma de marcação de sincronismo é apresentada mais à frente (Capítulo 7.5.2), onde apresenta como se procedeu para descobrir qual o sincronismo das novas árvores de cames.

A instalação das árvores de cames, apesar de não ser um processo moroso, é um processo que requer muito cuidado por parte de quem as está a instalar e, sendo estes cames alvo de alinhamento, o cuidado deve ser redobrado.

Na Figura 133 é possível ver algumas imagens da junta da culassa com as duas árvores de cames, novas, instaladas para a alteração do motor de ciclo Otto para ciclo Miller.



Figura 133 - Árvore de cames Dwell 50 e árvore de cames de espace projetada instaladas na culassa (da esquerda para a direita, respetivamente)

## 7.4 Desbaste do pistão

Uma vez desbastado o bloco do motor, é necessário ter em particular atenção os pistões do motor. Isto porque os pistões do motor são desenvolvidos para que o seu topo corresponda ao limite do bloco do motor. Desta forma, aquando o desbaste do bloco, se os pistões não sofrerem qualquer tipo de alteração, irão ficar salientes quando atingirem o PMS e irão bater nas paredes da câmara de combustão.

Anteriormente mencionou-se uma das alterações a realizar já planeada nos anos anteriores. Esta alteração consiste no rebaixamento de 0,4 mm à cavidade das válvulas (em relação ao plano das válvulas) de forma a evitar o contacto das válvulas de admissão e de escape quando estas tiverem abertas e quando o pistão se encontrar no PMS.

Porém, as alterações planeadas, inicialmente, não eram suficientes. O grande problema de não existir nenhum desbaste nos pistões implica que estes choquem com a câmara de combustão. Por isso, a quantidade de material que foi desbastado do bloco tem que ser compensada nos pistões, ou então, aproveitar a câmara de combustão para fazer com que o pistão entre na mesma. Sendo assim, optou-se por fazer um chanfro (devido ao ângulo mais aproximado das câmaras de combustão ser de 45°) no pistão de maneira a que este pudesse entrar na câmara de combustão sem que houvesse qualquer contacto entre componentes. Esse chanfro apresenta 3 mm de desbaste na altura do pistão e 3 mm ao raio (6 mm de desbaste ao diâmetro do pistão).

Outro ponto que foi necessário corrigir aquando do chanfro nos pistões foi o alargamento das cavidades das válvulas. Isto porque, uma vez que os pistões conseguem entrar na câmara de combustão, estes até podem não tocar na câmara de combustão mas, irão tocar nas válvulas quando o pistão se encontrar no PMS. Neste sentido, foi alargado cerca de 1,5 mm à cavidade das válvulas. Desta forma, o



pistão consegue encontrar-se no PMS sem que haja qualquer contacto entre o pistão e a câmara de combustão.

Na Figura 134 é possível verificar o estado do pistão após a alteração do mesmo.



Figura 134 - Pistão final após todos os processos de maquinagem

## 7.5 Montagem do motor

A montagem do motor segue o processo inverso da desmontagem. Anteriormente, as peças tinham seguido uma ordem de desmontagem, assim como uma de colocação numa banca. Desta vez, como todas as partes estão documentadas e postas por uma ordem correta, montar será um procedimento mais acessível. Este subcapítulo apenas vai referir alguns pontos importantes para a montagem do motor.

### 7.5.1 Binários de Aperto

Uma vez que todos os parafusos e porcas têm o seu binário de aperto, é possível encontrar no Apêndice VI uma tabela que foi criada aquando o desbaste do bloco que apresenta todos os binários de aperto utilizados, facilitando assim a montagem do motor. Estes binários foram retirados do manual de utilizador da BMW K75 [49].

### 7.5.2 Sincronismos

- **Cambota – Árvore de Cames**

Outro ponto muito importante são os sincronismos. O primeiro sincronismo a ser encontrado é na montagem da árvore de cames e, segundo o manual de utilizados da BMW K75, o sincronismo deve ser feito segundo a Figura 135.

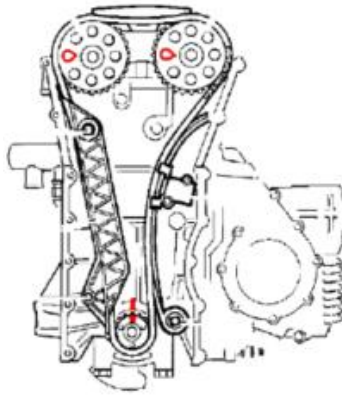


Figura 135 - Ponto original do motor BMW K75

Este é o sincronismo mais importante, pois se houver algum erro, o mais provável é que alguma válvula choque com o pistão. Por isso, o melhor a fazer nesta situação é colocar a corrente com calma e verificar várias vezes se os pontos estão em ordem para garantir o bom funcionamento do motor. Após o sincronismo, deve realizar-se o teste apresentado no subcapítulo anterior para confirmar que as válvulas estão a abrir e a fechar corretamente.

O segundo sincronismo é o sincronismo da ignição. Este é representado pela roda dentada que está ligado à cambota, e utiliza um sensor indutivo para medir os pulsos. Para que haja sincronismo, o processo a seguir é colocar a marca do PMS do 3º cilindro coincidente com a pequena marca na peça interior que une a roda dentada com a cambota, tal como se pode verificar pela Figura 136.

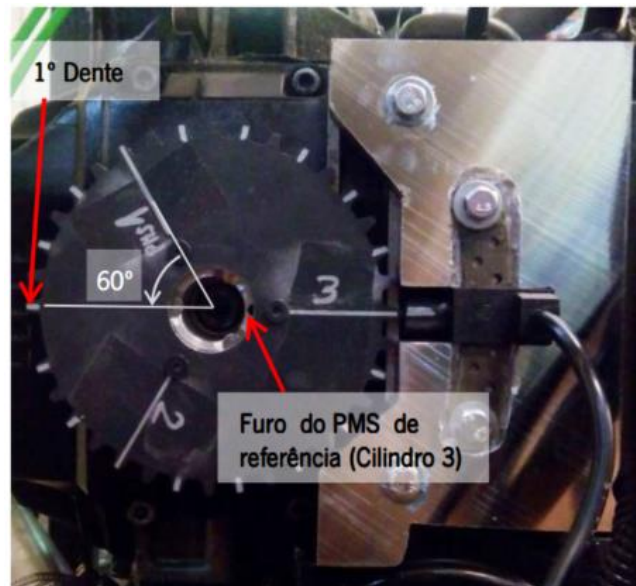


Figura 136 - Roda dentada do sensor conta rotações da cambota

Se esta roda dentada for mal colocada, a ordem de ignição sairá trocada e o motor não irá funcionar corretamente.

## Dwell 50 e Dwell 60

Surgiu um problema aquando da alteração do motor. Reparou-se que as árvores de cames de admissão que foram produzidas anteriormente estavam dessincronizadas da árvore de cames original. Já foi mencionado anteriormente que as novas árvores de cames apresentavam um atraso na abertura, porém, esse atraso era feito no levantamento do próprio came, ou seja, o pequeno rasgo que existe no árvore de cames que serve para sincronizar a roda dentada da árvore de cames estava desfasado em relação ao came original. Isto leva a que haja um assincronismo do motor e conseqüente choque entre as válvulas e os pistões. Para resolver o problema, a melhor solução foi pôr os pistões em ponto (pistão do 3º cilindro no ponto morto superior) e, sabendo a ordem de ignição do motor (3-1-2), conseguiu-se saber quando se dava o cruzamento de válvulas do motor. Desta forma, foi possível resolver o problema do sincronismo do motor com as novas árvores de cames.

Uma vez que todas as árvores de cames Dwell 50 e Dwell 60 apresentavam sincronismos iguais, era necessário realizar apenas um esquema para estas árvores de cames. Este esquema serve de guia para quando se altera o motor, seja aquando da alteração da junta da culassa como das árvores de cames.

Para os cames Dwell 50 e Dwell 60 a configuração do sincronismo do motor é apresentado na Figura 137.



Figura 137 - Ponto do motor com árvore de cames Dwell 50 e Dwell 60

- **Cambota – Balanceiro/Eixo de transmissão**

Outro sincronismo essencial traduz-se entre a cambota e o eixo de transmissão do motor. Neste caso, o sincronismo é importante para que o motor possa andar equilibrado. Caso contrário, se o motor não estivesse equilibrado, ele iria vibrar de uma forma anormal, e quanto maior fosse a velocidade do motor, maior iria ser a sua vibração, o que poderia causar danos graves no motor, levando mesmo à sua avaria.

Este sincronismo é possível garantindo que as marcas que se encontram na cambota e no eixo de transmissão estão coincidentes. Consequência de se alinharem as marcas é o alinhamento dos dentes dos eixos, que, por sua vez, garantem o equilíbrio do motor (Figura 138).



Figura 138 - Ponto de sincronismo na cambota e no eixo de transmissão (da esquerda para a direita, respetivamente)

### 7.5.3 Vedação - Lubrificação

Outro ponto na montagem do motor que não pode faltar é a colocação do silicone vedante nas juntas. Este silicone aguenta altas temperaturas e serve para garantir que não haja fugas de óleo nem de água através das juntas do motor.

Além disso, é necessário também aplicar óleo nos componentes aquando a montagem dos mesmos. O óleo irá lubrificar os componentes do motor quando este estiver pronto para trabalhar. Uma vez que o motor, após montado, nunca mais foi lubrificado nem trabalhou a lubrificação dos componentes, por isso antes de pô-lo a trabalhar após a montagem, é essencial que essa lubrificação seja feita para que não haja danificação ou aparecimento de microfissuras nos componentes do motor.



Figura 139 - Colocação de vedante numa junta



Figura 140 - Lubrificação de uma válvula de admissão

## 7.6 Tubos da Admissão

Tal como foi apresentado anteriormente, o sistema que irá ser utilizado para a alteração do ciclo Otto para ciclo Miller é o sistema de LIVC (*Late Intake Valve Closing*). Tal como o nome indica, a característica principal deste sistema é o atraso no fecho das válvulas, fazendo com que parte da mistura

que se encontra na câmara de combustão seja expulsa novamente para o coletor de admissão. Assim, é necessário que a mistura que foi expulsa num ciclo, seja aproveitada no ciclo seguinte.

Desta forma, para não perder a mistura que é expulsa a cada ciclo, foram produzidos três tubos (um para cada cilindro) para colocar entre as borboletas e o filtro de ar do motor. Assim, cada vez que a mistura é “retornada” para o coletor de admissão, esta irá ficar nos tubos, podendo ser reaproveitada no ciclo seguinte. Por outro lado, se estes tubos não foram utilizados, a mistura sai para o meio ambiente, perdendo-se.

O diâmetro exterior do tubo é igual ao diâmetro exterior dos tubos do coletor de admissão, sendo, no entanto, o diâmetro interno inferior. Desta forma, foi maquinada uma rampa de 15° numa das extremidades dos tubos, fazendo com que o diâmetro interno dos tubos fosse igual ao diâmetro interno dos coletores de admissão, e que a mistura conseguisse escoar para dentro dos tubos sem que houvesse qualquer obstáculo.

Na Figura 141 e Figura 142, é possível visualizar os tubos produzidos assim como os tubos já colocados na admissão do motor.



Figura 141 - Tubos de admissão após serem produzidos



Figura 142 - Tubos instalados no sistema de admissão do motor BMW K75



## 8. CONDIÇÕES DOS ENSAIOS E ANÁLISE DE RESULTADOS

Numa primeira fase deste capítulo irá ser apresentado, em resumo, quais foram as condições dos ensaios para cada motor (original e alterado). Estas condições centralizam-se na programação da unidade tendo em conta o objetivo pretendido para cada caso.

Além disso, este capítulo irá focar-se sobretudo nos resultados obtidos, tanto do motor original como do motor sobre-expandido, apresentando-os e forma de gráficos e tabelas de dados. Alguns dados foram obtidos experimentalmente enquanto os restantes valores foram calculados a partir dos primeiros. Além de apresentados estes resultados, são comentados, explicando o seu significado. É ainda explicado o significado de alguns resultados que podem não vir em conformidade como o que é apresentado na teoria.

### 8.1 Condições dos ensaios

Uma vez que o motor já vinha afinado, ou seja, do ano transato, apenas foi necessário dar uns ajustes para que este se encontrasse nas condições desejadas. Seguidamente serão apresentados os parâmetros que foram afinados para o motor original e para o motor alterado tendo em conta as condições desejadas para cada caso.

#### 8.1.1 Motor original (ciclo Otto)

A condição desejada para o funcionamento do motor original (ciclo Otto) era que este apresentasse uma mistura estequiométrica em toda a sua gama de cargas e rotações ( $AFR=14,7$  ou  $\lambda=1$ ). Além disso, era requisito que o avanço de ignição também fosse programado para uma melhor desempenho (MBT – *Maximum Brake Torque*) a nível do motor.

Seguidamente serão apresentados os mapas e as correções que foram aplicadas para o motor BMW K75 original.

#### *Curvas de enriquecimento no arranque*

O controlo da mistura durante a fase de arranque é feito pelos parâmetros “Priming Pulse” e “Cranking Pulse” (Figura 143). O primeiro define o pulso inicial dos injetores e, também, de chamada à bomba de combustível aquando da ligação do canhão de ignição na posição 1 (ON). O segundo é a curva

que define, em percentagem, a duração do pulso de injeção na fase de arranque até ao *ralenti* (700 rpm).

As respetivas curvas foram afinadas de modo a permitir um arranque suave e rápido do motor, e reduzindo a mistura para que não houvesse a hipótese de haver um encharcamento das velas. A curva de "Priming Pulse" foi reduzida a 0 milissegundos para não energizar a bomba de combustível antes de se acionar o motor de arranque. A curva "Cranking Pulse" foi reduzida ao mínimo para promover o arranque do motor em toda a gama de temperaturas (desde a temperatura ambiente).

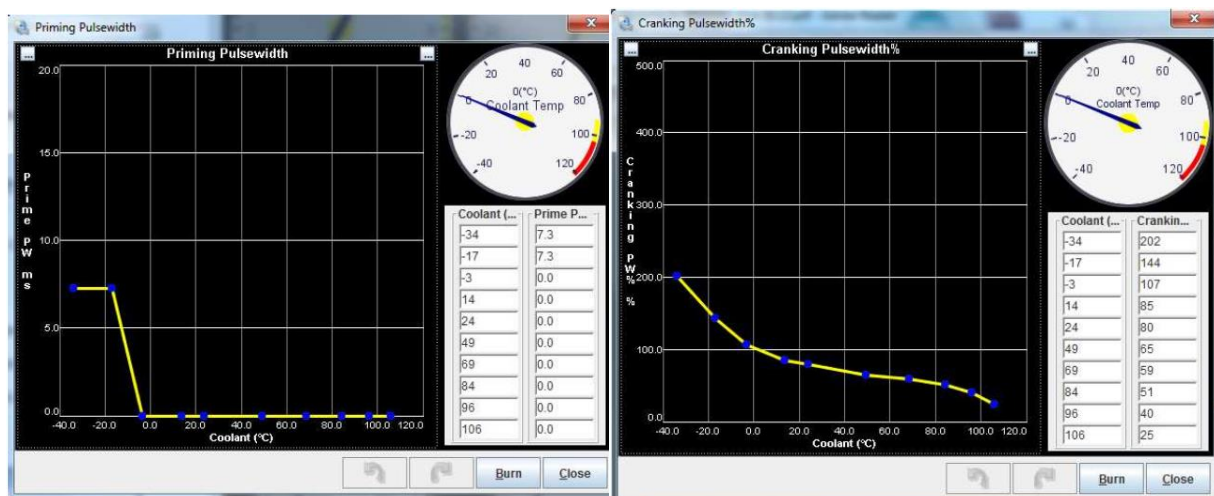


Figura 143 - Curva de correção "Priming Pulse" (à esquerda) e curva de correção "Cranking Pulse" (à direita) do motor original

### *Curva de enriquecimento após arranque*

Tendo em conta os enriquecimentos anteriormente apresentados, implica que haja um valor reduzido nas afinações após arranque (Figura 144). Esta correção é referente ao enriquecimento segundo a temperatura do motor, no entanto, apenas apresenta algum efeito alguns segundos após o arranque do motor. Assim, durante a fase pós-arranque a mistura enriquece, durante alguns segundos, até um valor de AFR entre 12,5 e 13, ou um  $\lambda$  entre 0,85 e 0,88.



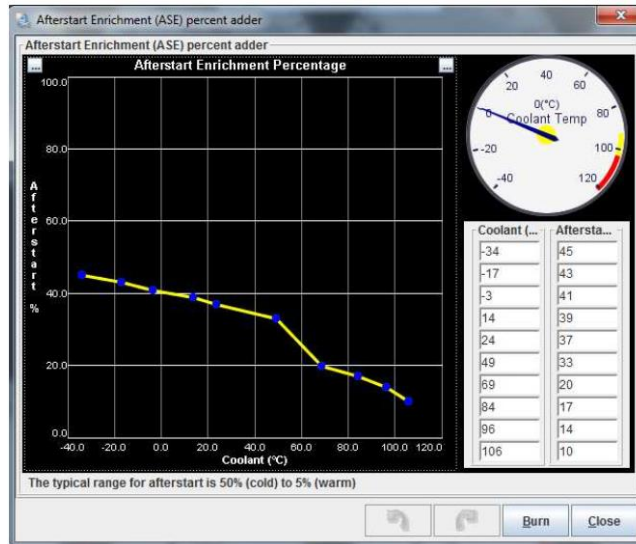


Figura 144 - Curva de enriquecimento após arranque do motor original

### Mapa de Injeção – “VE Table”

Tal como foi mencionado anteriormente, a mistura foi afinada para valores estequiométricos. Como o valor lido no controlador da sonda lambda não é constante, a mistura foi afinada para valores de AFR entre 14 e 15,5, correspondente a um valor de  $\lambda$  entre 0,95 e 1,05. Deste modo, e sabendo que o mapa tinha sido afinado no ano transato, é possível visualizar na Figura 145 o mapa, em matriz e em 3D, de injeção do motor BMW K75 original.

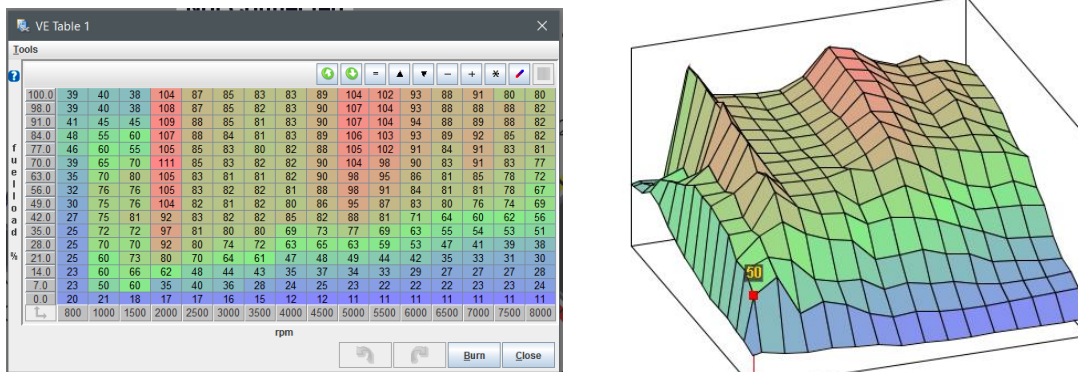


Figura 145 - Mapa de injeção do motor original (à esquerda) e a sua representação (à direita)

Relembrando aquilo o que tinha sido referido no Capítulo 4, o valor apresentado no mapa da eficiência volumétrica é um valor teórico e representativo da eficiência volumétrica. Isto é, o valor introduzido na célula é o valor que a unidade de controlo vai considerar como sendo da eficiência volumétrica do motor e, juntamente com as correções e mais uma série de parâmetros, esta irá calcular um valor que representa o tempo de abertura (em milissegundos) dos injetores. Desta forma, se o valor

introduzido no mapa de injeção aumentar ou diminuir a quantidade de combustível a ser injetado vai aumentar ou diminuir, respetivamente.

Pela análise da figura anterior, existem alguns pontos de funcionamento do motor onde a eficiência volumétrica é generosa. Um deles é no regime de rotações médias-elevada entre 50% e 100%. Normalmente, é nesta gama de cargas/rotações onde é obtido o binário máximo. Esta zona de binário máximo representa a zona onde o motor respira melhor e, por isso, apresenta uma maior eficiência volumétrica, fator conseqüente do aproveitamento dos efeitos dinâmicos e inerciais das colunas gasosas. Um motor aspirado, normalmente, consegue atingir os valores de eficiência volumétrica superiores a 100%, não sendo, no entanto, algo que aconteça frequentemente. Existem casos excepcionais, como a fórmula 1, onde estes valores de eficiência volumétrica são facilmente atingíveis devido a todo o trabalho que existe nas condutas de admissão e escape (que permitem um maior fluxo de ar) e ainda umas árvores de cames que permitem aberturas mais generosas.

Contudo, os valores apresentados no mapa anterior são apenas teóricos uma vez que o controlo da mistura utiliza os valores deste mapa apenas como referência para cálculo da duração do pulso de injeção. Sendo que os parâmetros de entrada principais são a carga, dada pelo sensor de posição do acelerador e a velocidade de rotação lida pelo conjunto codificador. Na realidade, os valores de eficiência volumétrica para cada célula da matriz são percentagem de enriquecimento que afetam a duração base de 11 ms do pulso dos injetores (definido anteriormente em “Required Fuel” em “Engine and Sequential Settings”). No entanto, dado que a mistura é estequiométrica, pode-se considerar este valor como indicativo da eficiência volumétrica do motor.

A outra zona de maiores valores de eficiência volumétrica situa-se na faixa das 2000 rpm do mapa de injeção com cargas compreendidas entre os 40% e 100%. Normalmente, a baixas cargas, a eficiência volumétrica é baixa, devido às perdas por bombagem e pela própria restrição de ar na válvula de acelerador, sendo admitido menos ar. Com o aumento da velocidade de rotação, a eficiência volumétrica diminui, pois é criada uma maior pressão do ar a passar por essa mesma restrição, pelo que entra menos ar por ciclo. Desta forma, também a injeção será menor.

Assim, os valores de eficiência volumétrica aumentam com o aumento da velocidade de rotação e carga do motor até atingir um pico máximo, correspondente ao ponto de binário máximo.

Uma vez que o binário de funcionamento do freio hidráulico era superior ao binário exercido pelo motor a rotações inferiores a 2000 rpm, considerou-se que o mapeamento anterior estava bem efetuado, não sendo necessário proceder à sua afinação. Além disso, como não era possível realizar testes a

rotações inferiores a 2000 rpm, o facto de não se conseguir afinar a misturas para este intervalo de rotações não era alvo de um problema.

### Mapa de avanço de ignição – “Spark Advance Table”

Após a verificação do mapa de injeção do motor, foi afinado o mapa de avanço de ignição. Este mapa foi afinado para obter um valor de avanço de ignição ótimo, tentando obter sempre o binário efetivo máximo, para cada ponto da de funcionamento do motor.

Tal como foi explicado no Capítulo 4 o aumento do avanço da ignição dá-se com o aumento da velocidade do motor, e diminui com o aumento da carga do mesmo. A Figura 146 mostra o mapa de avanço de ignição final do motor original, assim como a sua representação em 3D.

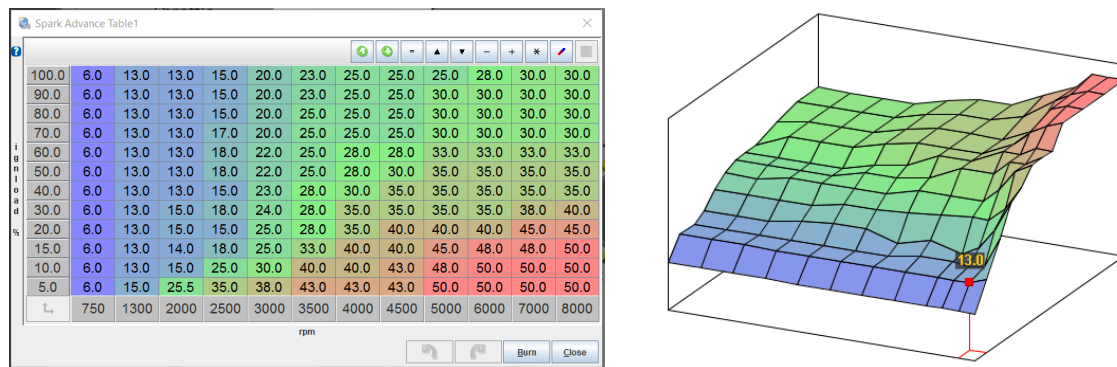


Figura 146 - Mapa de avanço de ignição do motor original (à esquerda) e sua representação em 3D (à direita)

Tal como pode ser visto no mapa de avanço de ignição, o avanço mínimo é de 6°, pois é o valor mínimo de avanço de ignição segundo as especificações do motor. A única diferença é que no sistema original do motor BMW K75 (sistema LE-Jetronic) este apresenta um avanço de ignição de 6° desde a velocidade de arranque até às 1300 rpm. Neste caso, acima da velocidade de ralenti (750 rpm), o valor de avanço de ignição é superior aos 6° apresentados pelo fabricante, pois foi o valor obtido aquando da afinação do mapa.

Quanto ao avanço máximo de ignição, enquanto no sistema original este era de 32° a partir das 4876 rpm, neste caso, o valor máximo obtido para avanço de ignição foi de 50°.

Normalmente, os motores de combustão interna não vêm programados para o seu melhor desempenho (MBT) e, por isso, este tipo de programação da unidade de controlo acaba por ser deveras diferente da programação de origem do motor.

### Curva de enriquecimento a frio – “Warmup Enrichment Curve” – WUE

A curva de enriquecimento a frio tem influência na duração do pulso de injeção desde a temperatura ambiente (a que o motor se encontra quando está em repouso) até à temperatura de funcionamento ideal, entre 85° e 100° C. No intervalo de temperaturas de funcionamento este enriquecimento é nulo, ou seja, apresenta um valor igual à unidade. Durante a fase de aquecimento, que dura cerca de 15 a 20 min, a mistura é ligeiramente rica, com valores de AFR=13 ou  $\lambda=0,88$ . Na Figura X é possível visualizar a curva de enriquecimento a frio do motor BMW K75 original.

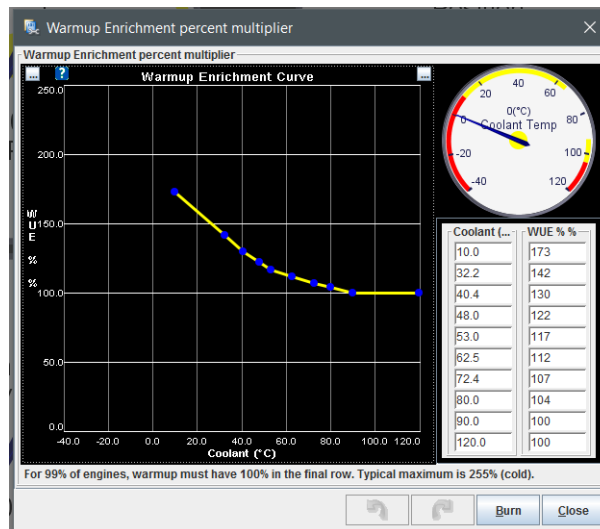


Figura 147 - Curva de "Warmup Enrichment" do motor original

#### 8.1.2 Ciclo Miller com rebaixamento de 3,5 mm e came Dwell 50

O objetivo do motor sobre-expandido é claro, modo ECO às 3500 rpm e BOOST às 7000 rpm. Tendo em conta este facto, a unidade de controlo foi programada para objetivos diferentes do motor original. Sendo assim, a unidade de controlo foi programada para as seguintes condições:

- Mistura pobre a baixa velocidade e com um AFR=16 ou um  $\lambda=1,15$ ;
- Mistura rica a alta velocidade e com um AFR=13 ou um  $\lambda=0,9$ ;

Uma vez que os incrementos no aquecimento, assim como as restantes curvas de correção não têm muito impacto aquando a alteração do motor, existem apenas dois parâmetros que foram alvo de alterações. Estes parâmetros são o mapa de injeção e o mapa de avanço de ignição.

#### Mapa de Injeção – “VE Table”

Comparativamente com o mapa do motor original, o mapa do motor alterado sofreu um decréscimo nos valores de cada célula, isto porque, uma vez que a admissão é menor e a mistura mais pobre no motor sobre-expandido, não haverá a necessidade de injetar tanto combustível como no motor

original. Na Figura 148 é apresentado, então, o mapa de injeção do motor sobre-expandido, assim como a sua versão em 3D.

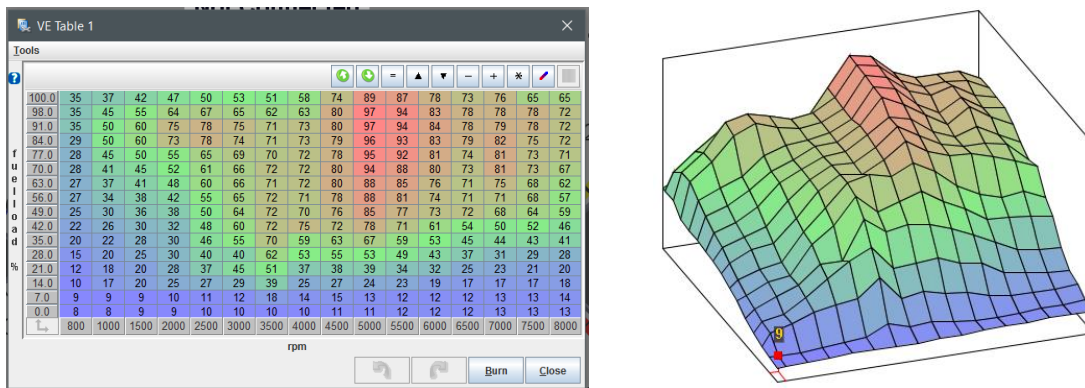


Figura 148 - Mapa de injeção do motor alterado com rebavamento de 3,5 mm e came Dwell 50 (à esquerda) e sua representação em 3D (à direita)

Por comparação entre a Figura 145 e Figura 148 repara-se que houve valores de injeção decresceram mais de 30%, o que prova que a eficiência volumétrica diminuiu com as alterações efetuadas (uma vez que se injetava menos combustível). Em particular aos pontos de funcionamento do ciclo Miller, foi possível reduzir, em comparação com a programação do motor original, o valor da eficiência volumétrica apresentada no mapa em, 38% às 3000 rpm a 100% de carga e 11% às 7000 rpm a 50% de carga. Este mapa de injeção não foi afinado ponto a ponto, no entanto, foi afinado para os objetivos pretendidos, ou seja, mistura pobre para valores de velocidade entre 2500-3500 rpm e rico para altas velocidades (6500-7000 rpm). Os restantes valores do mapa foram introduzidos com base numa estimativa dos valores anteriores.

### Mapa de avanço de ignição – “Spark Advance Table”

À semelhança do que se passou no mapa da injeção, os valores do avanço de ignição também foram alterados (reduzidos). O exagerado aumento do avanço da ignição levaria ao acontecimento de *knock* do motor. Mais uma vez, os valores que foram alterados para valores ótimos apenas são os desejados para os pontos de funcionamento pretendidos, os restantes seguiram a lógica da diminuição do avanço com o aumento da carga, e aumento do avanço com o aumento da velocidade do motor. Na Figura 149 é possível visualizar, sob a forma matricial e 3D, os valores de avanço de ignição para o motor alterado.

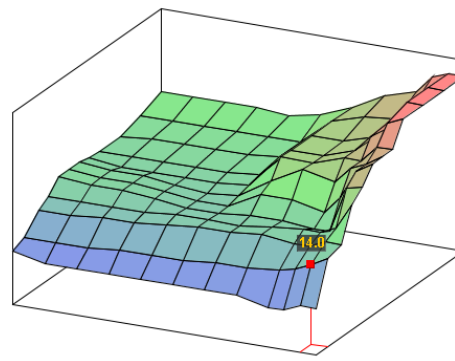
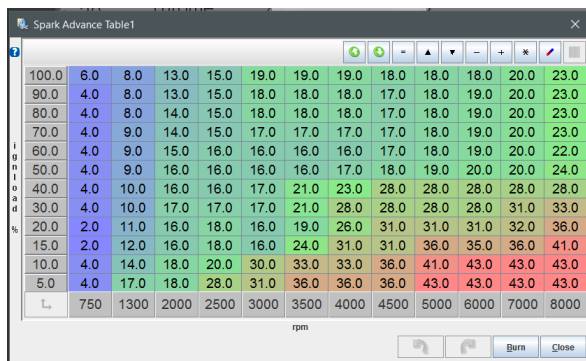


Figura 149 - Mapa de avanço de ignição do motor alterado com rebaixamento de 3,5 mm e came Dwell 50 (à esquerda) e sua representação em 3D (à direita)

Por comparação entre a Figura 146 e Figura 149 é possível reparar que, nos pontos de funcionamento do ciclo Miller, houve uma redução no avanço de ignição de  $1^\circ$  às 3000 rpm a 100% de carga e  $15^\circ$  às 7000 rpm a 50% de carga. A redução do avanço de ignição a baixa velocidade não é tão abrupta como a alta velocidade, isto acontece porque a alta velocidade o motor está mais suscetível ao fenômeno de *knock*.

## 8.2 Resultados dos ensaios do Motor Original (Ciclo Otto)

Após concluído a resolução dos problemas do motor quando se iniciou o projeto, deram-se início aos ensaios do motor. Os resultados apresentados seguidamente são os mais coerentes que foram obtidos de várias repetições dos ensaios do motor. Apesar das repetições, da leitura e análise aprofundada dos dados, existem resultados que provêm de erros transversais ao operador, tais como, erros no sistema de medição de combustível, erros na leitura dos dados por parte da célula de carga, entre outros. Tudo o que é apresentado foi submetido a um estudo aprofundado sobre o seu significado e, como tal, algo que possa não parecer em concordância com a teoria será assim explicado.

A demora na realização dos ensaios e a repetição dos mesmos serviram para garantir a confiança nos resultados obtidos. Era necessário obter esta confiança uma vez que a partir do momento que o bloco do motor é rebaixado, não se pode voltar atrás para a sua forma original. Desta forma, foi possível documentar os dados do motor, necessários para este trabalho e trabalhos futuros.

Assim, neste subcapítulo irão ser apresentados os valores que foram medidos (binário e consumo) e os valores posteriormente calculados com base nos dados obtidos (potência e rendimento).

## 8.2.1 Binário

Como foi referido anteriormente, o binário resistente exercido no motor era realizado por um freio hidráulico, seguidamente medido pela célula de carga e gravado pelo sistema de aquisição de dados desenvolvido pelo Armando Alves [44] para, posteriormente, ser estudado e trabalhado de forma a analisar o comportamento do motor.

Após todos os testes efetuados foi possível obter as curvas de binário do motor apresentadas no gráfico na Figura 150. As linhas deste desenho procuram somente representar o andamento provável de cada posição de carga do acelerador.

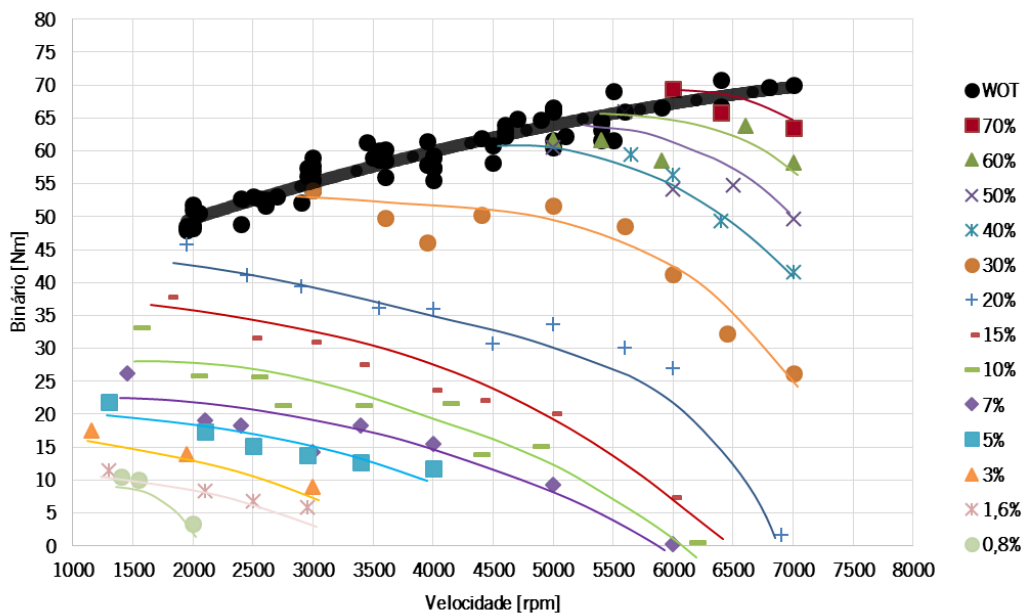


Figura 150 - Curvas de binário do motor original - Pontos experimentais

Nos motores de combustão interna de ignição comandada, a partir de uma dada carga do motor, os efeitos da borboleta são irrelevantes e, por isso, considera-se que o motor está a carga total - *WOT* (*Wide Open Throttle*), dado que, a partir de uma certa carga, o motor apresenta aproximadamente os mesmos valores de binário. Particularmente no motor BMW K75 isto acontece a partir de 80% de carga, explicando a inexistência das curvas de 80% e 90% de carga do motor (uma vez que a partir dos 70% é equivalente a ter o motor com a borboleta completamente aberta - *WOT*).

Numa primeira impressão do gráfico, é possível concluir que os binários obtidos são plausíveis. Como é possível verificar, as curvas de binário de cargas inferiores a 70% (inclusive), são curvas que divergem da curva de máxima posição do acelerador e, conforme se vai diminuindo a carga do motor, mais cedo a curva de binário da respetiva carga diverge da curva de binário da máxima posição do acelerador. Para cargas inferiores a 20% (inclusive) é possível levar o motor ao seu limite, isto é, máxima

velocidade do motor para cada carga sem exercer carga no freio. Teoricamente, quando o motor atinge este ponto (limite para cada carga do motor), o valor de binário é nulo. Contudo, é impossível obter um valor de binário nulo com o freio utilizado e experimentalmente foi possível obter valores de binário, porém, como se pode verificar, estes são muito próximos de zero.

Normalmente, num motor de ignição comandada, a curva de binário sobe até uma determinada velocidade e, quando está próximo do seu limite de funcionamento, ela começa a decrescer – quando atinge o pico de máximo binário efetivo (tal como já foi explicado anteriormente). Neste caso, isso não acontece. Isto deve-se ao facto de o motor em questão não estar a ser levado até o seu limite de funcionamento que, tal como já foi mencionado nas características do motor, é por volta das 9000 rpm. Uma vez que o corte neste momento são as 7000 rpm, existem pontos de funcionamento que não estão a ser mostrados e o acontecimento anteriormente referido do decréscimo do valor do binário perto do limite de funcionamento não é notório nos gráficos apresentados.

O que se pode concluir pela análise gráfico é que o binário máximo atingido foi cerca de 70 Nm, obtido para a máxima posição do acelerador (*WOT*). Este é um valor muito coerente, uma vez que o binário máximo produzido segundo o fabricante são 68 Nm. Em relação às outras curvas de binário obtidas, os valores são coerentes, uma vez que representam o comportamento normal de um motor de ignição comandada. Existe uma pequena discrepância entre as curvas de 20%, 30% e 40% de posição do acelerador, devendo-se ao facto de a resposta do motor em funcionamento a baixas/médias cargas ser diferente comparativamente ao funcionamento a cargas elevadas. No entanto, não será um problema para o futuro, uma vez que este motor apenas irá funcionar a carga máxima quando estiver a trabalhar como um *range extender*. Quanto ao funcionamento do motor a baixas cargas (abaixo de 20% da posição de acelerador) as curvas são muito próximas umas das outras. Este comportamento deve-se ao facto de, a partir de uma certa posição do acelerador, o atrito do ar a entrar na câmara de combustão não diferir muito de carga para carga, o que difere mais é a temperatura a que o motor e o óleo do motor se encontram. Isso é notório nos consumos e, conseqüentemente, no rendimento do motor, que irá ser discutido adiante.

Após o estudo de todos os pontos de binário do motor e da construção das suas curvas, foi possível desenhar um gráfico com as equações das curvas retiradas a partir dos pontos obtidos experimentalmente. Esse gráfico pode ser visto na Figura 151.



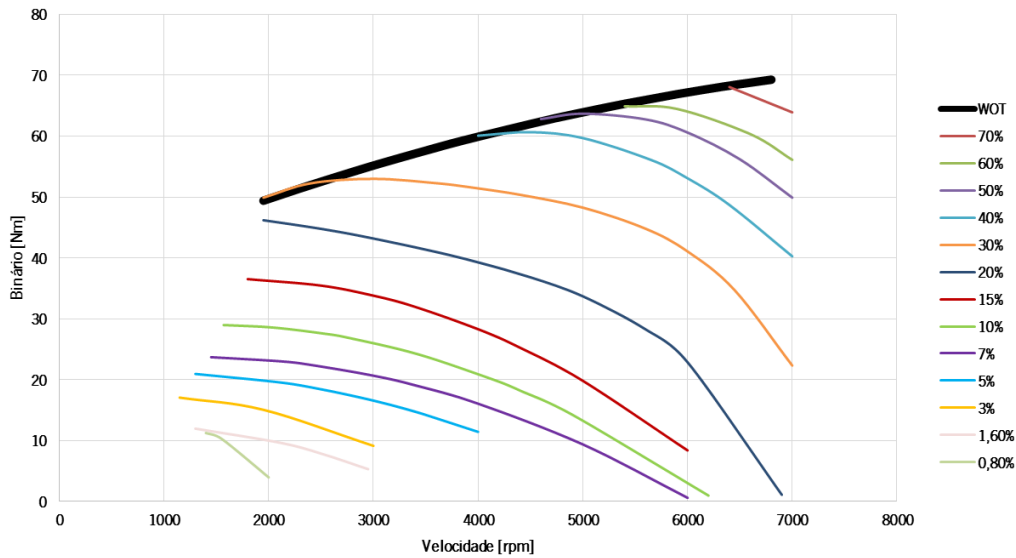


Figura 151 - Curvas de binário do motor original - Equação das curvas retiradas dos pontos experimentais

Algo que foi base de estudo sobre o funcionamento deste motor é o seu comportamento a médias rotações em comparação com a curva de binário do fabricante. Para estudar essa comparação o gráfico da Figura 152 mostra as curvas de binário do fabricante com a curva de binário com a máxima posição do acelerador que foi obtida.

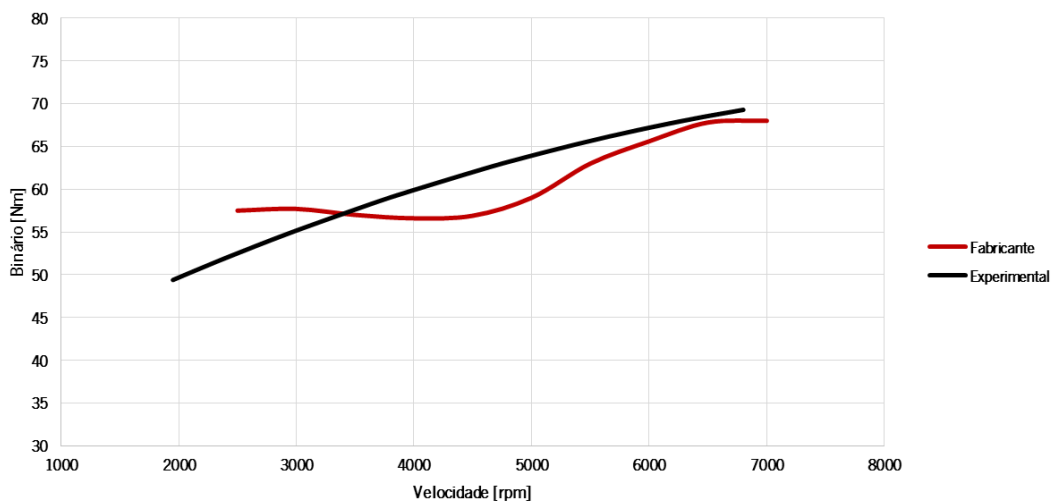


Figura 152 - Comparação entre a curva de binário do fabricante e da obtida experimentalmente, a carga máxima

Como se pode verificar pela visualização do gráfico a partir das 3200 rpm (aproximadamente), o binário obtido experimentalmente é superior ao binário do fabricante. A conclusão para este acontecimento que é na gama de rotações onde os binários são distintos o motor, nas condições de funcionamento atuais, está a respirar melhor. Isto é, o fluxo de ar que entra e que sai na câmara de combustão, tal como a combustão, estão a dotar o motor para um melhor funcionamento e, conseqüentemente, a produção de mais binário. O escape atual do motor é totalmente diferente de um

escape de um motociclo normal, e isso influencia o desempenho do motor. O facto da unidade de controlo estar programada de maneira diferente da original também provoca efeitos no desempenho do motor. A injeção e o avanço da ignição são fatores cruciais para o binário obtido num motor e, estando estes alterados, é normal que os resultados obtidos sejam diferentes daquilo que esteja definido pelo fabricante. É por estes e por outros motivos que os testes devem ser repetidos várias vezes, ano após ano, para confirmar a prestação do motor e poder confiar nos resultados obtidos de modo a serem alvo de estudo com o que irá ser obtido com o motor em funcionamento a ciclo Miller.

### 8.2.2 Potência

A potência do motor foi retirada com base nas equações que irão ser apresentadas no final deste capítulo. Tal como é apresentado no capítulo 2, a potência é o produto do binário com a velocidade de rotação do motor. Desta forma, através das equações das curvas apresentadas anteriormente, retirou-se o binário para toda a gama de rotações para cada carga do motor e, assim, foi possível calcular a potência do motor.

A potência máxima atingida foi cerca de 49 kW ( $\approx 66$  cv) a carga máxima do motor (*WOT*) às 6800 rpm. Segundo o fabricante, a potência deste motor a esta gama de rotações rondaria os 49 kW, sendo, também, a potência máxima obtida coerente com a definida pelo fabricante.

Tal como deveria ter acontecido no binário, a curva de potência, a altas rotações, deveria cair, pois o binário era insuficiente para superar a velocidade de rotações do motor. Contudo, uma vez que nem toda a gama de rotações do motor está a ser testada nem a curva de binário decresce, a curva da potência irá crescer até ao fim da gama de rotações do motor (uma vez que a potência depende do binário, ambas irão reagir da mesma forma o que explica o crescimento contínuo da curva). Isto explica apenas o que acontece para cargas superiores a 80% no motor (*WOT*). O que acontece nas restantes cargas no motor é equivalente ao que acontece no binário do motor. Até uma determinada velocidade, a curva é equivalente à curva de carga máxima do motor e, a partir de um certo ponto, a curva começa a decrescer até que, em cargas baixas (carga igual ou inferior a 20%), a potência irá tender para zero (uma vez que acontece o mesmo para o binário), no entanto, apesar dos valores serem muito próximos de zero, estes nunca são nulos.

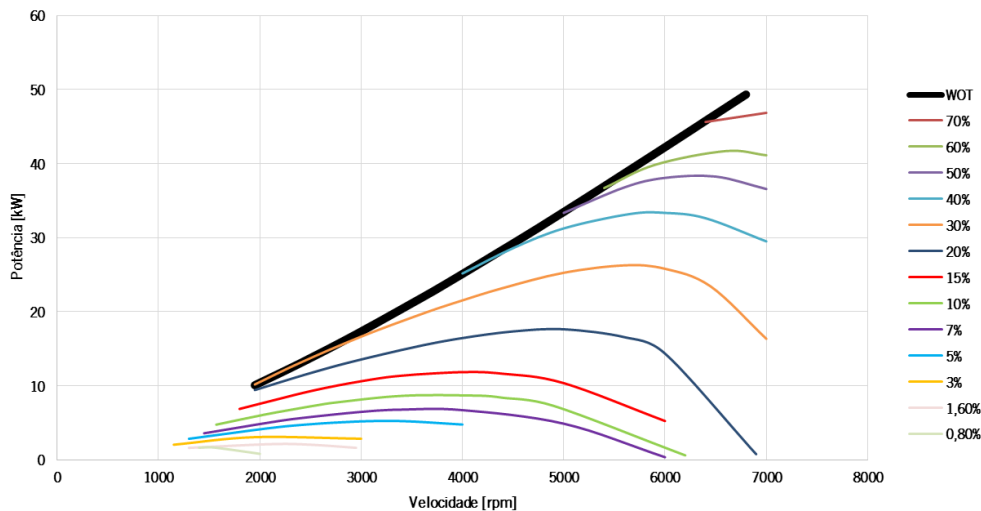


Figura 153 - Curvas de potência do motor original - Equação das curvas retiradas dos pontos experimentais

Tal como se passou no binário, a curva de potência obtida não irá ser igual à curva de potência do fabricante. Uma vez que o comportamento da potência depende do binário, não será necessário mostrar nenhum gráfico de comparação entre a curva de potência do fabricante com a curva de potência obtida, a diferença entre as curvas já foi mostrada e já foi explicado o motivo pelo qual as curvas são diferentes.

### 8.2.3 Consumo

Como é de esperar do normal funcionamento de um motor, o consumo (caudal mássico de combustível) aumenta com o aumento da velocidade e com o aumento da carga do motor. Isto porque, quanto maior é a velocidade do motor, maior é a quantidade de ar a entrar e, por isso, mais combustível tem de ser injetado.

Como pode ser visto pela análise do gráfico da Figura 154, a maior quantidade de combustível injetado foi de 73,54 g/20s o que dá cerca de um caudal de combustível injetado de 3,7 g/s.

O que um motor injeta está relacionado com o binário que produz (quanto mais fluido for injetado, maior é o binário, até atingir um limite), e, como tal, as curvas de fluido a injetar irão ser equivalentes ao binário produzido no motor. Essas curvas podem ser vistas no gráfico da Figura 154 onde apresenta a curva de carga máxima (*WOT*) como sendo a curva com o máximo de consumo. À semelhança do que acontecia anteriormente, a curva de carga máxima é a curva equivalente a todas as outras cargas, sendo que as restantes saem a partir desta.

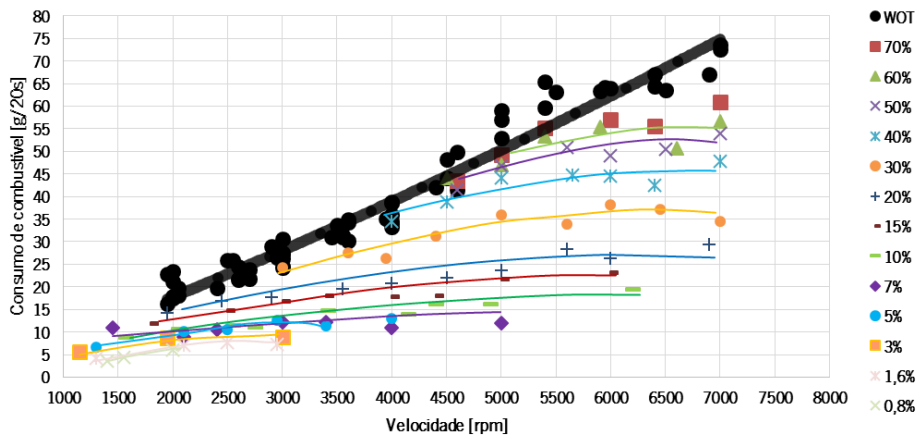


Figura 154 - Curvas de consumo do motor original - Pontos experimentais

Mais uma vez, procedeu-se à determinação da curva representativa dos pontos dos consumos como aconteceu com o binário. A determinação da equação das curvas serve para ter uma maior abrangência de pontos para além daqueles que foram obtidos experimentalmente e para ter uma visão mais simples daquilo que se está a passar a nível da injeção do motor. Porém, este tipo de gráficos apresenta alguns erros, pois a curva não passa sempre por todos os pontos experimentais e, por isso, alguns valores que irão ser calculados com estas curvas irão apresentar estes erros. Um exemplo é o cálculo da eficiência pelos pontos experimentais e pelas curvas calculadas como vai ser mostrado mais à frente.

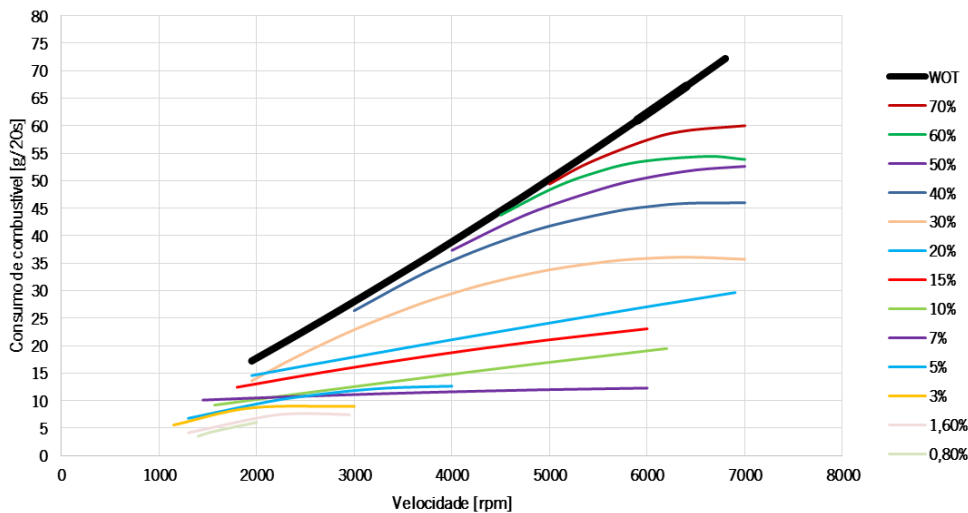


Figura 155 - Curvas de consumo do motor original - Equação das curvas retiradas dos pontos experimentais

## 8.2.4 Rendimento

Tal como foi apresentado no capítulo 2, o rendimento de um motor é a razão entre o trabalho útil realizado e a energia do combustível queimado. Sendo assim, utilizando folhas de cálculo (em Excel), e com os pontos experimentais do binário e do consumo instantâneo, foi possível obter o gráfico do

rendimento do motor, como pode ser visto na Figura 156. Experimentalmente, o máximo de rendimento obtido foi cerca de 35%, o que é um rendimento demasiado elevado para um motor de ignição comandada. O motor BMW K75 sempre apresentou rendimentos bastante elevados para um motor de ignição comandada, o que prova a existência de demasiados erros nos ensaios efetuados, erros que perduram ano após ano e que são intrínsecos da instalação experimental em causa. Alguns desses erros podem ser visualizados no gráfico da Figura 156 onde se pode ver que os pontos obtidos experimentalmente se encontram um pouco afastados da sua curva de valores médios.

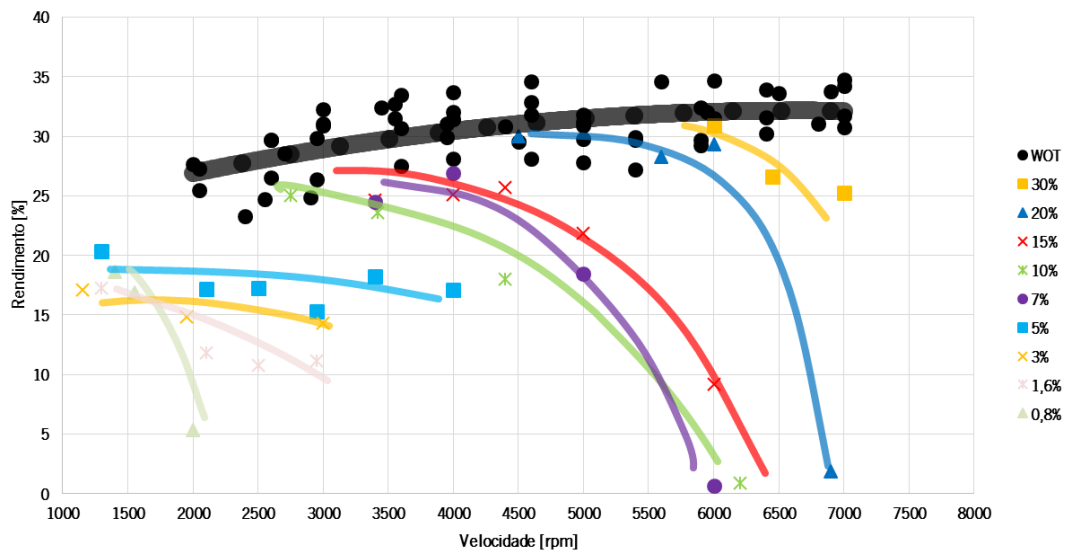


Figura 156 - Curvas de rendimento do motor original - Pontos experimentais

Para além do gráfico do binário do motor, o gráfico de rendimento do motor é muito importante para descrever o próprio motor assim, como o modo como foram realizados os testes. Como se pode ver pelos pontos e pelas curvas deste gráfico, eles não seguem uma coerência como seguiam as curvas anteriores. A eficiência deste motor é praticamente igual desde 40% de carga até a carga máxima, e por isso só aparecerem as curvas da eficiência do motor para cargas inferiores a 30%. As curvas de 30%, 20% e 15% seguem uma coerência como seguiam as anteriores e demonstram o que normalmente se passa com os motores de ignição comandada. As outras curvas apresentam alguns formatos diferentes devido às condições a que os testes foram realizados para estas cargas. Por exemplo, o facto de as curvas de 1,6%, 3 e 5% não tenderem para 0 implica que algo nestes testes foi diferente em comparação com os restantes. Outro caso são as curvas de 7% e 10% que, apesar de apresentarem o formato correto (curvas a tender para 0), o facto de cruzarem uma com a outra é algo que não deveria acontecer.

O que explica o facto das curvas de 1,6%, 3 e 5% serem praticamente horizontais é principalmente a temperatura do óleo do motor. A baixas cargas, a temperatura do óleo do motor é um parâmetro essencial para o rendimento de um motor pois grande parte do trabalho do motor vai depender

da viscosidade do óleo. O que acontece dentro de um motor é que, quando a temperatura do óleo do motor é elevada, o atrito entre os componentes do motor é inferior e, conseqüentemente, o trabalho para mover os componentes é menor e o rendimento do motor aumenta. Contrariamente, quando a temperatura do óleo do motor diminui, o atrito nos componentes do motor aumenta, o trabalho gasto a mover os componentes é elevado e o rendimento diminui. Este facto pode ver-se melhor nas curvas de 0,8% e de 1,6%, onde o binário produzido pelo motor é praticamente o mesmo, e os consumos equivalentes. No entanto, o rendimento do motor é totalmente diferente, significando que as condições em que os testes foram realizados para cada carga são totalmente distintas.

Num motor de combustão por ignição comandada, o que acontece com o rendimento é que este começa a decrescer quando se aproxima do limite de rotações do motor. Porém, e tal como aconteceu com o binário, este motor não foi testado até ao limite e, por isso, a curva de rendimento máximo apresenta uma ligeira inclinação para o final mas não a inclinação que deveria ter, e isso é principalmente em resposta ao binário obtido. Além disso, o facto de não ter sido levado até ao limite (por falta de condições por parte do motor) explica a inexistência de curvas acima de 30% de carga, não sendo este um problema (como já foi dito anteriormente), pois o objetivo é estudar o motor a 3500rpm e 7000rpm.

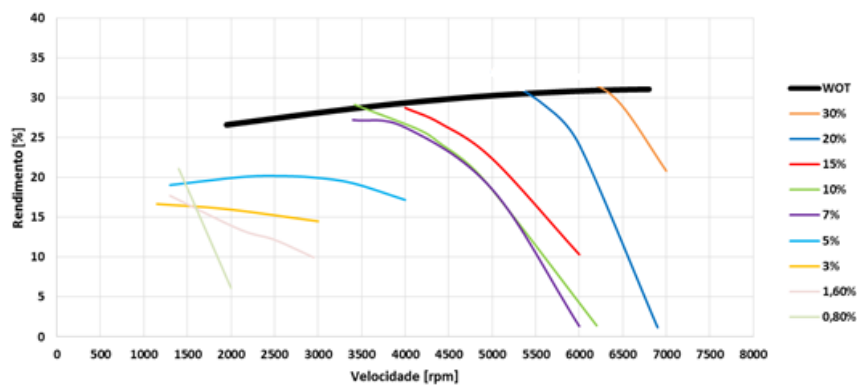


Figura 157 - Curvas de consumo do motor original - Equação das curvas retiradas dos pontos experimentais

No gráfico da Figura 157 é possível ver o rendimento do motor calculado pelas equações das curvas que foram determinadas anteriormente.

Como se pode ver pela visualização deste gráfico, os valores apresentados não são muito fiáveis, pois apresentam demasiados erros. As curvas que foram calculadas apresentavam pequenos erros em relação aos pontos, o que leva a resultados demasiado divergentes dos originais. Sendo assim, este gráfico apenas serve de ilustração para saber aquilo que se está a passar no motor a nível do rendimento do mesmo.

## 8.2.5 Diagramas do Motor Original

Uma vez que todo o motor estava mapeado e existiam dados suficientes para os elaborar, foram elaborados os diagramas de curvas de rendimento e de consumo específico do motor BMW K75 original. Estes diagramas foram elaborados no *software Surfer*. O *Surfer* é um programa matemático capaz de criar diagramas e mapas em 3D através de dados que lhe são introduzidos. Os diagramas e mapas 3D que são apresentados seguidamente são cálculos por triangulação de interpolações lineares criadas pelo *software*, por uma rotina interna do mesmo, com os dados das curvas representativas dos ensaios experimentais (apresentadas nos gráficos anteriores).

Na Figura 158 é possível ver o diagrama de rendimento do motor BMW K75 e o seu respetivo mapa em 3D.

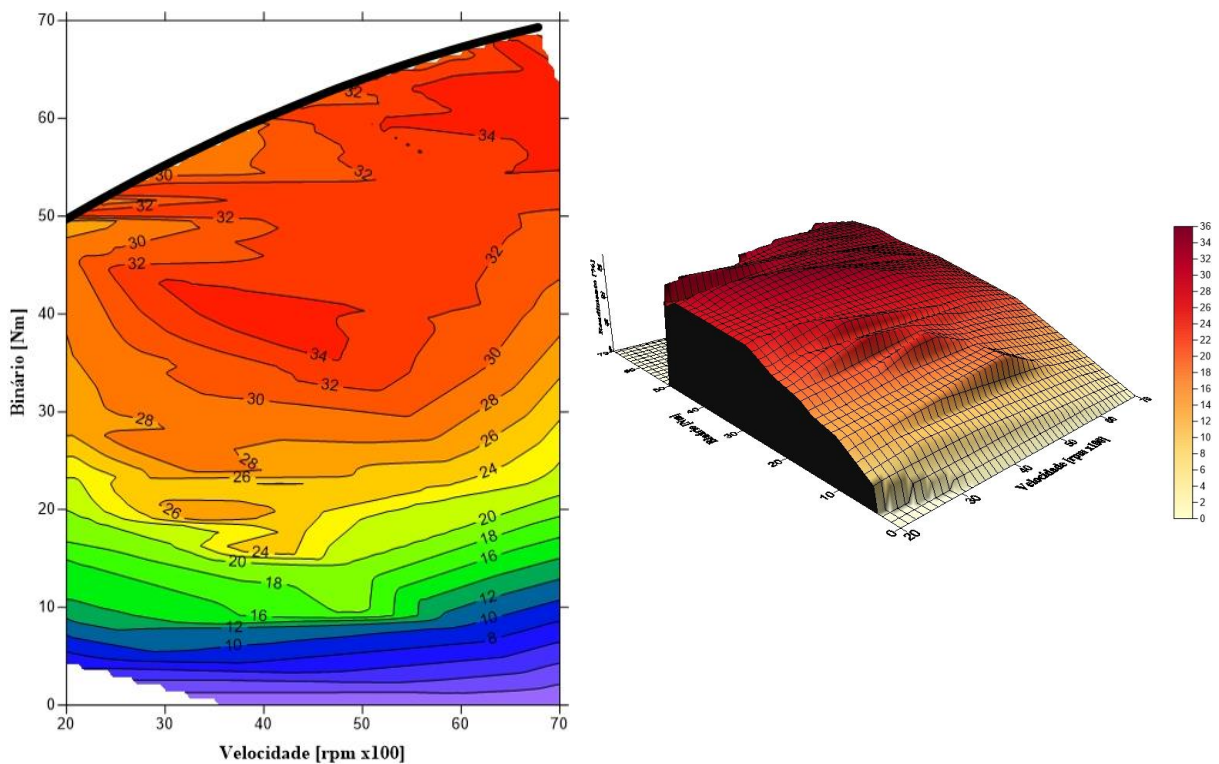


Figura 158 - Diagrama de rendimento (à esquerda) e sua representação em 3D (à direita) do motor BMW K75 original

Na Figura 159, é possível ver o diagrama de consumo específico do motor BMW K75.

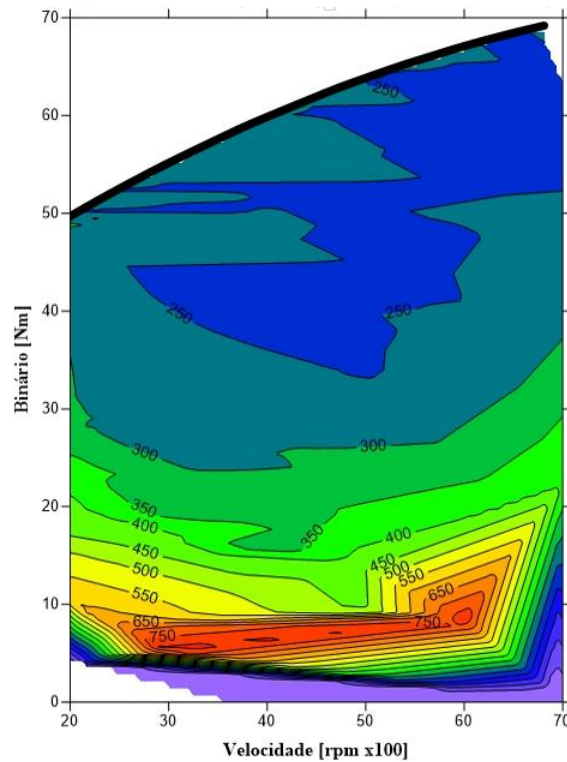


Figura 159 - Diagrama de consumo específico do motor BMW K75 original

Em ambos os casos a curva, a negro, mais generosa representa a curva de máximo binário do motor BMW K75, original.

Como foi anteriormente apresentado, os únicos dados possíveis de retirar diretamente do ensaio eram: tempo de teste, consumo durante o teste, binário obtido e velocidade do motor. Os dados calculados na folha de cálculo, em Excel, utilizados para criar estes gráficos e para criar as tabelas que irão ser apresentadas mais foram calculados segundo o seguinte formulário:

- Potência (produto do binário pela velocidade de rotação angular):

$$P=2\pi NB \tag{42}$$

- Consumo Específico (massa de combustível necessária para produzir determinada quantidade de trabalho num dado intervalo de tempo):

$$C_s = \frac{\dot{m}_f}{W} \tag{43}$$

- Rendimento (relação entre o trabalho disponível no veio motor e a energia de combustível queimado):



$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f \times PCI} \quad (44)$$

- Eficiência Volumétrica (relação entre a massa de ar que entra no motor e a quantidade de ar que cabe dentro do motor):

$$EV = \frac{\dot{m}_f \times AFR}{\left( \frac{V_v \times p_{atm} \times M_{ar}}{R \times T_{amb}} \right)} \quad (45)$$

- Taxa de compressão (relação entre a massa de ar que entra no motor e a massa de ar que cabe na câmara de combustão):

$$TC = \frac{\dot{m}_f \times AFR}{\left( \frac{V_{cc} \times p_{atm} \times M_{ar}}{R \times T_{amb}} \right)} \quad (46)$$

Onde: N – velocidade de rotação do motor [rpm];

B – binário do motor [Nm];

$\dot{m}_f$  – massa de combustível [g/s];

$\dot{W}$  – trabalho realizado num dado intervalo de tempo [kWh];

PCI – poder calorífico inferior do combustível [kJ/g];

AFR – relação ar/combustível;

$V_v$  – volume varrido;

$V_{cc}$  – volume da câmara de combustão.

### 8.3 Resultados dos ensaios do Motor Miller com came Dwell 50

O ciclo Miller é um ciclo proveniente do ciclo Otto, diferenciando-se na sua sobre expansão de forma a aumentar o rendimento do motor. Neste trabalho, o objetivo do ciclo Miller era obter o máximo de eficiência a baixas rotações (cerca de 3500 rpm) e potência a altas rotações (cerca de 7000 rpm). Uma vez que no ciclo sobre-expandido irá haver uma menor tempo de compressão comparativamente ao ciclo Otto, fator consecutivo do LIVC, o desempenho a nível de binário do ciclo Miller são comparadas com o ciclo Otto a carga parcial.

Neste subcapítulo serão apresentados os resultados obtidos, assim como a sua análise, nos dois pontos de funcionamento.

### 8.3.1 Funcionamento a 3000 rpm

O ponto de funcionamento inicialmente pensado para o projeto era às 3500 rpm, no entanto, como o freio hidráulico é difícil de controlar e apresentava demasiadas oscilações neste ponto, o motor foi então programado para as 3000 rpm (ponto mais próximo com menores oscilações).

Como foi apresentado acima, o objetivo deste ponto seria obter a melhor eficiência. Neste sentido, a unidade de controlo foi programada para que a mistura fosse pobre, com um AFR =16,9 ou um  $\lambda=1,15$ . Uma vez que a mistura nunca é certa, a unidade de controlo foi programada para um intervalo de AFR entre 16 e 17,5. O processo de otimização do motor não passou apenas para a reprogramação da unidade de controlo para a mistura pretendida, como também para o avanço de ignição ideal (importante para o aumento da eficiência do motor). Na Tabela 9 é possível visualizar os resultados obtidos para este ponto de funcionamento. Os dados apresentados são: posição de acelerador (TPS), avanço de ignição (em graus da cambota), velocidade do motor, consumo, binário, potência, consumo específico e rendimento.

Tabela 9 - Resultados obtidos no ciclo sobre-expandido para o ponto de funcionamento às 3000 rpm

TPS [%]	Av. Ignição [°]	Velocidade [rpm]	Consumo [g/s]	Binário [N.m]	Potência [kW]	Consumo Esp. [g/kWh]	Rendimento [ $\eta$ ]
WOT	15	3000	1,0389	48,15	15,13	247,23	33,09
	17	3000	1,0213	48,98	15,39	238,93	34,24
	<b>19</b>	<b>3000</b>	<b>1,0062</b>	<b>49,93</b>	<b>15,68</b>	<b>230,95</b>	<b>35,43</b>
	20	3000	0,9326	42,59	13,38	250,93	32,61

Como pode ser visto na Tabela 9 o valor de avanço de ignição ideal para este ponto de funcionamento foi 19° de avanço de ignição, pois, comparativamente com os outros avanços de ignição, este era o que apresentava o maior binário e o maior rendimento obtidos pelo motor. Desta forma, o binário máximo obtido pelo motor foi de, aproximadamente, **50 Nm** e a potência máxima obtida foi de **15,7 kW** (aproximadamente). Mais importante, nesta configuração foi possível obter um rendimento de **35,4%**.

Na Figura 160 é possível visualizar onde ficou o rendimento do ciclo sobre-expandido, neste ponto de funcionamento, comparativamente com o rendimento obtido com o motor original.

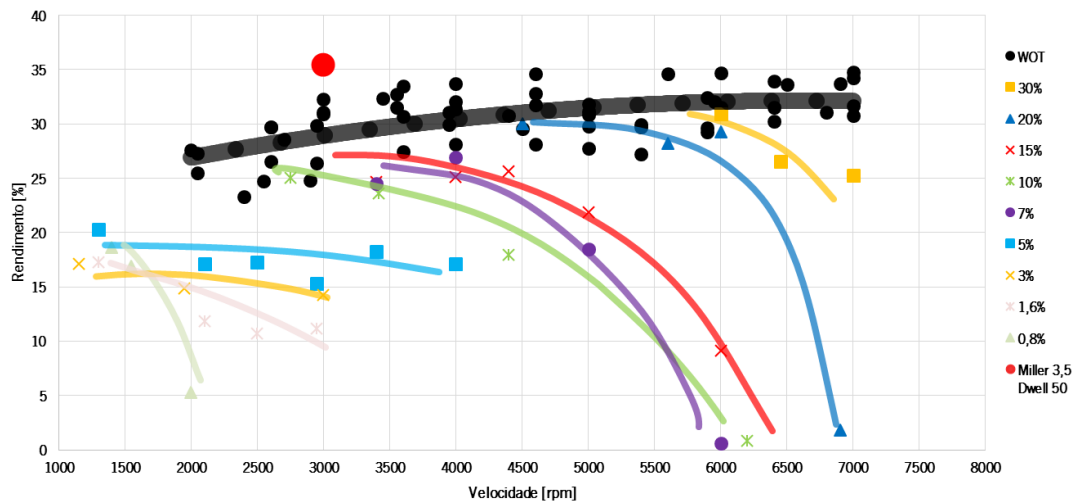


Figura 160 - Comparação do rendimento obtido no ciclo sobre-expandido com as curvas de rendimento do ciclo Otto às 3000 rpm

Como se pode ver pela Figura 160, apesar de existirem muitos pontos perto dos 35% de rendimento, nenhum deles se encontra por volta das 3000 rpm. Além disso, os pontos obtidos no motor original apresentam sempre um pequeno erro (intrínseco à banca de ensaios – explicado no subcapítulo anterior). No entanto, o objetivo do aumento do rendimento para este ponto de funcionamento foi conseguido assim como os **15 kW** de potência que, segundo as análises teóricas, não era possível obter nesta combinação. Assim, foi possível aumentar o rendimento do motor atingindo a potência desejada para o modo **ECO**.

### 8.3.2 Funcionamento a 7000 rpm

Este ponto de funcionamento, contrariamente ao ponto de 3000 rpm, é fácil de atingir e de ser testado e, por isso, não houve a necessidade de ser alterado.

Neste ponto, o importante era obter potência, contrariamente à eficiência. Para isso, a unidade de controlo foi programada para que a mistura fosse ligeiramente rica. Assim, a unidade de controlo foi programada para um AFR=13,2 ou para um valor de  $\lambda=0,9$ . Novamente, como é impossível obter um valor sempre constante da sonda lambda, o valor de AFR foi programado para valores entre 12,5 e 13,7. Uma vez que, para esta combinação (a carga total), era esperado o aparecimento de *knock*, foi realizado o processo descrito na Figura 121 de forma a obter o avanço de ignição ideal para a carga ideal, para este ponto de funcionamento. Chegando ao fim, o valor de carga ideal obtido para esta gama de rotações foi de 50%. Os resultados obtidos para o este ponto de funcionamento são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Resultados obtidos no ciclo sobre-expandido para o ponto de funcionamento às 7000 rpm

TPS [%]	Av. Ignição [°]	Velocidade [rpm]	Consumo [g/s]	Torque [N.m]	Potência [kW]	Consumo Esp. [g/kWh]	Rendimento [η]
	18	7000	2,7118	37,86	27,75	351,81	23,26
	19	7000	2,7142	38,09	27,92	349,93	23,38
50	20	7000	2,6685	48,15	35,30	272,17	30,06
	21	7000	2,6735	43,65	32,00	300,77	27,20
	22	7000	2,7785	50,10	36,73	272,35	30,04

Pela análise da tabela anterior, o valor ideal de avanço de ignição é 20° de avanço. Isto porque nos avanços de 18°, 19° e 21°, os valores de binário são inferiores, e com 22° de avanço, apesar de apresentar um maior binário, o motor encontra-se em *knock* (o fenómeno de *knock* explica este aumento do binário do motor – o *knock* era perceptível pelo seu ruído na realização dos ensaios, daí se saber que o motor se encontrava em *knock*), não sendo o funcionamento ideal para o motor (auto-detonação do mesmo). Como se pode ver na tabela, a carga ideal para o funcionamento do motor neste ponto de funcionamento foi de 50%, obtendo assim um binário de, aproximadamente, **48 Nm** e uma potência de, aproximadamente, **35 kW**.

Na Figura 161 é possível visualizar, graficamente, onde fica o ponto obtido no ciclo sobre-expandido nos pontos obtidos experimentalmente para o motor original.

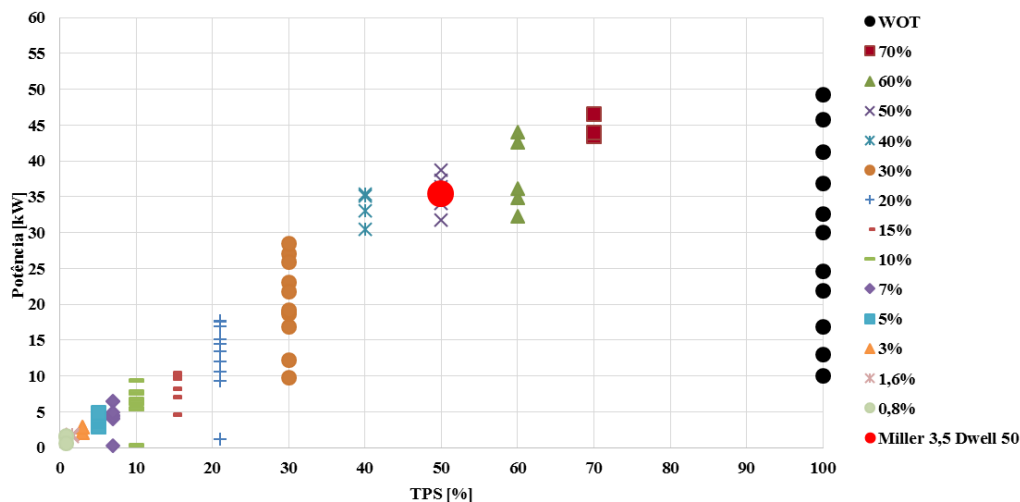


Figura 161 - Comparação da potência obtida no ciclo sobre-expandido com os valores de potência do motor original às 7000 rpm

O que se pode concluir a partir dos resultados obtidos é que foi cumprido o objetivo pretendido do projeto, objetivo que seria difícil de alcançar segundo os cálculos teóricos. Assim, foi possível atingir uma potência

de **35 kW** a altas rotações (**7000 rpm**) mesmo com a carga do motor a 50%, atingindo assim a potência desejada do modo **BOOST**.

#### 8.4 Resultados do Ciclo Miller com came Dwell 60

Como ainda sobrava algum tempo para realizar alguns testes, após o teste das árvores de cames Dwell 50, procedeu-se a alteração do motor para o estudo das Dwell 60. O processo de montagem e desmontagem do motor para colocar e testar as novas árvores de cames é apresentado nos capítulos anteriores e, por isso, não houve a necessidade de documentar este processo mais uma vez.

Após a colocação da nova árvore de cames, e a preparação do motor e da banca de ensaios, foi então dado início aos ensaios. Após algumas tentativas de tentar colocar o motor a trabalhar, este não pegava. Desta forma, deu-se início ao processo de verificação da mistura, assim como do avanço de ignição. Depois de várias tentativas e de várias formas de tentar pôr o motor a trabalhar, reparou-se que era possível rodar o motor com as velas colocadas. Normalmente, quando as velas do motor estão colocadas, não é possível rodar o motor pois, no tempo de compressão, a taxa de compressão é elevada para que se possa rodar o motor de uma forma natural. Sendo este acontecimento um pouco estranho, calculou-se qual a taxa de compressão efetiva que existe no motor quando este está a ser acionado pelo motor de arranque.

O modelo de massas de ar do motor BMW K75 criado pelo colega Pedro Santos estava disponível para ser utilizado e, desta forma, foi então usado para calcular a massa de ar que entra no motor para o caso pretendido (as equações utilizadas para este modelo de massas de ar pode ser vista no Capítulo 6 desta dissertação).

Pela visualização do TunerStudio, foi possível verificar que o motor de arranque funciona a uma velocidade de 250 rpm. Com isto, e sabendo que o rebaixamento total para este projeto foi de 3,5 mm, a Tabela 11 mostra quais os valores de taxa de compressão efetiva para a árvore de cames Dwell 60, assim como os valores da taxa de compressão para o mesmo caso na utilização da árvore de cames Dwell 50 (para termo de comparação). Na Tabela 11, o termo  $m_{ar}$  representa a quantidade de ar (em kg) que fica no cilindro no tempo de compressão aquando o fecho da válvula de admissão e  $TC_{ef}$  representa a taxa de compressão efetiva do motor.

Tabela 11 - Taxa de compressão efetiva para o funcionamento às 250 rpm

Came	$m_{ar}$ [kg]	$TC_{ef}$
Dwell 50	7,59E-05	4,75
Dwell 60	3,42E-05	2,14

Para que um motor consiga funcionar, o normal é que a sua taxa de compressão efetiva ronde os 5:1. Como se pode ver pela Tabela 11, este valor é possível de ser atingido com a utilização da árvore de cames Dwell 50, não sendo, porém, atingido pela árvore de cames Dwell 60. Um valor de 2:1 é muito baixo para que um motor de combustão interna possa funcionar e, assim, provou-se que a árvore de cames Dwell 60 não é viável para esta combinação (rebaixamento total de 3,5 mm).

## 8.5 Comparação entre ciclo Otto e ciclo Miller

Uma vez que não foi possível obter qualquer valor com a árvore de cames Dwell 60, este subcapítulo centra-se na comparação entre o motor BMW K75 original e o motor sobre-expandido com a utilização da árvore de cames Dwell 50.

### 8.5.1 Funcionamento às 3000 rpm

Tal como se pode ver pela Figura 160, foi possível aumentar o rendimento do motor com o ciclo sobre-expandido, pois, como se pode analisar pelo gráfico, o ponto do motor sobre-expandido encontra-se superior à média dos valores do rendimento máximo do motor original. Para que haja um termo de comparação entre ciclos, o processo passa por, para a mesma rotação e mesmo binário entre o motor sobre-expandido a carga total e o motor original a carga parcial, sabe qual é a diferença do rendimento obtido entre ciclos. A Tabela 12 indica os valores apresentados anteriormente do ciclo sobre-expandido, assim como os valores correspondentes ao motor original, a carga parcial, para um valor de binário equivalente ao binário obtido no motor sobre-expandido, para o ponto de funcionamento às 3000 rpm.

Tas próximas tabelas acrescem os valores da eficiência volumétrica e da taxa de compressão (TC) pois são dados que ajudam a compreender melhor o funcionamento do motor.

Tabela 12 - Resultados obtidos para o ponto de funcionamento às 3000 rpm no motor original e alterado

	TPS [%]	Velocidade [rpm]	Consumo [g/s]	Binário [N.m]	Potência [kW]	Consumo Esp. [g/kWh]	Rendimento [ $\eta$ ]	Eficiência Volumétrica
Motor Original	30	3000	1,22	54,0	17,0	258	31,7	80,5
Motor Original	50	2950	1,38	54,9	17,0	292	28,0	92,5
Motor Alterado Dwell 50	WOT	3000	1,01	49,9	15,7	231	35,4	73,6

Existem dois pontos onde se pode comparar o motor original com o motor alterado. Tal como se pode ver na Tabela 12, o ciclo Miller (motor alterado) WOT, às 3000 rpm, é equiparado com o ciclo Otto (motor original) a 30% de carga às 3000 rpm e a 50% de carga às 2950 rpm. Pela análise das tabelas, é possível concluir que o ciclo Miller foi bem sucedido, uma vez que, para a mesma velocidade e para binários semelhantes, foi possível obter um maior rendimento. Como se pode confirmar, o rendimento do ciclo Miller a carga total (WOT) é **11,9%** superior ao rendimento do ciclo Otto a 30% de carga e **26,4%** superior ao rendimento do ciclo Otto a 50% de carga. Tal como foi referido anteriormente, um valor de 31,65% de rendimento para o ciclo Otto, a carga parcial, é um valor demasiado elevado, uma vez que num motor de combustão interna obtém-se uma maior eficiência a cargas mais elevadas (o contrário daquilo que se está a passar). No entanto, continua a ser um valor para alvo de comparação. Com o aumento do rendimento do ciclo Miller, foi possível diminuir o consumo específico do motor, o que é alvo de atenção para o estudo. Este aumento do rendimento deve-se a:

- Sobre-expansão inerente ao ciclo permitindo que haja um maior trabalho realizado;
- Foi possível obter o mesmo binário com menor consumo de combustível por parte do motor sobre-expandido, como se pode ver pela eficiência volumétrica;
- Aumento da taxa de compressão.

Novamente, o objetivo traçado para a implementação do ciclo sobre-expandido, às 3000 rpm, foi atingido.

## 8.5.2 Funcionamento às 7000 rpm

Apesar de não ter havido um grande aumento no rendimento do motor, neste ponto, não é algo de problemático, pois não era o objetivo pretendido. Na Figura 161 é possível confirmar que o motor sobre-expandido consegue obter a mesma potência, para a mesma carga que o motor original. Para confirmar estes dados, a Tabela 13 apresenta os valores obtidos (e já apresentados anteriormente) do motor alterado, e ainda os valores do motor original para a potência equivalente do motor sobre-expandido, às 7000 rpm.

Tabela 13 - Resultados obtidos para o ponto de funcionamento às 7000 rpm no motor original e alterado

	TPS [%]	Velocidade [rpm]	Consumo [g/s]	Binário [N.m]	Potência [kW]	Consumo Esp. [g/kWh]	Rendimento [ $\eta$ ]	Eficiência Volumétrica	TC
Motor Original	50	7000	2,69	49,69	36,42	266,1	30,75	76,28	7,3
Motor Alterado Dwell 50	50	7000	2,67	48,15	35,30	272,1	30,06	67,99	12,4

O ponto ao qual o motor sobre-expandido a 50% de carga para as 7000 rpm é, para a mesma velocidade, a 50% de carga do motor original. Este ponto é um ponto com grande interesse sob o ponto de vista do estudo do *range extender* pois, em ambos os motores (original e alterado), obteve-se consumos equivalentes, binários equivalentes, potências equivalentes para as mesmas condições de funcionamento do motor, isto é, a carga a 50% às 7000 rpm. Sendo assim, o que se pode concluir neste ponto, e o que foi provado na prática, é que o aumento da taxa de compressão do motor sobre-expandido, neste ciclo, compensa a perda da eficiência volumétrica. Foi referido inicialmente que a técnica LIRC é proveitosa a altas rotações, pois aproveita a inércia do ar para aumentar a eficiência volumétrica do motor, a altas rotações a carga total. Uma vez que a borboleta estava a 50%, este aproveitamento da inércia do ar não era vantajosa, criando uma queda de pressões na borboleta do coletor de admissão. Estes valores de taxa de compressão vêm comprovar, realmente, que, apesar desta diferença de pressões e da eficiência volumétrica ser menor (comparada com o motor original), o aumento da taxa de compressão compensou esta “perda”, levando a que o motor conseguisse obter a mesma potência comparativamente com o motor de origem. Somando a este acontecimento, foi possível obter os 35 kW desejados que, segundo a teoria, não eram possíveis de atingir, nesta combinação.



## 9. CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO

Este capítulo será dividido em duas partes, sendo que a primeira consiste em apresentar as conclusões que foram obtidas com a realização deste projeto, e a segunda na apresentação de algumas ideias para continuação do projeto.

### 9.1 Conclusões

Uma vez que o objetivo do projeto no qual este trabalho está inserido é a conversão do motor BMW K75 para funcionar como *range extender* de elevada eficiência, este motor foi transformado para funcionar com a técnica de sobre-expansão do ciclo Miller através do atraso do fecho das válvulas de admissão (LIVC – *Late Intake Valve Closure*). De forma a obter o atraso no fecho das válvulas de admissão, foram desenvolvidas duas árvores de cames com *dwell* diferente das árvores de cames originais. Este atraso no fecho de admissão implica uma perda da taxa de compressão retida por parte do mesmo, para isso, foi desbastado o bloco do motor com o intuito de aumentar a taxa de compressão retida e geométrica do mesmo.

Para estudar o projeto, foi realizado nos anos anteriores um modelo teórico do motor BMW K75 onde compreendia o estudo de todas as combinações possíveis de realizar. Segundo essa análise teórica, nenhum dos casos pretendidos cumpria o objetivo desejado, ou seja, obter uma potência de 15 kW às 3500 rpm e uma potência de 35 kW às 7000 rpm, embora se pudessem obter valores próximos destes.

A análise teórica foi realizada para implementar experimentalmente as condições que prometiam melhores resultados. A escolha recaiu num rebaixamento de 3,5 mm do bloco de cilindros, com a utilização de uma árvore de cames Dwell 50, originando o máximo de rendimento sem aparecimento de *knock*.

Após a análise dos resultados teóricos, procedeu-se então às alterações do motor. Essas alterações focavam-se no desbaste do bloco do motor (2,3 mm de desbaste), desbaste de 0,4 mm nas cavidades das válvulas do pistão, chanfro de 3 mm a 45° na periferia da coroa do pistão, utilização de uma junta da culassa mais fina (0,5 mm) que a original de modo a obter o rebaixamento total pretendido (3,5 mm), e ainda a colocação da árvore de cames Dwell 50. Para completar as alterações, foi fabricada uma nova árvore de cames de escape para reduzir o cruzamento de válvulas e aumentar a sobre-expansão.

O sistema eletrónico digital de gestão do motor (MegaSquirt II V 3.0) revelou-se ser versátil e capaz de afinar e controlar o funcionamento do motor. A necessidade da utilização de uma unidade de controlo totalmente programada resultou das necessidades e dos objetivos pretendidos para cada caso de estudo. Desta forma, a unidade de controlo foi programada para as seguintes especificações:

- Mistura estequiométrica para o motor original, funcionamento a ciclo Otto;
- Mistura pobre para baixas rotações do motor (3500 rpm) a funcionamento a ciclo Miller, com um AFR=16 ou um  $\lambda=1,15$ ;
- Mistura rica para altas rotações do motor (7000 rpm) a funcionamento a ciclo Miller, com um AFR=13 ou um  $\lambda=0,9$ ;
- Melhor desempenho do motor (MBT – *Maximum Brake Torque*).

Aquando a realização dos ensaios com o motor alterado notou-se um problema do controlo do freio hidráulico para o ponto de funcionamento às 3500 rpm. Desta forma, e para contornar o problema, o ponto de funcionamento foi alterado para as 3000 rpm, sendo esta a velocidade mais próxima da já planeada inicialmente e onde existia um melhor controlo do freio.

Após a finalização dos ensaios, quanto ao motor original, a curva do motor original a carga total diferia em alguns pontos da curva do fabricante. Estes resultados obtidos discordantes com os resultados do fabricante provavelmente são o resultado tanto da instalação experimental (por exemplo, diferente escape o que proporciona um respirar do motor diferente do de uma moto) como da programação da unidade de controlo. Contudo, a máxima potência do motor era equivalente em ambos os casos, o que prova que os ensaios foram realizados corretamente.

Após a conclusão dos ensaios com o motor original, com o motor a funcionar a ciclo Miller com um rebaixamento de 3,5 mm, e com a utilização de uma árvore de cames Dwell 50, foi possível concluir que, a baixas velocidades (3000 rpm), o motor sobre-expandido tem significativamente mais rendimento do que o motor original para níveis semelhantes de potência. Isto deve-se à sobre expansão, implicando, obrigatoriamente, o aumento do rendimento do motor. Contrariamente ao esperado, foi possível obter 15 kW de potência, algo que não parecia factível com o estudo teórico.

No caso de funcionamento às 7000 rpm, foi possível comprovar que o desempenho do motor sobre-expandido a carga parcial é equiparável ao desempenho do motor original a carga parcial (em termos de potência, binário, consumo e rendimento), isto porque a perda da eficiência volumétrica no ciclo sobre-expandido foi compensada pelo aumento de rendimento que se obteve com a subida da taxa de compressão. Mais uma vez, foi possível obter a potência pretendida de 35 kW, negada pelos resultados teóricos.

Além disso, foi testada a árvore de cames Dwell 60 com o rebaixamento de 3,5 mm. Quando a árvore de cames foi instalada, o motor não pegava e, após ver e rever qual poderia ser o problema, a única coisa que se reparou é que era possível rodar o motor com a mão. Segundo cálculos teóricos, a taxa de compressão retida para o motor, quando o motor de arranque era acionado, era de 2,14:1. Este valor de taxa de compressão é demasiado reduzido para tentar colocar um motor a funcionar (tendo em conta que para funcionar um motor necessita de, pelo menos, uma taxa de compressão de 4:1), o que levou a concluir que esta combinação não era possível de realizar.

Quanto à preparação laboratorial, esta permitiu criar um “guia” de montagem e desmontagem do motor que será útil para a conclusão do projeto quando for necessário realizar qualquer tipo de alteração no motor.

Além disso, conclui-se que, apesar de fiáveis, os testes apresentam pequenos erros que estão associados à instalação experimental e, como tal, qualquer valor que possa parecer discrepante dos restantes, poderá advir dessa panóplia de causas, inerentes à realização dos ensaios, que comprometiam os mesmos (por exemplo, erros na medição do combustível pela vibração da balança, erros de vibração da célula de carga, entre outros).

Em suma, embora o estudo teórico apontasse para dificuldades no cumprimento dos objetivos, estes acabaram por ser atingidos na análise experimental, provando a viabilidade do conceito de motor sobre-expandido com funcionamento em 2 modos de funcionamento, um que maximiza a eficiência (ECO) e outro que maximiza a potência (BOOST), sendo, contudo, ainda bastante eficiente também. Um range extender para veículos elétricos que consiga implementar uma filosofia deste tipo permitirá obter o melhor de dois mundos: a condução eficiente e sustentável e a ausência de problemas associados à falta de autonomia da generalidade dos veículos elétricos existentes.

## 9.2 Trabalho Futuro

Uma vez que os resultados do motor alterado foram bastante frutuosos, seria conveniente a continuação deste projeto como complemento de tudo aquilo que foi realizado até então. Uma vez que não foi possível concluir o projeto por diversos motivos relatados ao longo deste trabalho (condições iniciais do projeto, problemas contínuos com o motor, tempo ocupado com a resolução dos problemas, entre outros) serão apresentadas as seguintes etapas para conclusão e melhoramento do projeto, sendo elas:

- Desenvolver um novo freio, capaz de travar o motor em toda a gama de rotações de uma forma estável;
- Sistema de medição de caudal de combustível menos suscetível a vibrações;
- Fabrico das restantes juntas em cortiça para a realização dos restantes rebaixamentos;
- Realizar um processo térmico nas árvores de cames com o intuito de as endurecer;
- Proceder aos rebaixamentos pensados, com as duas árvores de cames, e com a mistura e o avanço de ignição afinados para o objetivo pretendido;
- Fabrico e teste das árvores de cames Dwell 40 já projetadas nos anos anteriores.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] A. P. d. Ambiente, "Relatório do Estado do Ambiente 2014," Portugal, 2014.
- [2] C. S. F. P. B. J. M. João Ribau, "Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles," *ELSEVIER*, nº Energy Conversion and Management, 2012.
- [3] J. Martins, *Motores de Combustão Interna*, Porto: Publindústria, 2013.
- [4] "EPI Inc.," [Online]. Available: [http://www.epi-eng.com/piston\\_engine\\_technology/volumetric\\_efficiency.htm](http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/volumetric_efficiency.htm). [Acedido em 14 08 2015].
- [5] B. S. Ribeiro, "Thermodynamic optimisation of spark ignition engines under part load conditions," Tese de Doutoramento, Universidade do Minho, Guimarães, 2006.
- [6] J. J. G. Martins e B. S. Ribeiro, "Desenvolvimento do conceito de motor sobre-expandido - análise," em *8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica*, Cosco, 2007.
- [7] P. Santos, *Desenvolvimento de um Ranger Extender baseado num motor BMW K75 - Transformação de ciclo Otto para ciclo Miller*, Tese de Mestrado: Universidade do Minho - Guimarães, 2013.
- [8] "Saab Variable Compression Engine - AutoWeb News," [Online]. Available: [http://www.autoweb.com.au/cms/A\\_52244/title\\_Saab-Variable-Compression-Engine/newsarticle.html](http://www.autoweb.com.au/cms/A_52244/title_Saab-Variable-Compression-Engine/newsarticle.html). [Acedido em 19 08 2015].
- [9] M. P. Joshi e A. V. Kulkarni, "Variable compression ratio (VCR) engine - a review of future power plant for automobile," *IJMERD*, 2012.
- [10] M. Roberts, "Benefits and Challenges of Variable Compression Ratio (VCR)," *SAE Technical Paper Series*, 2003.
- [11] Wikipédia, "Moteur MCE-5," [Online]. Available: [https://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur\\_MCE-5](https://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur_MCE-5). [Acedido em 20 08 2015].
- [12] N. M. Corporation, "Variable Compression Ratio Piston-Crank System," [Online]. Available: <http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/vcr.html>. [Acedido em 20 08 2015].
- [13] FEV, "01 VARIABLE COMPRESSION RATIO," [Online]. Available: <http://vcr.fev.com/>. [Acedido em 20 08 2015].
- [14] "Razão Automóvel," [Online]. Available: <http://www.razaoautomovel.com/2015/05/porsche-regista-patente-motores-compressao-variavel>. [Acedido em 20 08 2015].

- [15] J. F. D. Oliveira, "Desenvolvimento e teste de um motor BMW para servir de Range Extender de elevada eficiência," Tese de Mestrado, Universidade do Minho, Guimarães, 2014.
- [16] M. Wan, "AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL - Cam-phasing VVT," AUTOZINE, 2001. [Online]. Available: [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/vvt\\_3.htm](http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_3.htm). [Acedido em 20 08 2015].
- [17] Wikipédia, "VANOS," [Online]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/VANOS>. [Acedido em 21 08 2015].
- [18] Honda, "The VTEC breakthrough: solving a century-old dilemma," [Online]. Available: <http://world.honda.com/automobile-technology/VTEC/>. [Acedido em 21 08 2015].
- [19] M. Wan, "AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL," [Online]. Available: [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/vvt\\_2.htm](http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_2.htm). [Acedido em 21 08 2015].
- [20] M. Wan, "AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL - Cam-changing + Cam-phasing VVT," [Online]. Available: [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/vvt\\_31.htm](http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_31.htm). [Acedido em 21 08 2015].
- [21] "FreeValve Technology," [Online]. Available: <http://www.freevalve.com/technology/freevalve-technology/>. [Acedido em 20 02 2016].
- [22] FreeValve, "History," [Online]. Available: <http://www.freevalve.com/history/>. [Acedido em 20 02 2016].
- [23] Y. Wang, L. Lin, S. Zeng, J. Huang, A. P. Roskilly, Y. He, X. Huang e S. Li, "Application of the Miller cycle to reduce NOx emissions from petrol engines," *Applied Energy*, 2008.
- [24] P. Niedermeyer, "The Atkinson (And Miller Cycle) Engines – Not Exactly What They Started Out To Be," Curbside Classic, [Online]. Available: <http://www.curbsideclassic.com/blog/the-atkinson-and-miller-cycle-engines-not-exactly-how-they-started-out-to-be/>. [Acedido em 22 08 2015].
- [25] B. Ribeiro e J. Martins, "Direct comparison of an engine working under Otto, Miller and Diesel cycles: Thermodynamic analysis and real engine performance," *SAE Technical Paper Series*, 2007.
- [26] "EconomicUM quer melhorar performance na Shell Eco-Marathon," [Online]. Available: <http://www.eng.uminho.pt/ModuleLeft.aspx?mdl=~/Modules/UMEventos/EventoView.ascx&ItemID=4124&Mid=329&lang=en-US&pageid=278&tabid=16>. [Acedido em 25 08 2015].
- [27] T. Costa, "UMotor," [Online]. Available: <http://umotor.webs.com/carter>. [Acedido em 25 08 2015].
- [28] J. Pinto, T. Costa, J. Martins e F. Brito, "Hypo-cycloidal crank mechanism to produce an over-expanded cycle engine," *Mechanisms and Machine Science*, vol. 24, nº New Trends in Mechanism and Machine Science, 2014.

- [29] Honda, "Performing more work with less fuel - EXlink," [Online]. Available: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/#n3>. [Acedido em 25 08 2015].
- [30] P. CROWE, "Honda EXlink Extended Expansion Linkage Engine," [Online]. Available: <http://thekneeslider.com/honda-exlink-extended-expansion-linkage-engine/>. [Acedido em 25 08 2015].
- [31] G. C. Congress, "Honda signs E-KIZUNA project agreement with City of Saitama for EV, PHEV and electric scooter testing; new household gas cogen unit with more efficient EXlink engine," [Online]. Available: <http://www.greencarcongress.com/2011/05/honda-20110523.html>. [Acedido em 25 08 2015].
- [32] W. Grueninger, "Miller Time," [Online]. Available: [http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive\\_Tech\\_Miller\\_Time\\_-\\_The\\_Miller\\_Cycle\\_Engine\\_Explained.shtml](http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive_Tech_Miller_Time_-_The_Miller_Cycle_Engine_Explained.shtml). [Acedido em 25 08 2015].
- [33] "Green Engine Technology - Petrol Engines," [Online]. Available: [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/petrol2.htm](http://www.autozine.org/technical_school/engine/petrol2.htm). [Acedido em 25 08 2015].
- [34] AutoBlog, "Mazda develops new NA 1.3L Miller-cycle engine for Mazda2/Demio," [Online]. Available: <http://www.autoblog.com/2007/05/31/mazda-develops-new-na-1-3l-miller-cycle-engine-for-mazda2-demio/>. [Acedido em 25 08 2015].
- [35] M. Spinelli, "Mazda Goes Miller Cycle With Demio for Japan," [Online]. Available: <http://jalopnik.com/264746/mazda-goes-miller-cycle-with-demio-for-japan?tag=carsgreenteaforthemillerman>. [Acedido em 25 08 2015].
- [36] G. C. Congress, "Subaru Introduces 40MPG Turbo Parallel Hybrid Concept," [Online]. Available: [http://www.greencarcongress.com/2006/01/subaru\\_introduc.html](http://www.greencarcongress.com/2006/01/subaru_introduc.html). [Acedido em 25 08 2015].
- [37] T. Speed, "2005 Subaru B5-TPH," [Online]. Available: <http://www.topspeed.com/cars/subaru/2005-subaru-b5-tph-ar12031.html>. [Acedido em 25 08 2015].
- [38] T. O. R. Blog, "Our Point of View: Atkinson Meets Otto: Why the Prius is So Efficient," [Online]. Available: [http://pressroom.toyota.com/article\\_print.cfm?article\\_id=2722](http://pressroom.toyota.com/article_print.cfm?article_id=2722). [Acedido em 25 08 2015].
- [39] TOYOTA, "Technology File," [Online]. Available: [http://www.toyota-global.com/innovation/environmental\\_technology/technology\\_file/hybrid.html#h302](http://www.toyota-global.com/innovation/environmental_technology/technology_file/hybrid.html#h302). [Acedido em 25 08 2015].
- [40] TOYOTA, "Prius Catálogo Online," [Online]. Available: <http://www.toyota.pt/new-cars/prius/Prius-Brochure.json#>. [Acedido em 25 08 2015].
- [41] G. C. Congress, "BMW Group presents prototype of i8 plug-in hybrid; first use of new 3-cylinder engine," [Online]. Available: <http://www.greencarcongress.com/2013/08/i8-20130807.html>. [Acedido em 20 02 2016].

- [42] BMW, "TECHNICAL DATA," [Online]. Available: [http://www.bmw.com/com/en/newvehicles/i/i8/2014/showroom/technical\\_data.html](http://www.bmw.com/com/en/newvehicles/i/i8/2014/showroom/technical_data.html). [Acedido em 08 02 2016].
- [43] G. C. Congress. [Online]. Available: <http://www.greencarcongress.com/2015/05/wrightspeed.html>. [Acedido em 10 02 2016].
- [44] A. Alves, "Gestão de Motores de Combustão Interna," Tese de Mestrado, Universidade do Minho, Guimarães, 2013.
- [45] KERN, "KERN FCB MANUAL," [Online]. Available: <http://www.manualslib.com/manual/908495/Kern-572-30.html?page=17#manual>. [Acedido em 12 02 2016].
- [46] B. Bowling e A. Grippo, "MegaManual - MegaSquirt-II Electronic Fuel Injection Controller," [Online]. Available: <http://www.megamanual.com/ms2/>. [Acedido em 28 08 2015].
- [47] B. & Grippo, "MegaSquirt V3 Main Board," [Online]. Available: <http://www.megamanual.com/ms2/pcb.htm>. [Acedido em 30 08 2015].
- [48] B. & Grippo, "Adjusting the V3 Main Board VR Input Circuit Potentiometers," [Online]. Available: <http://www.megamanual.com/ms2/vradjust.htm>. [Acedido em 30 08 2015].
- [49] B. company, Repair Manual K75 - K100 LT, 1988.
- [50] J. Churchill, BMW K100 & 75 Owners Workshop Manual, Haynes Publishing Group, 1988.
- [51] J. Murray, "Manuals for Megasquirt-2," [Online]. Available: <http://www.msextra.com/manuals/ms2manuals/>. [Acedido em 30 08 2015].
- [52] ExtraEFI, "MS2 Settings Manual," [Online]. Available: [http://www.extraefi.co.uk/MS2\\_Settings.html](http://www.extraefi.co.uk/MS2_Settings.html). [Acedido em 30 08 2015].
- [53] "BMW K75 K100 K1 K1100 Forum - K75 Injectors," [Online]. Available: <http://www.motobrick.com/index.php?topic=2732.0>. [Acedido em 30 08 2015].
- [54] I. RX, "Bosch Fuel Injectors, flow rates & injector connectors," [Online]. Available: <https://www.injectorrx.com/bosch-fuel-injectors/>. [Acedido em 30 08 2015].
- [55] Arduino, "Arduino / Genuino MEGA 2560," [Online]. Available: <https://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardMega2560>. [Acedido em 31 08 2015].
- [56] G. P. Systems, "GoPower Systems Dynamometer - D-100," [Online]. Available: <http://www.gopowersystems.com/images/stories/brochures/d-100.pdf>. [Acedido em 04 09 2015].
- [57] Bowling/Grippo, *MegaSquirt VE Table Determination using Oxygen Sensor Feedback*.
- [58] REALOEM. [Online]. Available: [http://www.realoem.com/bmw/enUS/part?id=AL31-EUR-06-1998-E46-BMW-318i&mg=12&sg=05&diagId=12\\_0898&q=12131247281](http://www.realoem.com/bmw/enUS/part?id=AL31-EUR-06-1998-E46-BMW-318i&mg=12&sg=05&diagId=12_0898&q=12131247281). [Acedido em 19 09 2015].



- [59] Wikipédia, "Dureza Rockwell," [Online]. Available: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Dureza\\_Rockwell](https://pt.wikipedia.org/wiki/Dureza_Rockwell). [Acedido em 28 12 2015].
- [60] "ENCYCLOPEDIA BRITANNICA," [Online]. Available: <http://www.britannica.com/biography/Nikolaus-August-Otto>. [Acedido em 15 08 2015].
- [61] B. Sendyka e M. Cygnar, "Stratified Charge Combustion in a Spark-Ignition Engine With Direct Injection System," *INTECH*, 2013.
- [62] J. M. A. Pires, "Modelação de Ciclos Orgânicos de Rankine utilizando o calor de escape de veículos em condições reais de circulação," Tese de Mestrado, Universidade do Minho, Guimarães, 2014.
- [63] M. G. M. A. P. Peter de Haan, "Does the hybrid Toyota Prius lead to rebound effects? Analysis of size and number of cars previously owned by Swiss Prius buyers," *ELSEVIER*, 2006.
- [64] J. J. MARTINS, K. UZUNEANU, B. S. RIBEIRO e O. JASANSKY, "Thermodynamic Analysis Of An Over-Expanded Engine," *SAE Technical Paper Series*, 2003.
- [65] Koenigsegg, "Free Valve," [Online]. Available: Desenvolvimento de um motor BMW para funcionar a Range Extender. [Acedido em 01 02 2016].
- [66] M. International, "Intake Valve Closing Strategies," [Online]. Available: <http://www.mechadyne-int.com/vva-reference/intake-valve-closing-strategies>. [Acedido em 25 08 2015].
- [67] HowStuffWorks, "Turbocharger Designe," [Online]. Available: <http://auto.howstuffworks.com/turbo2.htm>. [Acedido em 21 08 2015].
- [68] Honda, "Honda Marine Technology - VTEC," [Online]. Available: <http://marine.honda.com/why/honda-marine-technology>. [Acedido em 21 08 2015].
- [69] P. Hawksley, "BM Bikes," [Online]. Available: <http://www.bmbikes.co.uk/specpages/K75.htm>. [Acedido em 20 01 2016].
- [70] A. G. Bell, *Modern Engine Tuning*, Somerset: Haynes, 1997.
- [71] "Valvetronic - BMW," [Online]. Available: <http://www.e-auto.com.mx/enuw/index.php/boletines-tecnicos/general/85-boletines-tecnicos/2239-valvetronic-bmw>. [Acedido em 21 08 2015].
- [72] "Toyota Prius," [Online]. Available: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Toyota\\_Prius](https://pt.wikipedia.org/wiki/Toyota_Prius). [Acedido em 08 02 2016].
- [73] "THE FREE AND THE INDEPENDENT BMW FORUM," [Online]. Available: <http://www.bmwforums.info/general-guides-and-how-to-s/4638-bmw-valvetronic.html>. [Acedido em 04 02 2016].
- [74] "MCE-5 VCRI: Pushing back the fuel consumption reduction limits," [Online]. Available: [http://www.mce-5.com/english/pop\\_up/atouts\\_strategiques/lt\\_s\\_clean.html](http://www.mce-5.com/english/pop_up/atouts_strategiques/lt_s_clean.html). [Acedido em 04 02 2016].

- [75] "MCE-5 VCRI: Pushing back the fuel consumption reduction limits," [Online]. Available: [http://www.mce-5.com/english/pop\\_up/atouts\\_strategiques/lt\\_s\\_clean.html](http://www.mce-5.com/english/pop_up/atouts_strategiques/lt_s_clean.html). [Acedido em 04 02 2016].
- [76] "MCE-5 VCRI: Pushing back the fuel consumption reduction limits," [Online]. Available: [http://www.mce-5.com/english/pop\\_up/atouts\\_strategiques/lt\\_s\\_clean.html](http://www.mce-5.com/english/pop_up/atouts_strategiques/lt_s_clean.html). [Acedido em 04 02 2016].
- [77] "Beisan Systems Vanos Kits," BMW Fanatics Fórum, [Online]. Available: <http://www.bmwfanatics.co.za/showthread.php?tid=38342>. [Acedido em 21 08 2015].
- [78] B. Bowling e A. Grippo, "Megamanual - Megasquirt II Electronic Fuel Injection Controller," [Online]. Available: <http://www.megamanual.com/ms2/>. [Acedido em 31 10 2014].

# APÊNDICE I

## COMPLEMENTO AO ESTADO DE ARTE

### 1. Motores de combustão interna

#### 1.1. Constituição de um motor

Os motores de combustão interna são constituídos por vários componentes mecânicos que, ligados entre si, transformam a energia produzida numa reação química em energia mecânica útil que irá ser transmitida até um veio de saída.

A estrutura de um motor de combustão interna é dividida em três partes principais: a culassa, o bloco e o cárter. (Figura 162)

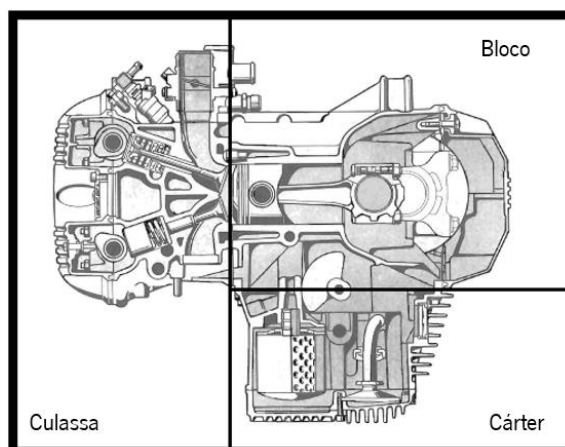


Figura 162 - Constituição do motor BMW K75 (adaptado de [2])

A **cabeça do motor** ou **culassa** é a parte do motor onde se encontram as árvores de cames, válvulas e seus mecanismos de acionamento, condutas de admissão e escape, velas e alguns canais para o arrefecimento e fluidos lubrificantes. Na maioria dos motores convencionais esta fração encontra-se na parte superior do motor. No caso particular do K75, a culassa é lateral pois o motor tem uma inclinação de 90°.

O **bloco** é a parte intermédia do motor. Aqui encontra-se os cilindros e os pistões, assim como alguns canais de lubrificação e de arrefecimento do motor.

Por fim, o **cárter** é a parte inferior do motor. Aqui encontra-se o fluido lubrificante (óleo) do motor. É uma tampa em forma de depósito e pode também servir de apoio à cambota.

## 1.2. Princípios de funcionamento

O princípio de funcionamento de um motor de combustão interna passa pelo aproveitamento do aumento da pressão que se dá na combustão (ar-combustível). O motor é constituído por cilindros, dentro dos quais se encontram os pistões, que estão ligados à cambota pelas bielas. Quando a combustão se dá, existe um aumento de pressão na cabeça do pistão, fazendo com que este deslize dentro dos cilindros e que transmita o movimento à cambota (veio motor). Todo este sistema funciona como um sistema biela-manivela, onde a cambota é a manivela.

Na extremidade da cambota existe o volante de inércia. Este serve para cumular energia cinética durante o deslize do pistão para que, desta forma, o motor não pare quando o pistão está a comprimir e permita um movimento regular durante o funcionamento do motor.

Durante o movimento alternado do pistão, quando este atinge o ponto mais alto dentro do cilindro denomina-se **ponto morto superior** (PMS). Por sua vez, quando atinge o ponto mais baixo dentro do cilindro denomina-se **ponto morto inferior** (PMI). O deslocamento que o pistão percorre desde o PMS até ao PMI dá-se o nome de **curso** (C – Figura 164).

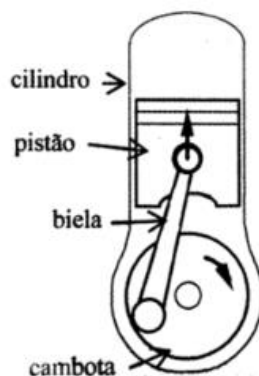


Figura 163 - Sistema biela-manivela (adaptado de [1])

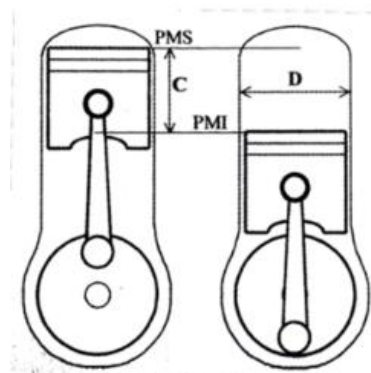


Figura 164 - Pontos mortos do motor (adaptado de [1])

Ao efetuar o curso entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior tem-se o **volume varrido** ( $V_V$ ). Este volume provém do produto entre o curso do pistão e do **diâmetro do cilindro** (D), sendo este diâmetro uma das propriedades importantes quando se fala das características de um motor.

Ao volume varrido dá-se o nome, também, de **cilindrada**. A cilindrada do motor corresponde ao somatório do volume varrido de todos os cilindros. Se um motor apresentar  $n$  cilindros de diâmetro  $D$  e curso  $C$ , a sua cilindrada será:

$$V_V = nC \frac{D^2}{4} \pi \quad (47)$$

Uma vez que o pistão se encontra no PMS, existe um espaço morto, um pequeno volume, onde se dá a combustão. Este pequeno volume é denominado como **volume da câmara de combustão** ( $V_{CC}$ ). Este pequeno espaço chama-se **câmara de combustão**.

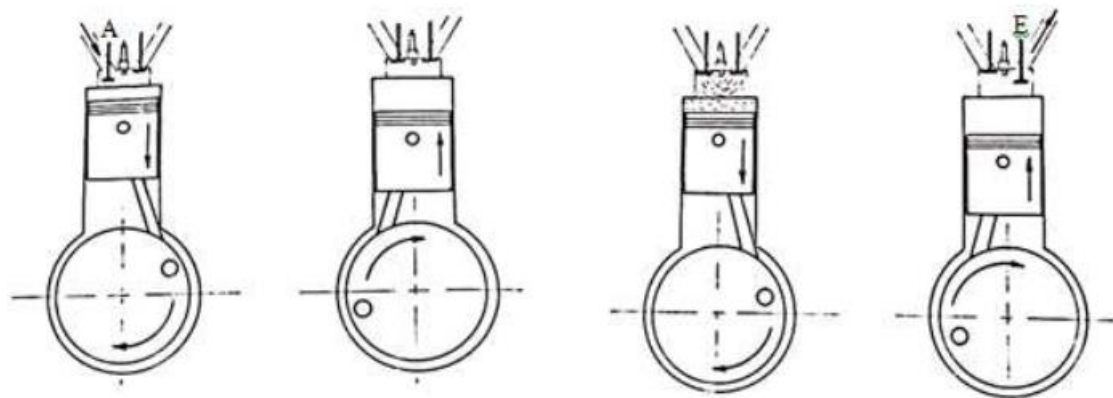
O quociente entre o volume total que se encontra por cima da cabeça do pistão quando este se encontra no PMI e o volume da câmara de combustão designa-se por taxa de compressão ( $\varepsilon$ ), sendo este, também, um parâmetro muito importante na descrição de um motor.

$$\varepsilon = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_V + V_{CC}}{V_{CC}} \quad (48)$$

No caso do motor BMW K75 em estudo, este é caracterizado por apresentar uma cilindrada de aproximadamente 750 cm<sup>3</sup>. O curso dos pistões é de 70 mm, contendo um diâmetro de 67 mm. Apresenta uma taxa de compressão 11:1.

### 1.3. Funcionamento de um motor de ignição comandada

O motor de ignição comandada, mais vulgarmente conhecido como motor a gasolina, é caracterizado por ter uma combustão que se inicia por uma descarga elétrica de elevada tensão (faísca) dentro da câmara de combustão. Neste tipo de motor, a cambota desenvolve um ciclo de 720° de rotação, o que equivale a duas voltas do veio motor. Estes 720° equivalem a 4 tempos distintos, sendo assim, este motor, designado como motor a 4 tempos. São esses 4 tempos a admissão, compressão, expansão e escape.



a.) Admissão

b.) Compressão

c.) Explosão-Expansão

d.) Escape

Figura 165 - 4 tempos de um motor de ignição comandada (adaptado de [3])

### Admissão

Inicialmente, quando se inicia a descida do pistão, dá-se a **admissão**. Neste ponto, a válvula de admissão encontra-se aberta enquanto a válvula de escape se encontra fechada, criando uma depressão no interior do cilindro. Desta forma, é permitida a entrada da mistura (ar-combustível) para o interior do cilindro.

Neste ponto motor a válvula de admissão irá permanecer aberta durante todo o percurso do pistão, abrindo antes do pistão chegar ao PMS e fechando apenas depois da chegada do pistão ao PMI.

### Compressão

O 2º tempo motor é a compressão. Dá-se quando o pistão começa a subir desde o PMI. Tendo em conta que a válvula de admissão ainda está aberta quando o pistão começa a subir, a compressão dá-se, apenas, pouco tempo depois do PMI. Uma vez que ambas as válvulas estão fechadas, o aumento da pressão dá-se pela diminuição do volume, aumentando também a temperatura e turbulência, o que permite a vaporização de alguma gasolina que ainda estava líquida, tornando, assim, a mistura mais homogênea. No entanto, a temperatura após a compressão deverá ser inferior à temperatura de autoignição da mistura.

### Expansão

Após a compressão, enquanto o pistão está no PMS, a vela lança uma faísca na câmara de combustão (na mistura) e aqui dá-se a explosão. Aquando da explosão a pressão dentro da câmara de combustão aumenta empurrando rapidamente o pistão para o PMI. Este é o único momento onde o motor realiza trabalho, por isso, chama-se assim **tempo motor**.

## Escape

No final do tempo motor dá-se a abertura da válvula de escape. Com a subida do pistão do PMI para o PMS, os gases de escape são arrastados do cilindro para o sistema de escape, que posteriormente, serão enviados para a atmosfera. A válvula de escape fecha aquando a chegada do pistão ao PMS.

## 2. Ciclos Termodinâmicos

### 2.1. Ciclo Otto

Como já foi dito anteriormente, quem inventou o ciclo Otto foi o alemão Nicholas Otto, que patenteou pela primeira vez um motor de combustão interna a 4 tempos em 1876. No entanto, o ciclo de 4 tempos já tinha sido inventado pelo francês Beau de Rochas, em 1862. Contudo, como foi Otto o primeiro a criar o ciclo termodinâmico e a construir um protótipo físico, este ciclo é conhecido como ciclo Otto [60].

Este ciclo mostra como funciona o motor a gasolina em 4 processos termodinâmicos, dando-se duas transformações termodinâmicas adiabáticas (não existe transferência de calor para o ambiente) e duas isocóricas (volume constante). Os tempos de admissão e de escape não vão ser representados na Figura 166, pois, como ambos se dão à pressão ambiente, anulam-se.

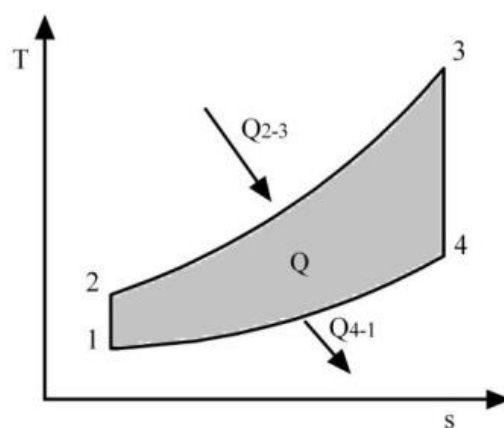


Figura 166 - Ciclo teórico Otto (adaptado de [4])

As transformações termodinâmicas que ocorrem neste ciclo são:

**1-2** Transformação adiabática isentrópica, resulta da compressão do fluido para a realização de trabalho ( $W_{1-2}$ );

$$pV^\gamma = \text{Cte} \quad (49)$$

$$TV^{\gamma-1} = \text{Cte} \quad (50)$$

**2-3** Transformação isocórica, originada pela explosão instantânea da mistura na combustão. O calor fornecido é representado por  $Q_{2-3}$ ;

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) \quad (51)$$

**3-4** Transformação adiabática isentrópica proveniente da explosão dos gases queimados;

**4-1** Transformação isocórica devido à transferência de calor para o ambiente (fonte fria). O calor nesta fase é representado por ( $Q_{4-1}$ );

$$Q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1) \quad (52)$$

Para calcular o rendimento do ciclo, segue a equação:

$$\eta_{\text{teórico}} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{|Q_{(4-1)}|}{Q_{(2-3)}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \frac{T_4}{T_1} - 1}{T_2 \frac{T_3}{T_2} - 1} \quad (53)$$

sabendo que a taxa de compressão ( $\varepsilon$ ) é  $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$ , tem-se:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (54)$$

e como:

$$\left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_2}{T_1} \quad (55)$$

então, o rendimento deste ciclo pode ser descrito numa fórmula onde prova que este ciclo depende exclusivamente da taxa de compressão:

$$\eta_{\text{teórico Otto}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (56)$$



Sendo assim, é possível verificar que o rendimento teórico do ciclo Otto aumenta com o aumento da taxa de compressão, o que não acontece na realidade, pois os motores estão limitados à sua taxa de compressão (normalmente entre taxas de compressão de 12:1). Caso contrário, poderá existir o fenômeno de *knock* e causar danos no motor (auto-detonação, provocando, por sua vez, danos pela ocorrência de explosões irregulares e não destinadas).

É possível ver na Figura 167 o aumento do rendimento com o aumento da taxa de compressão.

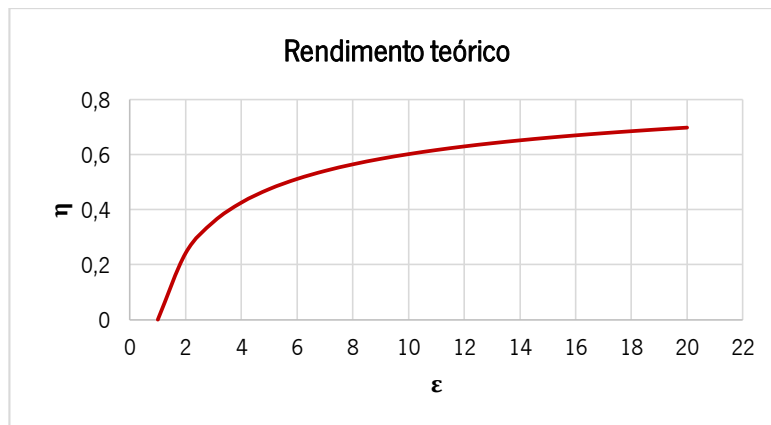


Figura 167 - Rendimento teórico do ciclo Otto

## 2.2. Ciclo Otto com injeção direta a carga parcial

No ciclo anterior, parte da quantidade de trabalho era gasta na bombagem e, por isso, a quantidade de mistura admitida era inferior à que o cilindro consegue reter em condições atmosféricas. Uma forma de eliminar este trabalho passa pela junção da utilização de injeção direta com o conceito de carga estratificada (*stratified charge*). Neste caso, a quantidade de ar que entra no cilindro será a mesma que o volume do cilindro mas a quantidade de combustível injetado será o desejado conforme a carga pretendida. Assim, com cargas parciais é possível obter misturas pobres, pois a quantidade de ar que entra no cilindro é superior à quantidade de combustível a injetar, sendo que com a carga total é possível obter misturas estequiométricas uma vez que a quantidade de ar é proporcional à quantidade de combustível a injetar. Como consequência da utilização de misturas pobres, a temperatura e a pressão após a combustão irão ser inferiores. A redução da carga neste ciclo pode ser visualizada no diagrama p-V (Figura 168), na linha formada entre os pontos 3' (final da combustão) e 4' (final da expansão) [5] [61].

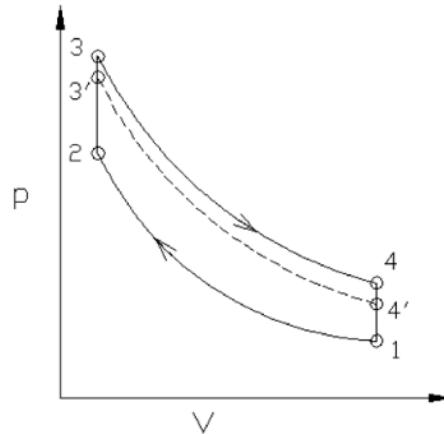


Figura 168 - Diagrama de p-V de ciclo Otto com injeção direta (adaptado de [6])

O rendimento deste ciclo pode ser descrito pela seguinte fórmula:

$$\eta = 1 - \frac{\frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \left[ 1 + \frac{(\gamma-1)C}{\varepsilon^{\gamma-1}} \frac{1}{1 + \lambda \left(\frac{A}{F}\right)_{\text{est}}} \right] - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}}{\frac{(\gamma-1)C}{\varepsilon^{\gamma-1}} \frac{1}{1 + \lambda \left(\frac{A}{F}\right)_{\text{est}}}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (57)$$

onde:

$C = \frac{Q_{pi}}{R \times T_i}$  é uma constante;

$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$  é taxa de compressão;

$\lambda = \left(\frac{A}{F}\right) / \left(\frac{A}{F}\right)_{\text{est}}$  é o coeficiente de excesso de ar.

Como pode ser visto pela fórmula 2.38, a eficiência do ciclo de Otto de injeção direta não depende da relação ar-combustível, ou seja, da mistura, nem da carga, dependendo apenas da taxa de compressão.

### 2.3. Ciclo Otto com taxa de compressão variável

O ciclo de Otto com taxa de compressão variável já é implementado em alguns motores (VRC – *Variable Compression Ratio*) tendo como finalidade ajustar a taxa de compressão do motor dependendo da carga que lhe é imposta. A relação entre estas duas variáveis é baseada no knock. Teoricamente o knock acontece no final da combustão, uma vez que este é o ponto de maior pressão e temperatura do motor. Aumentando o rácio de pressões ( $\beta$ ), definido como rácio entre a pressão do coletor de admissão

e a pressão atmosférica, e mantendo a pressão e temperatura dos pontos 2 e 3 (Figura 2.10) o mais elevado possível, o valor da taxa de compressão irá ter de diminuir para que não haja acontecimento de knock. Considerando as condições de *knock* com uma taxa de compressão de 12 ( $\epsilon_{limit}$ ) a carga máxima ( $p_1 = p_{atm}$ ), e baseado na Figura 2.12, vem: [5]

$$p_{2\ limit} = p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = p_{atm} \epsilon_{limit}^\gamma \quad (58)$$

Considerando agora os pontos do ciclo apresentado na Figura 2.12, vem:

$$p_1 = \frac{p_{2\ limit}}{\epsilon^\gamma} \quad (59)$$

Com esta equação e com a definição de  $\beta$  isto pode ser escrito na seguinte fórmula:

$$\beta = \frac{p_1}{p_0} = \frac{p_{2\ limit}}{p_{atm} \epsilon^\gamma} = \left( \frac{\epsilon_{limit}}{\epsilon} \right)^\gamma \quad (60)$$

Na figura seguinte é possível ver vários valores para a relação apresentada anteriormente, tendo como limite uma taxa de compressão de 12.

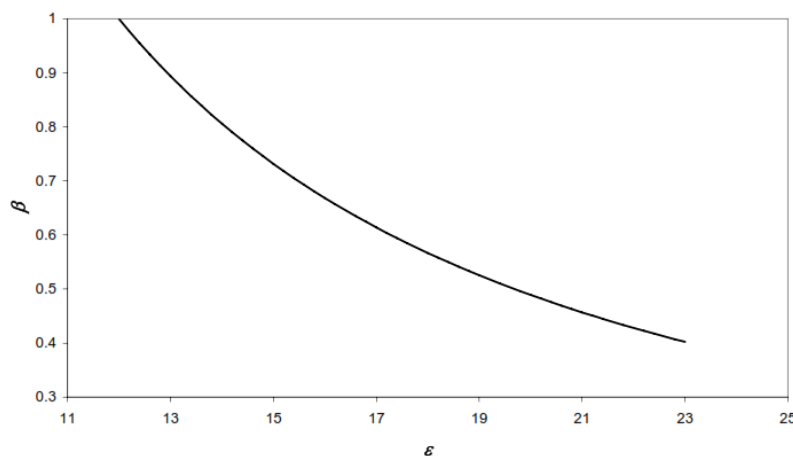


Figura 169 - Variação da variável  $\beta$  com o aumento da taxa de compressão (adaptado de [6])

Olhando para a Figura 170 é possível concluir que a pressão no final é igual, e que o volume diminui com o diminuir da carga.

A eficiência do ciclo de Otto a carga parcial foi mostrada nos subcapítulos anteriores. E como pôde ser vista, a variação de  $\beta$  mostra a diminuição da eficiência térmica do motor com a redução da carga. Sendo este caso, também, considerado que a taxa de compressão é constante. Se este processo fosse descrito como isentrópico, seria obtido um comportamento diferente da eficiência para diferentes

posições de abertura da borboleta. Além disso, se a taxa de compressão pode ser ajustada para a pressão de admissão, a fim de obter a mesma pressão ( $p_2 \text{ limit}$ ) no final de compressão, sendo assim pode-se escrever a fórmula do rendimento como:

$$\eta = 1 - \left( \frac{\beta^{\frac{1}{\gamma}}}{\varepsilon_{\text{limit}}} \right)^{\gamma-1} - \frac{\left( \frac{1}{\beta} - 1 \right) \left( 1 - \frac{\beta^{\frac{1}{\gamma}}}{\varepsilon_{\text{limit}}} \right)}{B} \quad (61)$$

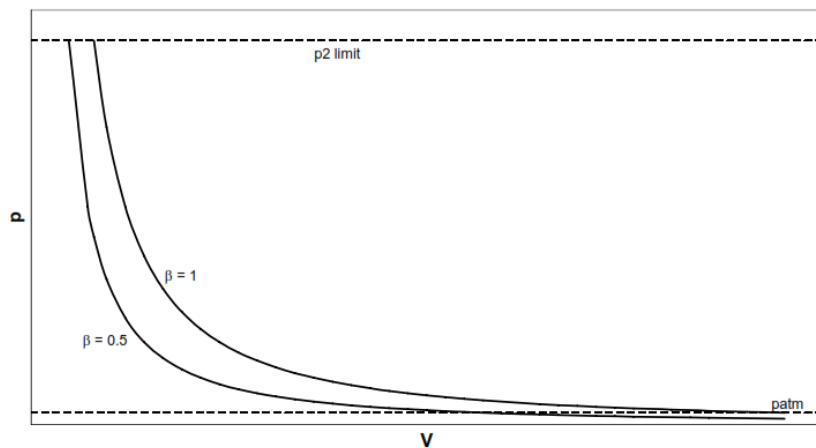


Figura 170 - Diagrama p-V para duas taxas de compressão diferentes a diferentes cargas e VCR (adaptado de [6])

Se a carga considerada for escrita sob a forma  $W/W_{\text{max}}$  é possível escrever a fórmula:

$$\frac{W}{W_{\text{max}}} = \beta \left[ 1 - \frac{\left( \frac{1}{\beta} - 1 \right) \left( 1 - \frac{\beta^{\frac{1}{\gamma}}}{\varepsilon_{\text{limit}}} \right)}{B \left[ 1 - \left( \frac{\beta^{\frac{1}{\gamma}}}{\varepsilon_{\text{limit}}} \right)^{\gamma-1} \right]} \right] \quad (62)$$

Comparando este tipo de motor com o Otto convencional, é possível verificar um aumento do rendimento com o ajuste da taxa de compressão para os diferentes pontos de carga, e também para as diferentes condições de *knock* a que o motor está sujeito. Como pode ser visto nas figuras seguintes, é possível obter um rendimento aproximadamente de 68.7%. Conforme a pressão à entrada vai diminuindo, o aumento da eficiência entre taxa de compressão fixa e variável vai sempre aumentando.

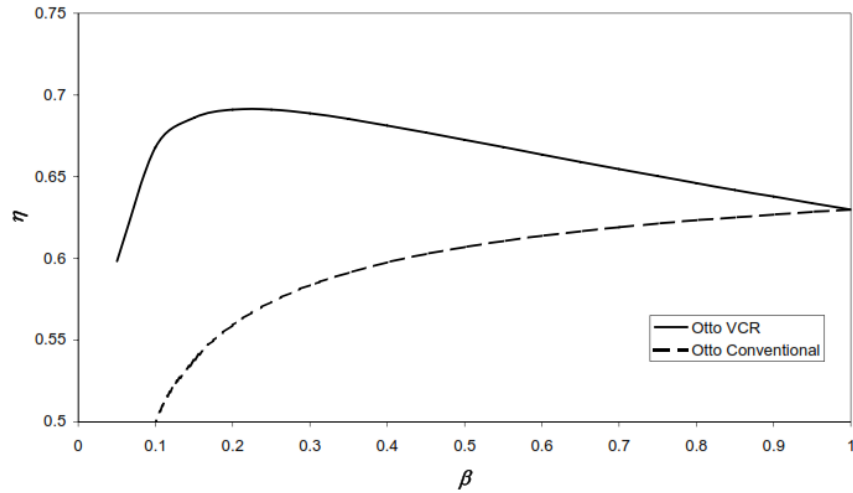


Figura 171 - Rendimento do ciclo de Otto em funcionamento a carga parcial com e sem ajuste da taxa de compressão (adaptado de [6])

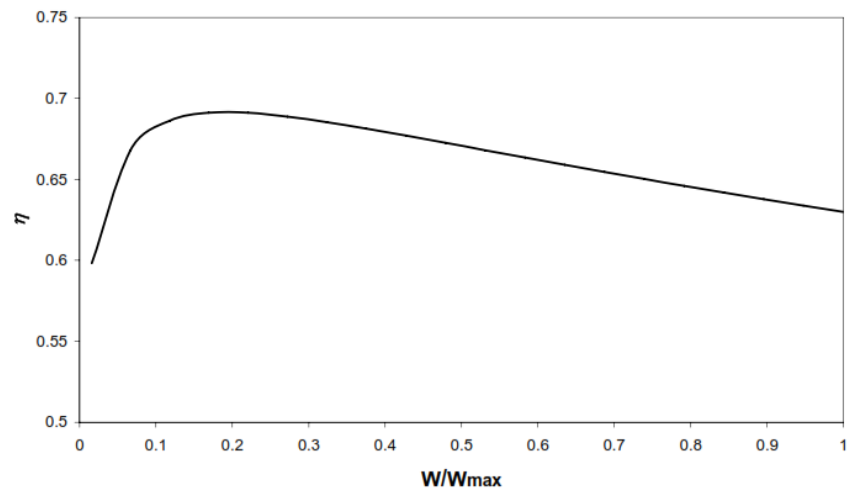


Figura 172 - Rendimento do ciclo de Otto com funcionamento a carga parcial e taxa de compressão variável em função da carga (adaptado de [6])

## 2.4. Ciclo Miller com $\epsilon_{geo}$ fixa

Com a redução da carga tem que haver uma diminuição na quantidade de ar admitida pelo motor, mantendo a taxa de compressão geométrica fixa, o que resulta num aumento da relação de expansão ( $\sigma$ ) e numa diminuição da taxa de compressão retida ( $\epsilon_{ret}$ ), traduzindo-se então num decréscimo do rendimento do motor.

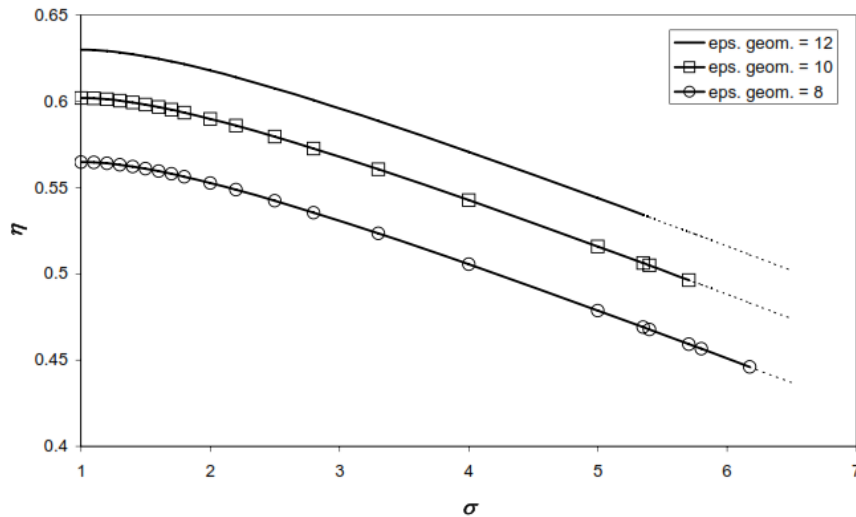


Figura 173 - Rendimento em função de  $\sigma$  para diferentes valores de  $\epsilon_{geo}$  (adaptado de [6])

É de notar pela visualização da Figura 2.23 que, com a diminuição da taxa de compressão geométrica, menor é o rendimento obtido no ciclo.

Sendo assim, o rendimento do ciclo Miller com  $\epsilon_{geo}$  fixa pode ser calculado pela fórmula:

$$\begin{aligned} \eta_{teórico\ Miller}(\epsilon_{geo}) &= \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{Q_{(4-5)} + Q_{(5-1)}}{Q_{(2-3)}} \\ &= 1 - \frac{1}{\epsilon_{geo}^{\gamma-1}} - \frac{1 + \sigma^\gamma(\gamma - 1) - \gamma\sigma^{\gamma-1}}{B(\gamma - 1)\sigma^{\gamma-1}} \end{aligned} \quad (63)$$

## 2.5. Ciclo Diesel

O ciclo Diesel representa os motores de ignição por compressão. Este ciclo distingue-se do ciclo de Otto pois o fornecimento de calor dá-se a pressão constante (ciclo de Otto – volume constante).

Porém, este ciclo não representa o funcionamento dos motores a gasóleo. No ciclo Diesel teórico o calor é fornecido apenas a pressão constante, o que não acontece nos motores de ignição por compressão. Nestes motores ocorre em duas fases, na primeira fase em volume constante e numa segunda fase em pressão constante. Isto deve-se ao facto de, nos motores a gasóleo, inicialmente, existir um aumento da pressão inicial devido à pré-injeção de gasóleo e da vaporização das primeiras gotas de combustível. Na segunda fase ocorre a combustão a pressão constante.

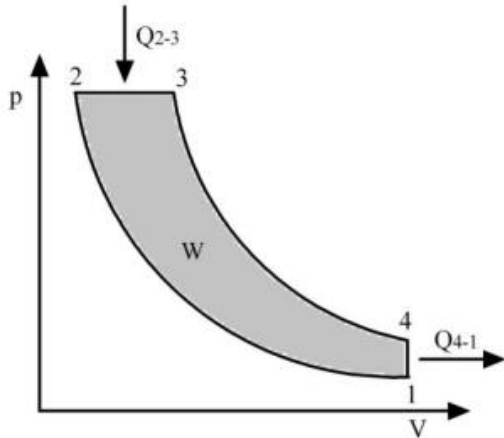


Figura 174 - Ciclo Diesel teórico (adaptado de [4])

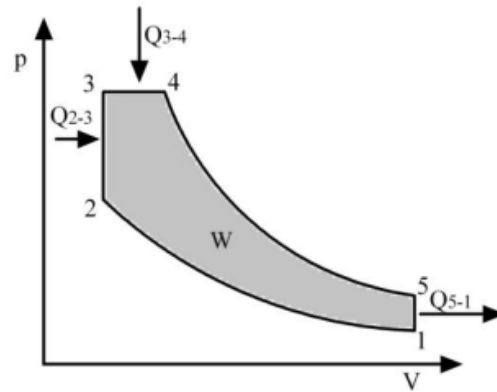


Figura 175 - Ciclo teórico Dual (adaptado de [4])

Como é possível confirmar pelos diagramas acima apresentados, o que melhor explica o funcionamento de um motor a gasóleo convencional é o ciclo Dual, representado na Figura 2.21.

Uma vez que o motor BMW K75 é um motor a gasolina, e dado que os motores convencionais não funcionam a ciclo Dual, não será necessário fazer um estudo detalhado sobre o mesmo.

## 2.6. Ciclo Misto ou Dual

Diferenciando-se do ciclo Otto, o ciclo Dual ou Misto apresenta 5 fases distintas: duas transformações adiabáticas isentrópicas, duas transformações isocóricas e uma transformação isobárica (pressão constante).

**1-2** Transformação adiabática isentrópica, resulta da compressão do fluido pela realização de trabalho ( $W_{1-2}$ );

**2-3** Transformação isocórica, originada pela explosão instantânea da mistura ar-combustível na câmara de combustão (PMS). É possível representar o calor nesta fase como  $Q_{2-3}$ , seguido pela equação:

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) \quad (64)$$

**3-4** Transformação isobárica, resulta da injeção e combustão do gasóleo durante o aumento do volume, sendo o calor fornecido a pressão constante representado por  $Q_{3-4}$ , e calcula-se através da fórmula:

$$Q_{3-4} = C_p(T_4 - T_3) \quad (65)$$

4-5 Transformação adiabática isentrópica, resultante dos gases queimados que irão ser expulsos;

5-1 Transformação isocórica, corresponde da perda de calor para a atmosfera através do escape. É possível representar o calor perdido como  $Q_{5-1}$ , calculando-se pela seguinte fórmula:

$$Q_{5-1} = C_v(T_5 - T_1) \quad (66)$$

Para calcular o rendimento neste ciclo é necessário saber a quantidade de calor que é fornecida quando o ciclo está em volume e pressão constantes. A quantidade de calor fornecida a volume constante é dada pela relação de combustão a volume constante ( $\Psi$ ), enquanto a quantidade de calor fornecida a pressão constante é representada pela relação de combustão a pressão constante ( $\delta$ ). Onde:

$$\Psi = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}, \text{ relação de combustão a volume constante,}$$

$$\delta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3}, \text{ relação de combustão a pressão constante,}$$

Desta forma é possível calcular o rendimento:

$$\eta_{\text{teórico Dual}} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{|Q_{(5-1)}|}{Q_{(2-3)} + Q_{(3-4)}} \quad (67)$$

substituindo na fórmula as relações a volume e pressão constante:

$$\eta_{\text{teórico Dual}} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{\delta^\epsilon \Psi - 1}{\epsilon^{\gamma-1} [\Psi - 1 + \gamma \Psi (\delta - 1)]} \quad (68)$$

Para calcular o rendimento térmico do ciclo Diesel basta igualar a relação de combustão a volume constante a 1 ( $\Psi = 1$ ) uma vez que este ciclo apenas opera em pressão constante.

$$\eta_{\text{teórico Diesel}} = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{\delta^\epsilon - 1}{\epsilon^{\gamma-1} \gamma (\delta - 1)} \quad (69)$$

Não será necessário aprofundar este ciclo ao ponto de estudá-lo a cargas parciais porque o motor de estudo é o motor de ignição comandada, a gasolina. Porém, o rendimento deste ciclo aumenta com o decréscimo da carga, uma vez que a quantidade de calor fornecida a volume constante mantém-se inalterada, resultado da não variação da quantidade de pré-injeção com carga, sendo a carga diminuída pela redução do fornecimento de calor a pressão constante, originando uma aproximação do funcionamento deste ciclo ao do ciclo de Otto [7].



## 3. Otimização de motores

### 3.1. Sobre-alimentação

A sobre-alimentação é utilizada com o intuito de aumentar a massa de ar em cada ciclo do motor. Para que isso aconteça, é necessário um aumento da pressão de ar admitido. Com o aumento da massa de ar admitida é possível aumentar as prestações dos motores e, assim, obter potências e binários idênticos a motores aspirados com maior tamanho.

Existem três diferentes tipos de sobre-alimentação: os compressores, os turbo-compressores e os compressores de ondas.

Os compressores são sistemas que aumentam a pressão do ar admitido utilizando parte da potência gerada pelo motor para realizar trabalho de compressão.



Figura 176 - Compressor do tipo parafuso (adaptado de [4])

A potência é transmitida por meio de uma correia que está ligada à cambota do motor e ao compressor. Desta forma, à medida que se vai aumentando ou diminuindo a velocidade do motor, o compressor irá comportar-se da mesma forma.

Os turbo-compressores são os sistemas mais eficientes. Estes aproveitam a entalpia dos gases de escape, anteriormente desperdiçada, para movimentar uma turbina, ligada a um compressor que aumenta a pressão do ar admitido pelo motor.

Hoje em dia, para aproveitar melhor o trabalho destas turbinas, estas estão ligadas por um eixo a um gerador que produz energia para umas baterias que irão alimentar motores elétricos ou mesmo baterias para outros efeitos no veículo (este sistema é já utilizado na F1).

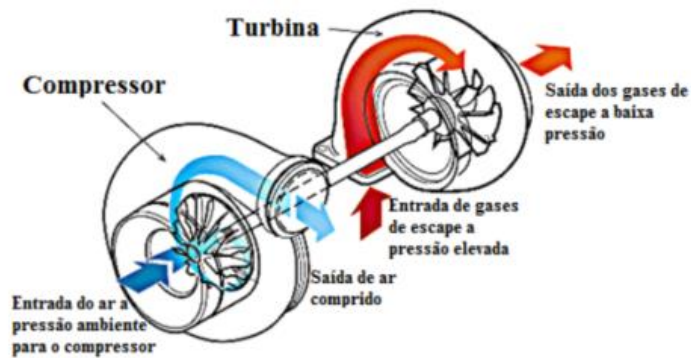


Figura 177 - Funcionamento de um tubo-compressor (adaptado de [29])

Estes tubo-compressores eram dimensionados para velocidades de rotação superiores às 2000 rpm, o que constituía um problema a baixa carga, dado que a entalpia dos gases de escape não era suficiente para o pôr a funcionar. Desta forma, foram criados os tubo-compressores de duplo estágio (Figura 178).

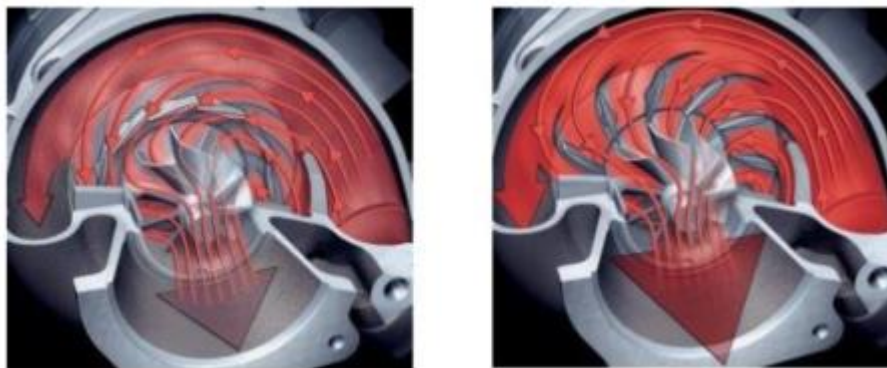


Figura 178 - Turbo-compressor de duplo-estágio a baixas e altas rotações respetivamente (adaptado de [30])

Este turbo-compressor consiste, basicamente, em dois turbo-compressores de diferentes dimensões ligados em série. A turbina menor, de alta pressão, responde às baixas rotações do motor, enquanto a maior responde às altas rotações do motor. Para gerir o regime de operação das duas turbinas, o sistema utiliza uma válvula *bypass*, que direciona o fluxo de gases de escape para as turbinas conforme a velocidade e carga do motor. A baixa velocidade do motor (até cerca das 1500 rpm) e plena carga, a válvula de *bypass* da turbina está praticamente fechada, permitindo a passagem dos gases de escape por ambos os estágios da turbina, sendo o ar comprimido nos dois estágios do lado do compressor. Quando a velocidade vai subindo, a válvula de *bypass* vai direcionando o caudal de gases de escape para a turbina de baixa pressão. Chegando por volta das 2800 rpm do motor, a válvula de *bypass* encontra-se totalmente aberta e a turbina de baixa pressão assume totalmente o controlo da operação, reduzindo as perdas de rendimento do sistema. [62]

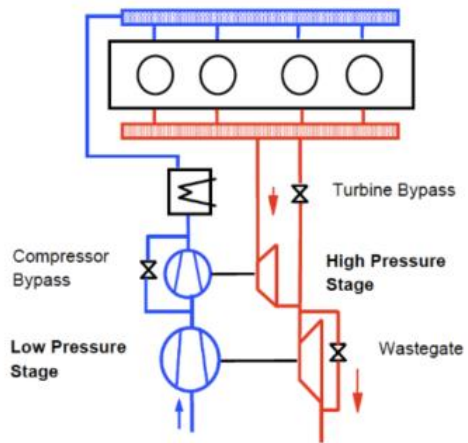


Figura 179 - Esquema de funcionamento dos tubo-compressores duplo estágio (adaptado de [30])

O sistema de compressão por ondas é caracterizado pela utilização do movimento dos gases de escape aquando do cruzamento de válvulas, o que permite uma sucção do ar a ser admitido pelo motor, ajudando a aumentar a eficiência volumétrica.



**APÊNDICE II**  
**ESQUEMA ELÉTRICO DO MOTOR BMW K75**

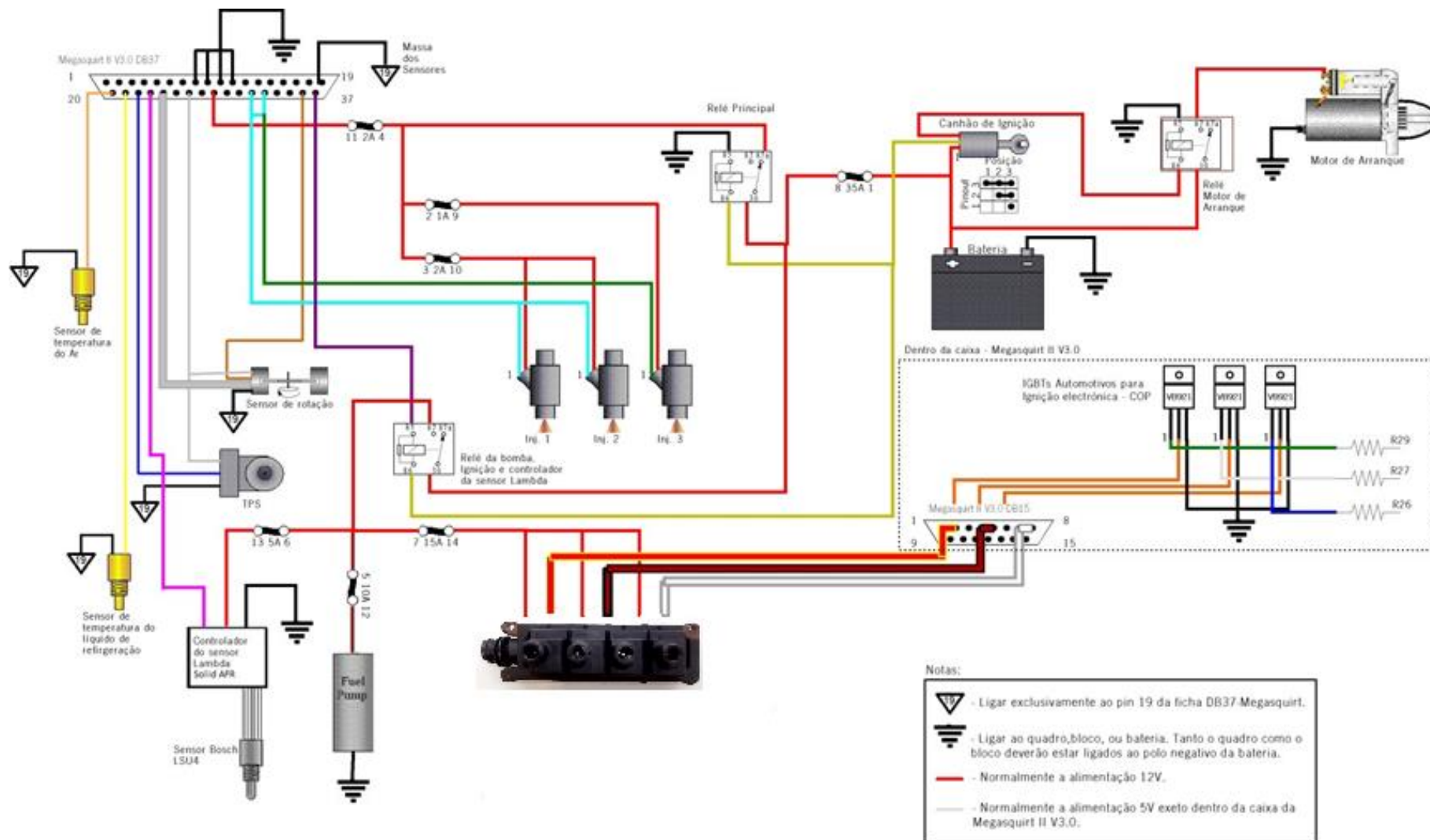


Figura 180 - Esquema elétrico do motor BMW K75

## APÊNDICE III

### CONEÇÃO DA MEGASQUIRT COM O *SOFTWARE* TUNERSTUDIO

Quando não existe comunicação entre o *software* TunerStudio e a Megasquirte, é necessário seguir os passos que irão ser apresentados para que a comunicação seja, então, efetuada.

Inicialmente, na barra principal, seleciona-se a opção “Communications” e, seguidamente, a opção “Settings” (marcada com o retângulo vermelho vermelho - Figura 181).

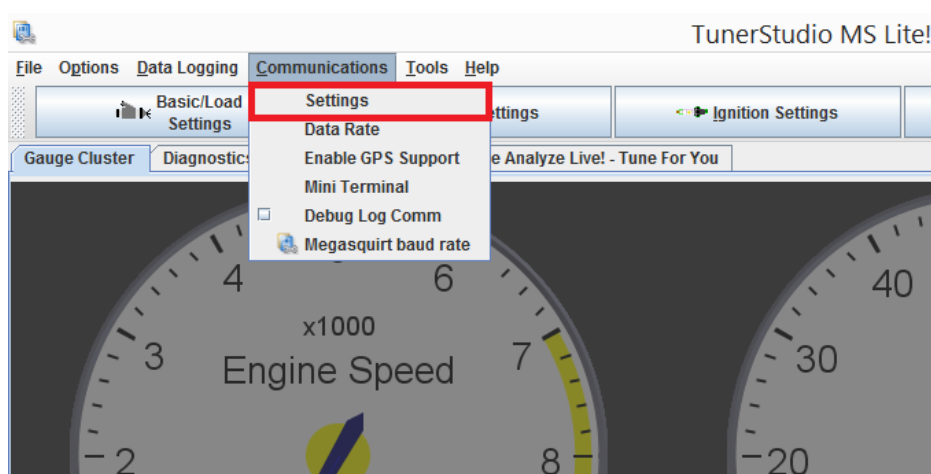


Figura 181 - 1º Passo para a ligação da MegaSquirt com o *software* Tuner Studio

De seguida seleciona-se a opção “Detect” para que o *software* procure a porta COM pretendida.

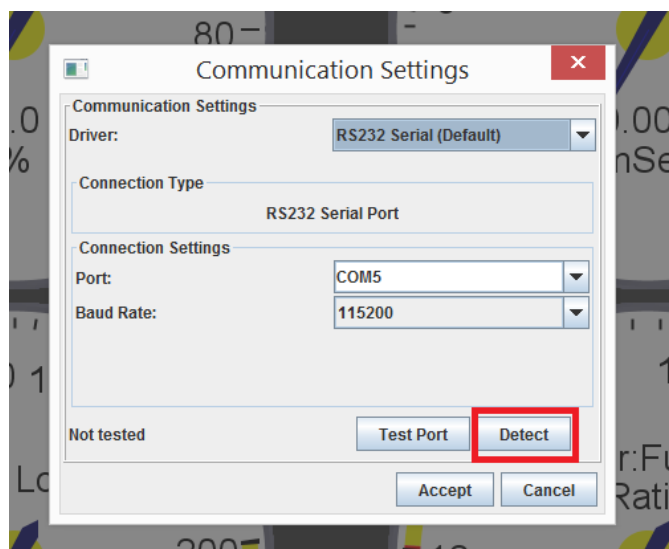


Figura 182 - 2º Passo para a ligação da MegaSquirt com o *software* Tuner Studio

Após premir o botão “Detect”, irá aparecer uma janela apresentando qual a porta COM correspondente à MegaSquirt (selecionado com o retângulo verde - Figura 183). Após isto, basta apenas selecionar a opção “Accept”.

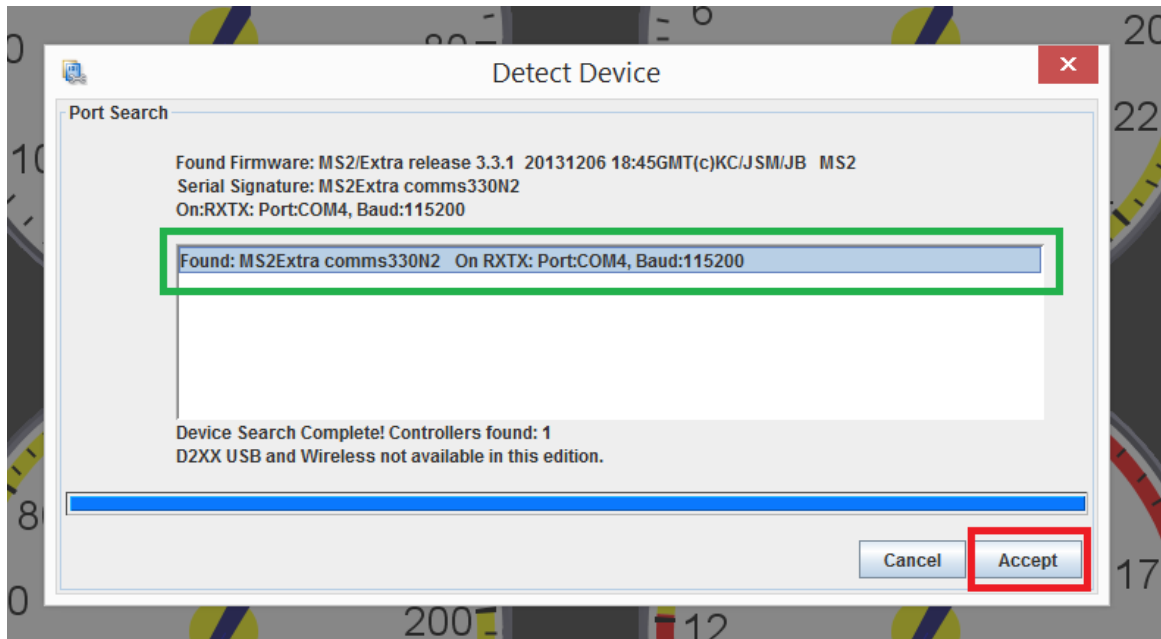


Figura 183 - 3º Passo para a ligação da MegaSquirt com o *software* Tuner Studio

Uma vez selecionada a porta no passo anterior, basta apenas fazer “Accept” na janela “Communication Settings” para que a comunicação entre a MegaSquirt e o TunerStudio seja completa.

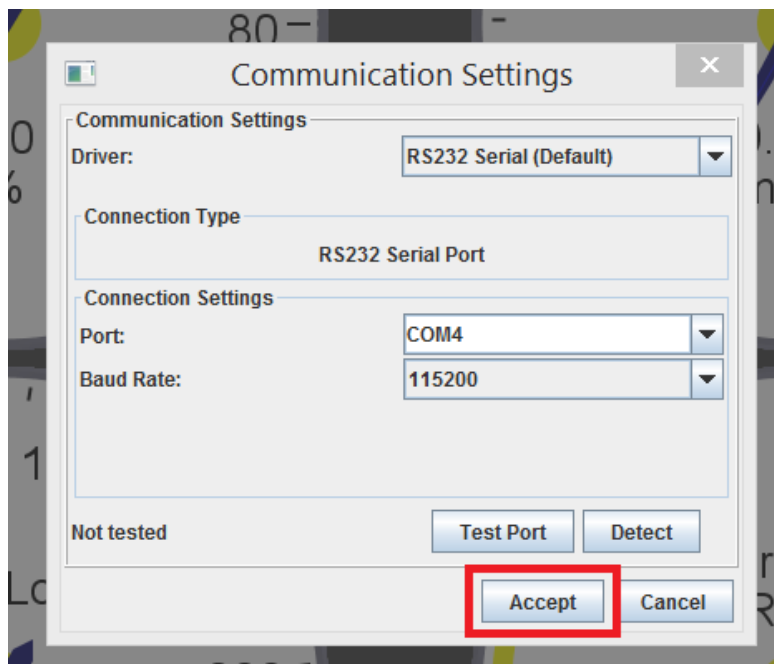


Figura 184 - 4º Passo para a ligação da MegaSquirt com o *software* Tuner Studio



Efetuada todos estes passos, o TunerStudio já irá estar em comunicação com a MegaSquirt podendo assim trabalhar na unidade de controlo. Quando a comunicação é bem sucedida o TunerStudio apresenta-se conforme a seguinte figura.

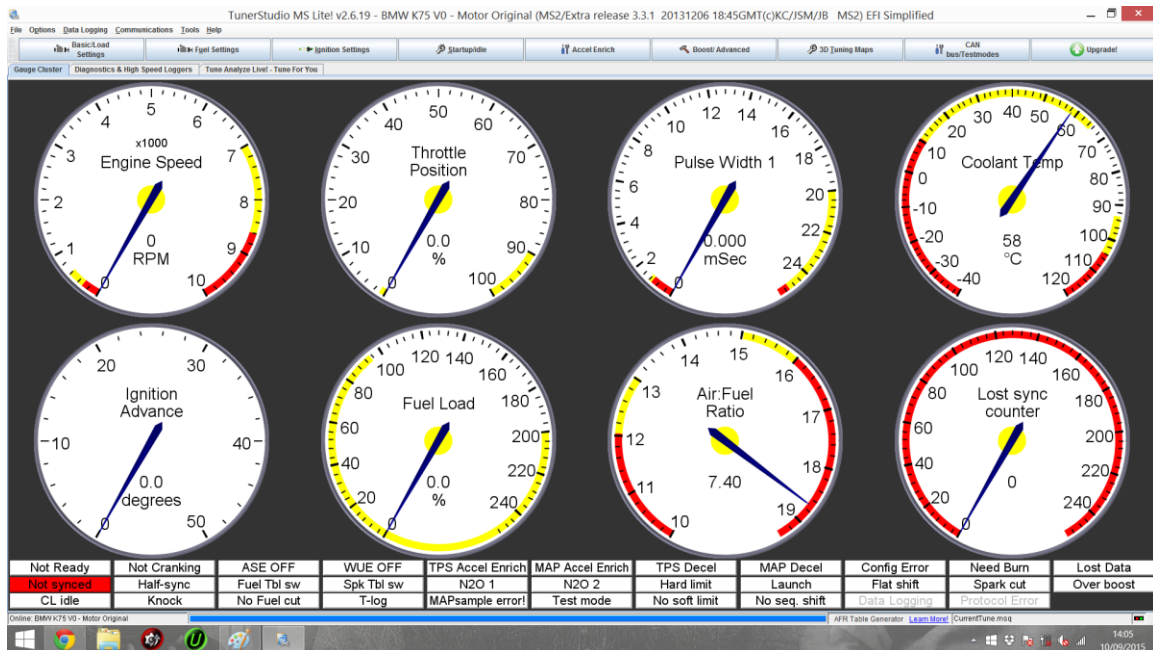


Figura 185 – Software TunerStudio



## APÊNDICE IV

### RESTANTES PROBLEMAS E SUAS SOLUÇÕES

#### 1. Falha de ignição do 2º cilindro

##### Problema

A dada altura da realização dos ensaios houve uma alteração significativa no trabalhar do motor. Este tipo de anomalia é normalmente detetada pelo funcionamento do motor. Com o recurso do estroboscópio foi possível visualizar que o segundo cilindro não estava em funcionamento. Como tal, seguiu-se ao normal procedimento da deteção de problemas. Uma vez que não existia ignição o problema deveria advir da parte elétrica do motor. Desta forma iniciou-se o processo pela verificação do estado da cablagem do motor. Pouco depois dado inicio ao diagnóstico do problema notou-se que uma das fichas que ligava às bobines estava danificada, sendo descoberta desta forma o problema pela falta de ignição no segundo cilindro.



Figura 186 - Ficha da bobine danificada

##### Solução

Para solução do recorrente problema foi a substituição do cabo de ligação do “esqueleto” do sistema elétrico com a bobine. Desta forma retirou-se a cola que existia previamente na ficha da bobine e retirou-se o pequeno encaixe que serve de ligação do cabo com a bobine através do pequeno encaixe. De seguida fez-se um pequeno corte do cabo danificado, descartando-o e soldando na ponta um pequeno fio encontrado no laboratório que estava em melhor estado. Na outra ponta do fio foi soldado o

pequeno encaixe para poder ser ligado na bobine. Após este procedimento foi possível pôr o motor no seu funcionamento normal.

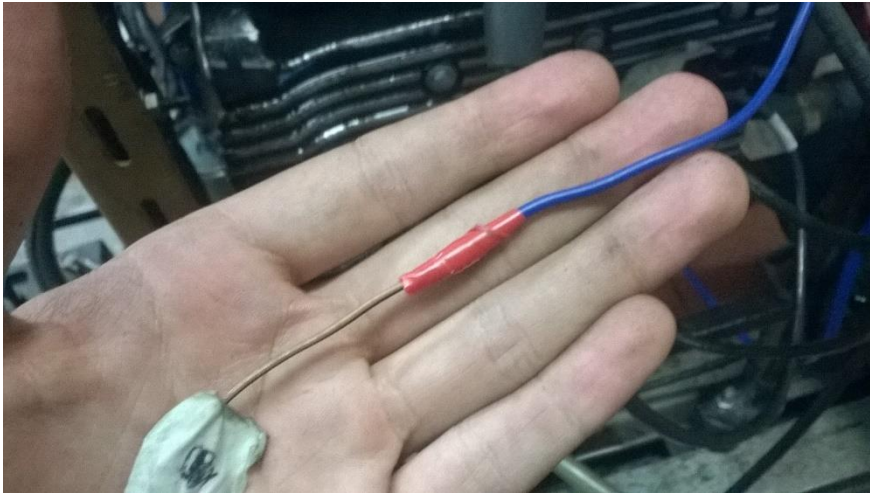


Figura 187 - Ficha de ligação à segunda bobine emendada

## 2. Fratura dos parafusos de ligação da roda dentada de sincronismo da cambota

### Problema

Este foi um dos problemas mais graves que poderia ter acontecido durante o projeto. Não devido à perda de tempo necessário para o resolver (problema resolvido num dia) nem à dificuldade para chegar a uma solução ou até mesmo para saber a raiz do problema. Este foi um dos problemas mais graves devido à segurança do utilizador. Tudo se passou quando se estavam a realizar os normais ensaios no motor quando de repente um barulho metálico se ouve e o motor deixa de funcionar. No programa TunerStuido mostrava perda de sincronismo por parte da unidade de controlo então algo teria a ver com a ignição novamente. O que foi notado é que a roda dentada que está ligada à cambota para o sincronismo da injeção estava no chão. E os parafusos que a ela estavam ligados e à pequena peça desenvolvida no ano anterior estavam partidos. O perigo de algo deste género pode ser causador de danos uma vez que estes parafusos partiram no momento em que o motor estava a ser levado a altas rotações. No caso de esta roda dentada acertar em alguém causaria danos graves no utilizador.



Figura 188 - Peça de ligação da roda dentada à cambota danificada

Como é possível ver pela figura anterior, os parafusos encontram-se partidos dentro da peça desenvolvida no ano anterior para sincronismo da ignição.

### Solução

A solução passou pela substituição da peça danificada por uma igual, nova. E ainda pela troca de parafusos por outros de melhor qualidade aos que estavam a ser utilizados. Inicialmente tentou-se fazer novos furos na antiga peça para solucionar o problema, mas a falta de precisão e de espaço na peça para realização dos novos furos era tão pouca que a melhor ideia foi levar o desenho da peça às oficinas de mecânica, e pedir ajuda ao Vitor, técnico das oficinas, para construir uma nova peça. Após construir a nova peça esta foi colocada no sítio respetivo, com o sincronismo respetivo (caso contrário iria haver falta de sincronismo e falha de ignição). Para a colocação da mesma foram utilizados parafusos de qualidade 12.9 para assegurar a sua resistência no restante funcionamento do motor.



Figura 189 - Nova peça de ligação da cambota com a roda dentada

### 3. Avaria do relé de ignição

#### Problema

A dada altura dos ensaios do motor deixou de existir qualquer reação do motor, indo a baixo e desligando todo o sistema de ignição do motor. Quando se testou o seu funcionamento novamente, o motor de arranque funcionava mas não funcionava mas o sistema de ignição não funcionava. Foi testado com o estroboscópio para ver se existia ignição das velas e nenhuma delas apresentava sinais de faísca. As bobines foram verificadas e estas não enviavam nenhum sinal mas a cablagem estava em bom estado. Após isso foi notado que o relé da ignição estava quente. Sendo assim este foi retirado e verificado se estava a comutar. Depois de ligar os polos a uma bateria foi possível concluir que o relé da ignição não estava a comutar e concluir então que o problema da falha de ignição era do relé da ignição.

#### Solução

Como ideia inicial o relé foi aberto e ajeitado no seu interior para que quando recebesse o sinal ele começasse a comutar. Porém, após algum funcionamento o mesmo começou a aquecer e deixou de funcionar novamente. Sendo assim foi retirado um relé da caixa de relés o veículo BebUmlitro do Shell-EcoMarathon. Uma vez que este veículo está parado e não está em funcionamento não houve nenhum problema em retirar o relé e coloca-lo no sítio indicado do motor BMW K75. Desta forma foi possível resolver o problema continuar com o bom funcionamento do motor BMW K75.

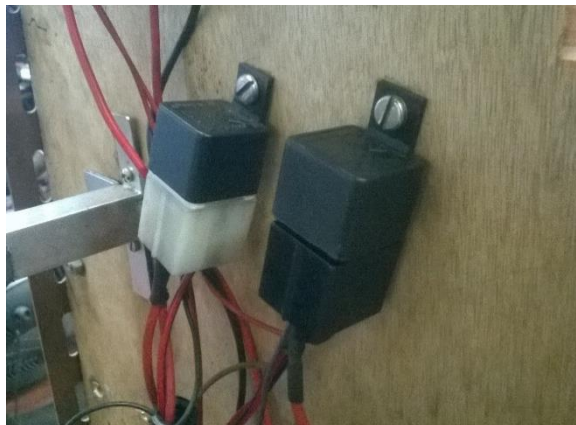


Figura 190 - Novo relé de ignição

### 4. Avaria da bomba de combustível

## Problema

Durante a realização dos ensaios aconteceu de o motor deixar de funcionar. Desta forma, procedeu-se ao normal método de verificar inicialmente se existia ignição nas velas. Foi dado ao motor de arranque e com o estroboscópio foi possível verificar que existia ignição não sendo desta forma o problema. De seguida verificou-se no programa TunerStudio se existia falha de sincronismo na roda dentada. Ao dar o arranque no motor de arranque verificou-se também que não existia falha de sincronismo no TunerStudio. Após várias tentativas para o funcionamento do motor notou-se que o depósito estava muito agitado. Após parar, abrir o depósito e retirar a bomba de combustível foi possível verificar que a pequena ponta de combustível que ligava à mangueira estava partida. Sendo assim, o motor não funcionava por falta de combustível.

## Solução

Desta forma, para resolver o problema foi aberto um furo na parte superior da bomba (onde se encontrava o pequeno pino de ligação com a mangueira de combustível) de diâmetro M6 abrindo-lhe rosca. De seguida foi utilizado um parafuso M6 onde foi cortado apenas parte da rosca, sendo o resto desperdício. Nesse pedaço que foi cortado foi feito um furo passante e após este procedimento foi colocado o parafuso na zona roscada da bomba de combustível. Depois deste procedimento foi ainda colocado uma abraçadeira pela parte de fora da mangueira de combustível para garantir uma melhor fixação dos componentes. A única diferença que existe entre o recene para o antigo é que a bomba quando estava em boas condições continha uma pequena válvula anti retorno para quando o motor não estivesse a injetar a gasolina não entrasse pelo orifício de saída da bomba. Mas uma vez que isto não se torna um problema para o com funcionamento do componente, esta solução é a melhor e mais barata para o problema existente.



Figura 191 - Bomba de combustível com abraçadeira

## 5. Fratura do parafuso de ligação da célula de carga

### Problema

No decorrer de algum dos ensaios notou-se que quando se levou o motor à velocidade máxima este não apresentava binário na célula de carga. O primeiro passo a ser realizado foi desligar o motor para proceder a análise e resolução do problema. Como se sabia que o problema advinha da zona de medição do binário foi-se verificar o estado em que se encontrava a célula de carga. O problema foi detetado mediatamente quando se notou que um dos parafusos de fixação da célula de carga se encontrava partido e a célula de carga estava apenas suspensa pelo outro parafuso de apoio. Esta situação pode ser vista na figura seguinte.



Figura 192 - Parafuso da célula de carga fraturado

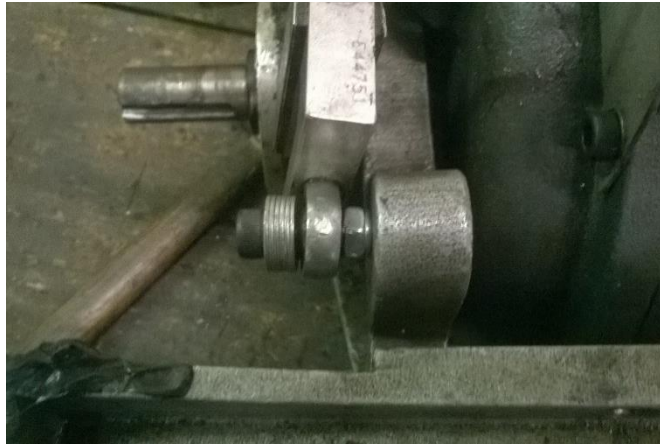
Este é um tipo de problema que acontecia ano após ano e como nunca foi dimensionado corretamente o mais provável é que vá acontecer nos anos seguintes.

### Solução

Tal como nos outros anos a solução passa por retirar a parte do parafuso que ficou no interior do furo e substituir o parafuso de apoio. Inicialmente com a ajuda de um berbequim abriu-se um rasgo no parafuso que se encontrava no interior e depois apenas foi desenroscar a parte do parafuso que estava no interior do furo do apoio do freio com a ajuda de uma chave de fendas. O que foi alterado dos outros anos foi o tipo de parafuso utilizado, este ano foi utilizado um parafuso de qualidade 12,9 para garantir uma maior segurança. O parafuso utilizado foi um parafuso de maior comprimento garantindo que este ultrapassasse um pouco o furo, desta forma, se o parafuso partir é mais fácil de o retirar. As anilhas utilizadas servem para posicionar a célula de carga numa melhor forma uma vez que o parafuso contém algum comprimento do espigão sem rosca foi a única solução encontrada para garantir que com o aperto do parafuso, a célula iria estar imóvel. De batente entre a célula de carga e o apoio do motor foi



colocada uma porca autoblocante para garantir a estabilidade da célula de carga aquando o funcionamento do motor. Uma vez utilizada a porca autoblocante, esta não se moverá com a presença de vibrações no parafuso.



**Figura 193 - Novo parafuso da célula de carga**

O problema de o parafuso se partir foi devido às vibrações impostas pelo motor na célula de carga e ainda a falta de carga no freio para este travar o motor. Quando existe alguma carga no freio para travar o motor, a água que circula no interior do freio cria sempre algum momento contraditório às vibrações do motor fazendo com que o impacto das vibrações seja inferior na célula de carga. Porém, quando não existe água a circular no freio, todas as vibrações são transmitidas à célula de carga e todas estas vibrações somadas com o número de ensaios realizados provocou a rutura do parafuso. Com a utilização de um parafuso de qualidade melhor espera-se que este aguente mais tempo, no entanto, caso este contratempo volte a surgir já há uma prevenção para a realização deste problema.



## APÊNDICE V

### DESMONTAGEM PORMENORIZADA DO MOTOR BMW K75

O processo de desmontagem de um motor, apesar de não ser algo muito difícil (mais fácil que a montagem), é um processo moroso e que requer concentração e cuidado para que tudo fique organizado. O melhor cuidado que se pode ter aquando a desmontagem de algum componente/máquina é documentar passo a passo o que está a ser realizado, sendo esta uma forma de facilitar depois o processo na montagem. Quanto mais passos tiver a desmontagem de algum componente/máquina, mais fácil será a sua montagem se todos os passos estiverem devidamente documentado, seja documentado em papel ou em fotografia, ou então ambas as formas, como foi realizado para o motor BMW K75.

Inicialmente, o melhor a fazer é encontrar alguma bancada ou algum espaço onde se saiba que ninguém vai ocupar, forrar tudo com papel branco ou com um pano branco para colocar todos os componentes do motor por ordem. Assim, quando se for a montar o motor, tem-se apenas que seguir a ordem inversa da colocação das peças na banca.

Uma vez que todos os sistemas estavam ligados ao motor, era necessário primeiro desmontar toda esta zona para que depois o motor ficasse em boa posição para ser desmontado.

Inicialmente, desmontou-se a estrutura do escape que foi construída para este projeto. Não foi retirado o coletor escape que está ligada ao motor, pois como neste pedaço ainda estão ligados componentes da parte eletrónica como a sonda  $\lambda$ , não é conveniente retirar este pedaço logo no primeiro passo.

Após livrar o espaço ocupado pelo escape, retirou-se assim o freio hidráulico (atenção necessária ao freio hidráulico, pois ele contém água no seu interior). Desta forma, antes de retirar o freio hidráulico, é necessário sangrar o freio e confirmar que as mangueiras e o freio não apresentam água no seu interior.

A próxima parte a ser retirada é o sistema de combustível, incluindo as suas tubagens. É necessário ter cuidado neste passo da desmontagem, pois a gasolina é um produto que não deve ser inalado e, como evapora rapidamente, a probabilidade de inalação é muito grande. Este passo requer cuidados acrescidos a nível da segurança do utilizador. Neste passo, é necessário sangrar também a tubagem, e ainda o filtro de gasolina (que vai ter uma grande quantidade de gasolina). Outro ponto a ter cuidado necessário é o retorno. Quando se retirar a mangueira do retorno, e se o depósito estiver acima

da posição de onde foi retirado o retorno, toda a gasolina vai tentar sair. Desta forma, logo após retirar o tubo de retorno da válvula anti retorno, deve levantar-se o tubo para que este pare de debitar gasolina. Depois de sangrar os tubos e retirar o depósito do seu sítio normal, é necessário tapar os tubos da gasolina como, por exemplo, um parafuso para que a gasolina não se evapore.

De seguida, retira-se o pequeno depósito do respiro do cárter. Este pequeno depósito é fácil de retirar, precisando apenas de se desapertar uma abraçadeira e retirar-se o tubo que está ligado ao bloco do motor. Este depósito está preso por um pequeno arame aos apoios do motor, por isso, é necessário desapertar o arame para assim poder desmontar por completo o depósito do respiro do cárter.

Para concluir os pequenos sistemas que estavam acoplados ao motor, de seguida desmonta-se toda a parte do sistema elétrico (cablagem) do motor. Para isso, desligam-se os cabos da bateria e, com muito cuidado para não traçar/romper nenhum cabo elétrico, desmonta-se todo o sistema elétrico do motor. Guardam-se os parafusos daquilo que prende o sistema elétrico ao painel, como os parafusos dos relés e da unidade de controlo, e desligam-se as fichas dos sensores que estão acoplados ao motor. Posteriormente, retiram-se os sensores que conseguem ser retirados do motor como a sonda  $\lambda$  e o sensor conta rotações que está na cambota. Retira-se o painel e guarda-se todo o sistema elétrico numa banca para que tudo fique organizado. Com a desmontagem de todo o sistema elétrico vai também a desmontagem do painel de controlo do motor. Deve ser utilizado apenas uma banca para o sistema elétrico para que todos os fios sejam colocados de forma a não se misturarem entre eles, e ainda para separar toda a cablagem de óleos das quais fazem parte dos componentes do motor. Assim, separa-se o que é elétrico daquilo que é mecânico.

Sendo partes elétricas do motor, de seguida, retiram-se as velas, os cachimbos das velas e a bobine de ignição do motor. Não esquecer que neste tipo de partes do motor é necessário numerar os componentes conforme a sua posição por cilindro. Uma vez que estas partes também fazem parte do sistema elétrico do motor, devem ser colocadas com a restante cablagem que foi retirada anteriormente para não entrar em contactos com óleos ou outro tipo de fluidos.

Segue-se agora um processo cuidadoso, o retirar a água e o óleo do motor. O óleo é simples de retirar, existindo um pequeno parafuso na parte inferior do motor que, depois de desapertado, permite a todo o óleo no interior do motor escorrer por ele. Após escorrido todo o óleo, este pode ser reaproveitado, por exemplo, como lubrificante dos componentes do motor enquanto o bloco está ser desbastado, ou caso não se pretenda utiliza-lo novamente, deve ser levado para o local correto, como um posto de recolha. No entanto, a água é um caso mais peculiar no que diz respeito à desmontagem do motor. Existe uma grande quantidade de água no total do sistema: encontra-se no permutador, nos

tubos e ainda no motor, e desta forma, é necessário ter cuidado com a forma como se retira a água do motor. O melhor a fazer é colocar um recipiente grande por debaixo da saída da bomba de água do motor (ponto mais inferior onde se pode encontrar água) e daí desapertar os tubos com cuidado para que a água esorra lentamente até que tudo fique vazio. Depois de esvaziar por completo, todos os tubos devem guardar-se num sítio onde possam secar.

O seguinte passo passa por desmontar o filtro do ar e, de seguida, o escape do motor, sendo que estas peças, como são ainda exteriores ao motor, devem ser retiradas antes de começar a abrir o motor em si. Para desmontar o filtro do ar, basta apenas puxar o mesmo, enquanto com o escape é apenas necessário desapertar algumas porcas e ter cuidado com as anilhas que estão no escape para não se perderem.

Ainda em relação a peças exteriores ao motor, segue-se a desmontagem dos injetores e a extração das borboletas. Depois de desmontar estes dois pequenos componentes, retira-se o motor de arranque e, com isso, o apoio e as ligações do freio hidráulico são retiradas. Por fim, retira-se a roda dentada do sensor de sincronismo da cambota e, neste ponto, o motor está pronto para ser desmontado na sua parte interior.

Inicialmente, retiram-se as tampas envolventes do motor. Existe uma ordem de as tirar, sendo a ordem: tampa da bomba de água, tampa da culassa, tampa de acesso à cambota e aos pistões e, por último, a tampa de acesso à corrente de sincronismo. Estas são de fácil remoção, bastando apenas desapertar os parafusos que as unem. Os parafusos devem ser guardados com a respetiva tampa para que não se percam.

De seguida, retira-se o tensor. É necessário ter um certo cuidado, pois, tal como o nome indica, é um tensor e, se for retirado sem atenção, pode-se desmontar e as peças podem saltar. Retiram-se os guias das correntes para ter acesso à árvore de cames, e por fim, retiram-se as árvores de cames, ficando assim a culassa preparada para se poder retirar. Quanto às árvores de cames, estas devem ser documentadas, pois a árvore de cames da admissão é diferente da árvore de cames de escape e, como tal, não podem ocorrer erros na montagem das mesmas.

De seguida, retira-se a corrente que unia as árvores de cames com a cambota. Retira-se a tampa do cárter e, posteriormente, desmonta-se a bomba de água do bloco do motor. Por fim, retira-se o volante de inércia.

Com isto, o motor fica pronto para desmontar em grandes blocos, retirando-se inicialmente a culassa. Com esta desmontam-se os pistões e a cambota. Quanto à desmontagem da cambota, é necessário algum cuidado. Os pistões e as chumaceiras têm de ser documentados para saber com que

ordem terá, posteriormente, de se colocar. Para retirar o pistão, deve usar-se sempre madeira quando se pretende impor algum impacto para os retirar. A madeira, ao contrário dos metais, permite que os componentes não ganhem microfissuras, que são pejorativas para o funcionamento do motor aquando de um impacto. Para realizar o impacto, é obrigatória a utilização de um martelo de borracha.

Para concluir, retira-se a parte lateral onde se encontrava o volante, retiram-se os veios de equilíbrio da cambota e, para finalizar, o cárter. Por fim, fica apenas o bloco do motor.

Após este processo, dá-se por terminado a desmontagem do motor, sendo possível encontrar o motor BMW K75 em todas as peças que o constituem. Este processo não foi acompanhado por fotos por falta das mesmas. Fica a ideia de trabalho futuro, a realização de um manual de desmontagem, completo, acompanhado por imagens, do motor BMW K75.

## APÊNDICE VI

### BINÁRIOS DE APERTO DO MOTOR BMW K75

Engine	Tightening torques
<b>Connection</b>	<b>Nm</b>
 <b>Freewheel</b>	
Cover/freewheel cage to auxiliary shaft gear wheels	9±1
 <b>Combined water/oil pump</b>	
Pump housing to crankcase	7±1
Cover to pump housing	7±1
 <b>Intermediate Falange</b>	
Intermediate flange to crankcase	9±1
Stop plate to intermediate flange	9±1
 <b>Crankshaft</b>	
Pinion/rotor flange to crankcase	50±6
Crankshaft bearing cover to engine block	50±6
 <b>Connecting Rod</b>	
Conecting rod bearing cap to connecting rod	30±3
+ angle of rotation	80°±3
 <b>Lower section of crankcase to engine block</b>	
Output shaft to front of crankcase	18±2
Output shaft to rear of crankcase	40±5
Lower section of crankcase to outsider of engine block	7±1

Oil sump to lower section of crankcase	7±1
Oil drain plug	32±4

### Cylinder Head

Cylinder head to engine block	30±4
after 20 minutes	45±5
Rocker cover to cylinder head	8±1
Camshaft bearing mounts to cylinder head	9±1
Camshaft timing gears to camshaft	54±6
Chain tensioner to engine block	9±1
Slider rail to camshaft bearing mounts	9±1
Timing case cover to engine block/cylinder head	7±

### Clutsh

Clutsh flange to output shaft	140±5
Housing cover to clutsh flange	19±2
Driver to auxiliary shaft	33±4
Alternator to intermediate flange	22±3
Crankshaft cover to engine block	8±1
Exhaust pipes to cylinder head	21±2
Coolant/inteke stub to cylinder head	7±1
Injector rail to cylinder head	7±1



## APÊNDICE VII

### RESULTADOS DO MOTOR BMW K75 ORIGINAL

A tabela seguinte mostra os resultados obtidos do motor BMW K75 original, após várias repetições, estudados e trabalhados.

Tabela 14 - Resultados finais do motor BMW K75 original

TPS [%]	Velocidade [rpm]	Consumo [g/20 s]	Binário [N.m]	Potência [kW]	Consumo Esp. [g/kWh]	Rendimento [%]
0,8	1400	3,57	10,52	1,54	417,1572	19,61
	1550	4,39	10,05	1,63	484,7860	16,88
	2000	6,12	3,42	0,72	1540,1270	5,31
1,6	1300	4,11	11,47	1,56	474,2680	17,25
	2100	7,00	8,27	1,82	692,9473	11,81
	2500	7,59	6,85	1,79	761,6075	10,74
	2950	7,27	5,78	1,79	732,7202	11,17
3	1150	5,60	17,50	2,11	478,3115	17,11
	1950	8,72	13,95	2,85	550,7604	14,86
	3000	8,97	8,98	2,82	572,6159	14,29
5	1300	6,66	21,88	2,98	402,5920	20,32
	2100	10,13	17,38	3,82	476,8045	17,16
	2500	10,51	15,25	3,99	473,6985	17,27
	2950	12,56	13,71	4,24	533,7426	15,33
	3400	11,34	12,77	4,55	448,8627	18,23
	4000	13,02	11,70	4,90	478,1513	17,11
7	1450	10,95	26,26	3,99	494,3207	16,55
	2100	8,88	19,04	4,19	381,5997	21,44
	2400	10,55	18,21	4,58	414,9726	19,72
	3000	12,14	14,19	4,46	490,3689	16,69
	3400	12,10	18,33	6,53	333,7707	24,51
	4000	10,91	15,43	6,46	303,9088	26,92
	5000	12,03	9,34	4,89	443,1229	18,46
	6000	15,38	0,34	0,21	12956,8689	0,63
10	1570	8,99	33,12	5,45	297,0173	27,55
	2050	10,71	25,90	5,56	346,6801	23,60

	2550	11,67	25,67	6,85	306,4443	26,70
	2750	11,20	21,41	6,16	327,0818	25,01
	3420	14,77	21,41	7,67	346,7086	23,60
	4150	14,06	21,76	9,46	267,6044	30,57
	4400	16,32	14,01	6,46	454,9472	17,98
	4900	16,37	15,25	7,83	376,5421	21,73
	6200	19,65	0,58	0,38	9422,2080	0,87
	1800	11,89	37,86	7,14	299,8313	27,29
	2500	14,79	31,58	8,27	322,0756	25,40
	3000	16,97	30,99	9,74	313,7283	26,08
15	3400	18,13	27,62	9,83	331,8198	24,66
	4000	17,95	23,65	9,91	326,0852	25,09
	4400	18,14	22,23	10,24	318,7068	25,67
	5000	21,86	20,10	10,53	373,7300	21,89
	6000	23,23	7,44	4,68	894,4170	9,15
	1950	14,29	45,72	9,34	275,3873	29,71
	2450	16,90	41,17	10,56	287,9819	28,41
	2900	17,71	39,39	11,96	266,4755	30,70
	3550	19,48	36,08	13,41	261,4365	31,30
21	4000	20,75	35,96	15,06	248,0012	32,99
	4500	21,97	30,75	14,49	272,8271	29,99
	5000	23,59	33,71	17,65	240,5002	34,02
	5600	28,35	30,04	17,62	289,6726	28,25
	6000	26,29	26,97	16,94	279,2527	29,30
	6900	29,34	1,64	1,19	4448,5395	1,84
	1950	16,27	48,27	9,86	297,1350	27,54
	2400	19,83	48,86	12,28	290,6064	28,15
	3000	24,34	53,95	16,95	258,4895	31,65
	3600	27,53	49,81	18,78	263,8621	31,01
	3950	26,33	46,02	19,04	249,0131	32,86
30	4400	31,25	50,28	23,17	242,7557	33,70
	5000	35,89	51,70	27,07	238,6663	34,28
	5600	33,85	48,62	28,51	213,6995	38,29
	6000	38,15	41,29	25,94	264,7124	30,91
	6450	37,23	32,23	21,77	307,8105	26,58
	7000	34,53	26,20	19,20	323,6808	25,28


	5650	44,78	59,39	35,14	229,3865	35,67
40	6000	44,57	56,32	35,38	226,7146	36,09
	6400	42,54	49,33	33,06	231,5637	35,33
	7000	47,75	41,52	30,44	282,3581	28,98
	5000	46,69	60,58	31,72	264,9817	30,88
50	5600	50,87	66,02	38,72	236,4989	34,60
	6000	49,12	54,19	34,05	259,6797	31,51
	6500	50,43	54,78	37,29	243,4466	33,61
	7000	53,85	49,69	36,42	266,1015	30,75
	5000	47,06	61,65	32,28	262,4066	31,18
60	5400	53,29	61,65	34,86	275,1405	29,74
	5900	55,32	58,45	36,12	275,6981	29,68
	6600	50,73	63,77	44,08	207,1803	39,49
	7000	56,62	58,21	42,67	238,8479	34,26
	6000	57,12	69,34	43,57	235,9626	34,67
70	6400	55,64	65,78	44,09	227,1440	36,02
	7000	60,86	63,53	46,57	235,2331	34,78
	1950	17,24	49,39	10,09	307,6441	26,60
WOT	2400	21,79	51,97	13,06	300,3007	27,25
	2950	27,51	54,91	16,96	291,8539	28,03
	3600	34,48	58,11	21,91	283,2944	28,88
	3950	38,33	59,70	24,69	279,3819	29,29
	4600	45,66	62,41	30,06	273,3648	29,93
	4900	49,12	63,56	32,61	271,1057	30,18
	5400	55,00	65,32	36,94	268,0180	30,53
	5900	61,02	66,90	41,34	265,7260	30,79
	6400	67,18	68,30	45,77	264,1782	30,97
	6800	72,21	69,28	49,33	263,4476	31,06



## ANEXO I

### CARACTERÍSTICAS DO CONTROLADOR MEGASQUIRT II V3.0

Tabela 15 - Características técnicas do catálogo da unidade de controlo MegaSquirt II V3.0

Megasquirt II V3.0	Firmware features
	<p>Fuel table size 12x12 or 16x16</p> <p>Fuel table resolution 1%</p> <p>rpm resolution 1 rpm</p> <p>Accel. enrichment Simple (TPS,MAP), Enhanced (wall-wetting)</p> <p>Spark table size 12x12</p> <p>Advance resolution 0.1 deg (commanded)</p> <p>Injector phasing Bank/batch fire</p> <p>Injector timing Semi sequential for 4-cyl</p> <p>Injector trim (DIY options for 4cyl sequential)</p> <p>Spark Trigger mode Timed within crank pulses or timed for start, middle, end of injection pulse</p> <p>Spark Output mode Mapped trim table per cylinder when running sequential.</p> <p>EDIS, Distributor spark, Trigger return dizzy, Simple wheel decoding, Every tooth wheel decoding, Toothed wheel with one or more missing teeth</p> <p>Single coil, Wasted spark, Wasted COP, Coil on plug (COP), Dual dizzy</p> <p>Cam / 2nd tach input Yes</p> <p>Number of spark outputs 6</p> <p>Spark Trigger Modules Rotary trailing, HEI7, GMDIS</p> <p>TFI, Oddfire wheel decoder, Oddfire dizzy, Neon/420<sup>a</sup>, 36-1+1, 36-2-2-2, Subaru 6/7, IAW Weber-Marelli, Mitsubishi 6g72, 4/1 CAS, 4G63 (Miata), 99-00 Miata, Renix 44-2-2, Twin trigger (aka. dual spark), Suzuki Swift, Suzuki Vitara, Daihatsu 3 cyl, Daihatsu 4cyl, Rover K Series 36-1-1, Rover K Series 36-1-1-1-1, Rover K Series 36-2-2, Honda VTR1000 12-3, Chrysler 2.2/2.5, GM 7X native</p>
<b>Summary</b>	
<p>Single board, with plugin CPU card, can be DIY assembly.</p> <p>Better tunability, drivability and diagnostics than Megasquirt-1.</p> <p>Connectors Standard D-type</p>	
<b>Built in Hardware</b>	
<p>2x Injection drivers (up to 8 injectors each, hi-z or low-z) with PWM limiting, 2 wire PWM idle (mod needed on V3.0), 4 wire stepper idle (IAC), Fuel pump relay control,</p> <p>CLT, MAT, TPS inputs, 2.5 bar MAP sensor, Magnetic (VR) , hall, optical, points tach input (No VR on V2.2 board), 1x high current coil driver, RS232 serial tuning, CAN communications</p>	
<b>Optional hardware (DIY)</b>	
<p>Up to 6 high current coil drivers</p> <p>2x spare analogue inputs</p> <p>Launch/nitrous/ tableswitching inputs</p> <p>Relay drivers for nitrous</p> <p>Boost output</p> <p>Fan control output</p> <p>Tacho output</p> <p>MAP sensor upgrade to 3 bar, 4 bar</p>	<p>Load methods Speed Density (MAP sensor), Alph-N (TPS), Percent baro (Speed Density but with barometric pressure difference included), MAF, ITB</p> <p>Load blending, 2 Load tables</p> <p>Other injection features Staged injection, Over-run fuel cut, Injection cut rev limiter, Cranking pulsewidth (table of %), Alternate cranking injection, Closed loop idle control, Dual fuel tables (per bank), AFR target tables</p> <p>Other Ignition features Spark cut rev limit, Dwell duty (%), Dwell battery correction (Table of %), Specific cranking advance and dwell, Fixed timing for setup</p> <p>Additional features Tachometer output, Launch Control/flat shift, Test mode (Pump, Inj, Coils, Idle), Boost control (open or closed loop with PID control), Nitrous control (2 stages), Knock sensor (software), Real-time barometric correction, Table Switching, Configurable outputs, Synchronous sensor sampling, CAN communications, Built in tooth/trigger loggers (tooth, trigger, composite, sync-error)</p>

## Notes on boards

The Megasquirt 1 and 2 may use a V2.2, V3.0 or V3.57 mainboard. The Megasquirt 3 may use a V3.0 or V3.57 mainboard. The V2.2 and V3.0 are available in DIY kit form. If you wish to DIY, the V3.0 is recommended as it has an inbuilt magnetic input (VR) circuit and better support for low-z injectors. The V2.2 is the simplest and cheapest option but is technically obsolete and does not include the VR conditioner or low-z support. The V3.57 is a pre-assembled version of the V3.0.

The features chart is based on using a V3.57. The only real difference when using the V3.0 is that a small modification is required to adequately support PWM idle. If you are considering adding circuits then the V3.0 is likely a better choice as it has a prototype area provided for the purpose.

When using the MS3, the MS3X expander board already contains many input and output options and the MS3, MS3X, V3.57 is a recommended package.

## Explanation of the terms in the table

**Fuel Table Size:** The number of cells in the fuel tuning table. Note that because the rpm and load values are adjustable a good tuner is unlikely to need more than 12x12.

**PW resolution:** The step size of increments of fuel pulsewidth. In theory the smaller the step, the finer the control available. Whether this translates into better engine performance is largely impacted by how well the engine is tuned and operating factors. MS1/Extra hi-res allows better injector resolution by using a timer for injector control but loses injector PWM control in the process. Note that the fuel calcs will often have a lot of inbuilt fuzziness, so the 0.67us hardware precision may not be useful.

**RPM resolution:** The MS1 codes only use rpm in steps of 100 internally, so this means you can only tune in 100rpm steps. Not a big deal.

**Accel enrichment:** There are various methods of responding to acceleration transients for best engine driveability.

**Advance table size:** All present Megasquirt versions with spark control use a 12x12 table for setting the advance at different loads and rpms. Megasquirt 3 extends this to 16x16

**EDIS:** Ford's standalone ignition control system

**Distributor spark:** Simple spark control using a single coil and typically a distributor mounted pickup, crank mounted pickups can also be used.

**Trigger return dizzy:** Some distributors with hall effect sensors have a shutter wheel that provides “cranking” and “running” signals on each edge. This can give improved starting ability and also better running precision.

**Simple wheel decoding:** The MS1/Extra wheel decoder can decode regular wheel patterns (36-1, 24/2, 60-2, 24/1) but gains no timing improvement from the additional teeth. The early MS2 wheel decoder worked in a similar way.

**Every tooth wheel decoding:** The MS2/Extra code samples the time between each tooth for speed data and sets the advance/dwell as a tooth number plus a time offset. Unsure what MS2 base does.

**Wasted spark:** Multiple sparks from the same spark output and ignition coil. Without modifications to the MS2 card, MS2 base code can only do single spark output. The modifications also remove the ability to control low-Z injectors using PWM - resistor packs would be required.

**Wasted coil on plug (Wasted COP):** driving two coils from the same spark output.

**Coil on plug (COP):** As above, but each spark output is driving each coil at specific timings; additional code is required to decode the trigger wheel.

**Dual Dizzy:** For engines like the Lexus V8 where a trigger wheel and two coils and distributors are used.

**Cam / 2nd tach input:** For any coil on plug install a phase sensor is required. Any engine with a non-missing tooth main wheel also requires a 2nd tach input. MS2 can do this with modifications to the card. Microsquirt has it as standard.

**Number of spark outputs:** This determines how many coils you can drive.

**Rotary trailing:** Specific code to drive the trailing coils with programable split angles.

**HEI7/GMDIS:** An ignition system from GM. The bypass output controls inbuilt timing or controlled timing. A dedicated output alleviates the need for an external relay.

**TFI:** An ignition system from Ford.



**Oddfire wheel decoder:** Using a regular trigger wheel to drive coils on an oddfire engine that requires an angular offset between the outputs.

**Oddfire dizzy:** Some engines such as GM V6 use an oddfire pattern and a distributor. This code detects and works with the uneven pattern.

**Neon/420A, 36-1+1, 36-2-2-2, Subaru 6/7, IAW Weber-Marelli, Mitsubishi 6G72, 99-00 Miata, Suzuki Swift, Suzuki Vitara, Daihatsu 3cyl, Daihatsu 4cyl:** These are all special wheel decoders for these specific engine and trigger wheel patterns. See the main page for links to pages about these wheels.

**CAS 4/1:** This is handled as part of the wheel decoder.

**Twin trigger / Dual spark:** This is often used on 4 cylinder bike engines. A single lobe is mounted on the crank shaft and two pickup coils detect it passing. MS2 and MS2/Extra support this with different code implementations.

**Load methods:** SD = speed density, standard MAP sensor input. AN = alpha-N - TPS and RPM. MAF = using a Mass Air Flow sensor. Map/baro = a variant on speed density that better allows for altitude changes.

**Load blending:** Combining multiple load methods for smoother transition from idle to full load.

**Load tables:** How many load tables operate at one time.

**Staged injection:** Inspired by RX7 and similar. For use where two banks of dissimilar injectors are used. e.g. you can have a bank of small injectors for idling and low load and a second bank of large injectors for full load operation. The code automatically enables the second bank as and when required. This can greatly improve the fuel regulation under low load.

**Over-run fuel cut:** A standard feature in most fuel injection systems since the 1980s. Fuel can be cut off totally under heavy deceleration conditions to conserve fuel.

**Tachometer output:** When using a complex trigger wheel or wasted spark a special output is often required to drive the tachometer.

**Launch control/flat shift:** A “two step” rev limiter primarily used for racing.

**Spark cut rev limiter:** A method of limiting revs. It is far harsher than a simple engine-preserving fuel cut, but works very well for launch/flat shift.

**Dwell duty%:** For some ignition systems like TFI or MSD a percentage dwell output is required instead of a coil charge dwell. This allows various percentages to be set in software.

**Dwell battery correction:** As the supply voltage varies, the required dwell time also changes. Different methods for achieving this.

**Cranking pulsewidth:** How the fuel injected during cranking is controlled. A percentage table is supposed to allow first time setup as the number is scaled based on the injector size. The latest MS2 codes also take X-Tau, air density and flex fuel into account.

**Alternate cranking injection:** The standard scheme is to inject fuel once per ignition event. On large cylinder counts this can result in low precision and difficult start. This option allows the number of injections to be halved to allow better control.

**Specific cranking advance, dwell:** A specific setting for the cranking advance and dwell instead of a table lookup.

**Fixed timing:** A setting to lock the timing for easier first time setup and confirmation that the ignition system is working correctly.

**Test mode:** Various modes for testing system components without running the engine.

**Idle valve control:** Options for different types of fast idle valve.

**Boost control:** Mode to control the wastegate on a turbo to vary boost levels.

**Nitrous control:** Control system to only allow nitrous when certain conditions are met, add more fuel, retard the timing etc. also delay nitrous after launch.

**Knock sensor:** Take feedback from a knock sensor and retard the timing

**Realtime baro:** Input from a second map (pressure) sensor for continual barometric adjustment. Useful in mountainous regions. Not much use in the Netherlands.

**Water injection:** Specific system to control water injection solenoids and pumps.

**Table Switching:** An external switch input swaps the fuel or spark tables being used. Note - this is not for "economy vs race" - that is a common misunderstanding of fuel injection systems and that is what your right foot is for. Valid examples are nitrous or swapped fuel.

**Configurable outputs:** Various on/off outputs for fans and warning lights etc.

**AFR target tables:** Using your wideband to target different mixtures and different rpm/loads.

**Automatic Mixture Control:** The ECU responds to the wideband input and adjusts the fuel VE table automatically. As an alternative use “Auto Tune” in the tuning software.

**Dual Fuel tables (per bank):** Another name is Dual table. Originally written for mapped water injection. Can also be used on V engines for different tuning on each bank. Do not confuse with staged injection.

**Synchronous sensor sampling:** The sensors are sampled at a particular crank angle. This gives far more repeatable response on the MAP sensor signal on most engines.

**CAN communications:** The MS2 and Microsquirt have CAN communications built in which allow communications with add-on boards.

**Crank based injection points:** MS2/Extra 2.0 can do a semi-sequential which has improved the idle on 4G63 engines for sure. MS3 can do fully sequential.

Código de programação para o chip da MegaSquirt I e II (firmware)

- Firmware for MS-I chip

### **Standard V3.000 code**

This is the default pre-loaded code from Bowling and Grippo. It is a simple and effective fuel injection controller with an 8x8 fuel table for speed density or alpha-n. Narrow band or wide band oxygen sensors can be used for closed loop control, and an on/off idle valve may be used.

### **MS1/Extra (MegaSquirt 'n Spark-Extra)**

MS1/Extra is a firmware modification to the original Bowling and Grippo MegaSquirt written by Philip Ringwood and James Murray (with contributions from many more). As the name implies it adds ignition management, as well as a large number of other features such as boost control, nitrous, fan control, programmable outputs, water injection and more to MegaSquirt. Hardware modifications are required to run ignition and the learning curve is steeper than a fuel-only implementation, but many hundreds of users use the "MS1/Extra" firmware. The firmware was very actively developed and is now a stable alternative to the base MS code. Most MegaSquirt vendors ship the MS1/Extra firmware as standard on MS1 boards. The firmware is designed to operate using either a supported ignition system, such as GM HEI, or Ford EDIS, or it can decode

certain trigger wheel signals from crank/cam sensor pickups and directly run wasted spark or coil on plug.

- **Firmware for MS-II chip**

### **Standard MS-II code**

This is the default AI Grippo code that you can load onto your MS-II board. The code has (multiple) 12x12 fuel and spark tables, stepper IAC control, PWM idle valve control, several user-configurable spare ports (for things like boost control, water injection, fan control, etc.), self-tuning functions (Automatic Mixture Control - AMC), and fuel control to 1  $\mu$ s (100 times more resolution than MegaSquirt-I). MS-II can control distributors or EDIS ignitions and decode many standard toothed crank wheels. Additional features includes X-Tau transient enrichment compensation (acceleration enrichment), nitrous control with fuel and spark adjustments, enhanced closed-loop mixture control w/ wide band sensor AFR targeting, two types of rev-limiting, MAP/MAF/alpha-N fuel control, injector test mode, flex fuel (gasoline/E85) with appropriate sensor, and many more.

### **MS2/Extra code**

This is an extension of the base code, adding many of the much needed MS1/Extra features to the MS-II chip. Enhancements include wide support for OEM crank/cam wheels, wasted spark and COP ignition, closed loop idle, EAE, boost control, nitrous control and many other features. Latest test codes support 4 cyl sequential fuel. Code is licensed for use on genuine B&G products only.

## **Especificações do processador HC9S12C64 da Megaquirt II V3.0**

A microcontroller is a complete computer system, including a CPU, memory, a clock oscillator, and I/O (input/output) on a single integrated circuit chip

The HC9S12C64 microcontroller unit (MCU) is a 16-bit device with standard on-chip peripherals including:

- 16-bit central processing unit,
- 64K bytes of Flash EEPROM,
- 4K bytes of RAM,
- multiplexed external bus,

- an asynchronous serial communications interface (SCI),
- a serial peripheral interface (SPI),
- one 8-channel 16-bit timer module (TIM),
- two 8-channel, 10-bit analog-to-digital converters (ADC),
- one 6-channel/8-bit pulse-width modulator (PWM),

System resource mapping, clock generation, interrupt control and bus interfacing are managed by the System Integration Module (SIM). The HC9S12C64 has full 16-bit data paths throughout. The inclusion of a Phase Locked Loop (PLL) circuit allows power consumption and performance to be adjusted to suit end requirements. The bus runs at 24 MHz. This is true instruction clock speed, not a crystal speed.

Tabela 16 - Especificações dos processadores que equipam os sistemas Megasquirt

	MegaSquirt	MegaSquirt II	MicroSquirt	MicroSquirt module	Megasquirt III <sup>ms</sup>
<b>Released</b>	2001	2005	2007	2009	2010
<b>Processor</b>	8-Bit MC68HC908	16-bit MC9S12C64	16-bit MC9S12C64	16-bit MC9S12C64	16-bit MC9S12XEP100
<b>Speed</b>	8 MHz	24 MHz	24 MHz	24 MHz	50 MHz (+100 MHz XGATE)
<b>Flash</b>	32 kB	64 kB	128 kB	128 kB	1024 kB + 32kB data flash
<b>User RAM</b>	512 B	4 kB	4 kB	4 kB	64 kB
<b>Features</b>	Depends on firmware, Inexpensive	More precise fuel control, Ignition Control, CAN Bus, GPIO, Inexpensive, User Spare Output Ports, Automatic Mixture Control, Flex fuel (E85) abilities	Same Features as MS-II, plus Small Size, Sealed case, Dual Ignition/Injection Channels, Assembled	Single card complete MS2 based ECU designed to be used as the basis of an ECU of the user's creation. Includes firmware license.	Extension of MS2, V8 sequential fuel and spark, many more I/O's. Wide range of OEM crank/cam wheels supported. Many racing features built in. Onboard USB-serial, SD card datalogging.

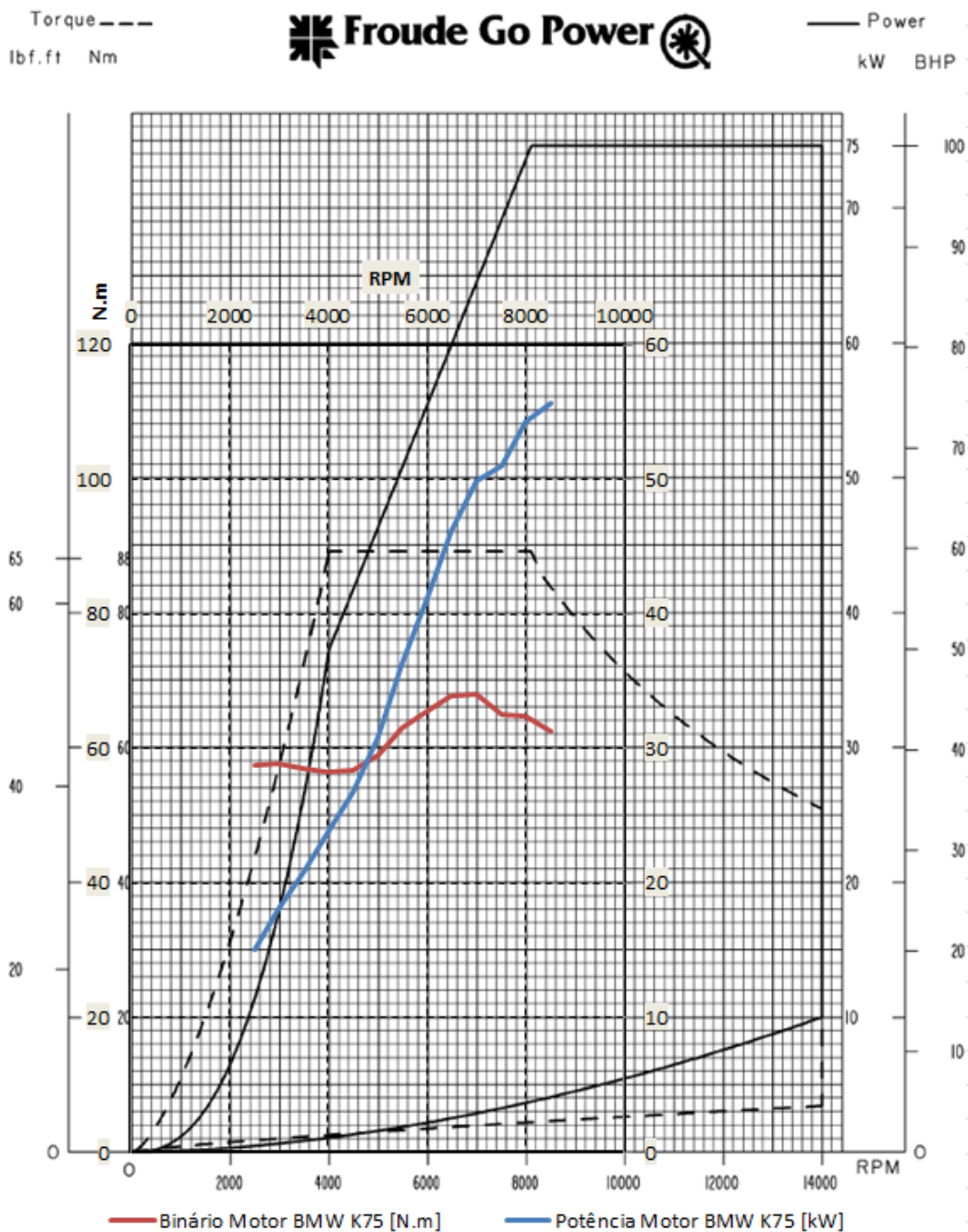
### Printed Circuit Board

Although this board uses surface-mount components, the layout is the same as in the V3 main board, apart from the omission of the DIY-oriented prototype area (the 3.57 is not meant to be a DIY board, of course). Component numbering remains the same in nearly all cases. In fact, this board version started with the V3 main board, and maintains the 4-layer construction and power distribution. It is the same size (4" x 6") and the connectors are in the same places, so it fits in

the standard case with no modifications (though some modifications may be necessary for additional functionality).

## ANEXO II

### FREIO DINAMOMÉTRICO HIDRÁULICO



THE COPYRIGHT IN THIS DRAWING AND  
 THE RIGHT OF REPRODUCTION THEREOF  
 IS VESTED IN AND BELONGS TO :-  
**Froude Consine**  
 PART OF THE FKI GROUP OF COMPANIES

GO-POWER HYDRAULIC DYNAMOMETER  
**D-100**  
 POWER AND TORQUE CAPACITY DIAGRAM

SIZE	DRAWING N°.	REVISION SHEET
A4	M008818	001 01
STANDARD	DATE	09:2003
DRAWN KJB	CHECKED KJB	APPROVED SRS

Figura 194 - Curvas características do freio hidráulico Go Power Systems Dynamometer D-100 sobrepostas com as curvas do fabricante do motor BMW K75 (adaptado de [15])





## ANEXO III

### FICHA TÉCNICA DA COLA DE JUNTAS

## REINZOSIL-t

A solução transparente de REINZOSIL



**Descrição**  
Agente vedante de silicone transparente, de endurecimento rápido para vedar superfícies planas onde exista uma fenda (mesmo sem desmontagem dos componentes).

**Particularidades**

- Resistência a temperaturas de -50 °C a +200 °C (breve pico de temperatura)
- Excelente resistência a substâncias como combustíveis (gasolina e diesel), óleos, massas, lubrificantes, água, água salgada, luz do sol e ozono
- Fácil posicionamento e moldagem

- Sem cheiro
- Previne a corrosão das superfícies de contacto
- Métodos de endurecimento sem ácidos que não danificam as peças em plástico, componentes eléctricos, etc.
- Endurecimento mais rápido do que outros agentes vedantes de silicone
- Sem marcas
- Aplicável em superfícies verticais e acima do nível da cabeça

**Áreas de aplicação**  
Para a vedação de peças de carroçaria, pára-brisas, caixas de lâmpadas, peças em vidro. Para vedar e selar ligações eléctricas. Para colar e isolar. Para automóveis, bicicletas, construção de barcos e caravanas, trabalhos domésticos e de jardinagem. Compatibilidade com todos os fabricantes de motores e automóveis.

Formato Individual	Ref.º REINZ	Quantidade por embalagem
Tubo de 70 ml	70-31453-00	25 tubos em expositor de cartão



Folha de dados técnicos REINZOSIL-t  
[www.reinz.com/jsi-datasheet](http://www.reinz.com/jsi-datasheet)

Ficha técnica de segurança REINZOSIL-t  
[www.reinz.com/jsi-datasheet](http://www.reinz.com/jsi-datasheet)

Figura 195 - Ficha técnica da cola de juntas REINZOSIL



## ANEXO IV

### FICHA TÉCNICA DA COLA DE ROSCAS



**NEVEX  
VEDOX**

**NEVEX VEDOX – MASSA VEDANTE E ANTIOXIDANTE PARA CALAFETAGEM DE ROSCAS**

**1 - UTILIZAÇÕES RECOMENDADAS:**  
Canalizações de águas quentes e frias  
Amoníaco  
Gás butano ou propano  
Canalizações de ar comprimido

**2 - COMPOSIÇÃO:**  
Massa especial filerizada por meio de sílica e alumina

**3 - CARACTERÍSTICAS:**  
Temperatura máxima de utilização – 160º C  
Testada até 15 atm. com impossibilidade de secagem com o tempo  
Nenhuma perda motivada por endurecimento durante a armazenagem  
Resistente aos ácidos  
Resistente às vibrações  
Evita a ferrugem  
Após o seu emprego a estanqueidade é perfeita  
Absorção de humidade: 2%  
Nocividade: Nula  
Cor: Verde

**4 - APLICAÇÃO:**  
A frio, com a mão sobre a superfície roscada  
Em canalizações de água, com estopa, cânhamo ou sintética  
Em canalizações de gás com filaça sintética uma vez que o passo da rosca é curto

**5 - EMBALAGEM:**  
Em copos de plástico com tampa hermética de 50;70; 250 e 500 grs.  
Em baldes de plástico com pega e com tampa hermética de 6000 grs.

Figura 196 - Ficha técnica da cola de roscas VEDOX