

**Universidade do Minho**  
Escola de Engenharia

José Pedro Gomes Oliveira

**Relacionamento entre a Melhoria no  
Escoamento de Ar e o Aumento de Potência  
em Motores de Competição**

Dissertação de Mestrado

Mestrado em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação de

Jorge José Gomes Martins

Francisco Carrusca Pimenta de Brito

Abril de 2017



## DECLARAÇÃO

Nome: José Pedro Gomes Oliveira

Endereço eletrónico:

Telefone:

Bilhete de Identidade/Cartão do Cidadão:

Título da dissertação: Relacionamento entre a Melhoria no Escoamento de Ar e o Aumento de Potência em Motores de Competição

Orientadores:

Jorge José Gomes Martins

Francisco Carrusca Pimenta de Brito

Ano de conclusão: 2017

Mestrado em Engenharia Mecânica

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

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

Assinatura:





## AGRADECIMENTOS

A realização da dissertação de mestrado é um trabalho de longa duração e, apesar de ser um trabalho individual, muitas foram as pessoas envolvidas no desenvolvimento desta. A elas reservo este espaço para lhes agradecer o seu contributo.

Aos professores Jorge Martins e Francisco Brito que, como orientador e coorientador, me ajudaram sempre que necessário e contribuíram com conhecimentos, tanto técnicos como de empresas e/ou parcerias, em todas as etapas de desenvolvimento do projeto.

Ao aluno de doutoramento Tiago Costa que com o seu vasto conhecimento em motores de combustão interna e utilização de *softwares* contribuiu consideravelmente para a minha aprendizagem em termos de componentes electrónicos e de mapeamento do controlador do motor.

Ao engenheiro electrónico Armando Alves que contribuiu para a montagem do circuito eléctrico inerente ao motor e ao aluno de mestrado Adriano Sousa que trabalhou em parceria comigo praticamente desde o início desta etapa.

À Rectificadora de Guimarães pelo vale IDT (financiamento de projetos de Investigação e Desenvolvimento Tecnológico), em especial ao engenheiro Tiago Gomes, por ter fornecido muitos dos meios, e também alguns conhecimentos, necessários à realização deste projeto.

À minha família por todo o apoio, motivação, paciência e por todo o investimento financeiro ao longo destes anos que me proporcionaram a realização deste sonho, um enorme obrigado. Nem sempre foi fácil e nunca poderei agradecer o suficiente por todo o esforço para que pudesse ser o que sempre sonhei.

A todos os meus amigos e namorada por estarem comigo incondicionalmente, dos momentos de maior frustração aos momentos de maior felicidade, e por toda a força dada.

Um especial obrigado a todos os professores por todos os ensinamentos que direta ou indiretamente colaboraram para que eu me tornasse Mestre em Engenharia Mecânica.

## RESUMO

O trabalho efetuado surge da necessidade de verificar resultados de alterações efetuadas em motores de série de forma a transformá-los em motores para competição. As alterações passam por diversos níveis, que se centram no aumento do escoamento de ar para o interior dos cilindros. Este aumento poderá resultar num aumento de potência e binário ou não.

O projeto baseia-se na verificação dos vários parâmetros para cada nível de alteração. O caudal de ar e os valores de potência e binário foram medidos (para o motor original e com as condutas de admissão e sedes de válvula alargadas) em bancada de ensaios (fluxómetro) e em bancada de potência (dinamómetro), respetivamente.

Inicialmente são apresentados os métodos de preparação de motores de série para competição correntemente utilizados, assim como alguns resultados experimentais encontrados na revisão bibliográfica. Seguidamente são descritos os dispositivos utilizados na medição dos diversos parâmetros e o seu modo de funcionamento.

Os procedimentos adotados na montagem da culassa no fluxómetro e do motor no dinamómetro são descritos, assim como os vários componentes utilizados e o modo de programação do controlador são detalhados. O controlador utilizado é da marca ECUMASTER EMU e é totalmente reprogramável, tendo sido criada uma cablagem específica e utilizado um *software* especializado para o mapeamento do mesmo.

Por fim, os resultados de todos os ensaios são apresentados e discutidos. Em bancada de ensaios foram realizados testes para quatro níveis de alteração: conduta e sedes de válvula originais; conduta alargada e sedes originais; conduta e sedes alargadas; e conduta e sedes alargadas com *dimpling* (crateras geradas na conduta do género das bolas de golf). Em bancada de potência foram realizados testes para o motor original e para o motor com condutas de admissão e sedes de válvula alargadas, sendo que para o motor original foram também testados dois aditivos de combustível em diferentes percentagens (a biogasolina e o etanol). Com a

abertura das condutas conseguiu-se aumentar o binário em velocidades elevadas e consequentemente a potência.

Palavras-Chave: Motores, Competição, Caudal de Ar, Potência, Binário.

## **ABSTRACT**

The work arises from the need to verify the results obtained from modifications made in production engines to transform them into motorsport engines. Some levels of modification are taken into account, with the improvement of airflow into the engine being the main purpose of the work. These modifications may or may not result in better power and torque.

The test of the parameters for each level of modification is made. The airflow and values for power and torque were measured (for the original engine and the engine with larger intake manifolds and valve seals) in the test bench (flowbench) and the power bench (dynamometer), respectively.

Initially some modification methods to convert production engines into motorsport engines, as well as some results from those modifications are presented. Then the measurement devices used in this project and the way they work are described.

The procedures of mounting the cylinder head on the flowbench and the engine on the dynamometer are described, as well as the several components and the engine management unit (EMU) programming are detailed. The EMU is an ECUMASTER device and it is totally programmable, thus the entire cable set up was made and the maps were programmed using a dedicated software available at the website.

Lastly the results of every test performed are presented and discussed. The flowbench tests for four different levels of modification were made: both original intake manifold and valve seals; enlarged intake manifold and original valve seals; both enlarged intake manifold and valve seals; both enlarged intake manifold and valve seals with dimpling (small cavities machined on the manifold similarly to golf balls). The power bench tests were performed for the original engine and the engine with both enlarged intake manifolds and valve seats. Furthermore, for the original engine were also tested two fuel additives in different percentages (biogasoline and ethanol). For the modified cylinder head improvements in power and torque were achieved for high speeds.

KEYWORDS: ENGINES, COMPETITION, AIRFLOW, POWER, TORQUE



## ÍNDICE

Agradecimentos.....	vii
Resumo.....	ix
Abstract.....	xi
Lista de Figuras.....	xv
Lista de Tabelas.....	xxi
Lista de Abreviaturas.....	xxiii
Lista de Siglas.....	xxv
1. Introdução.....	1
2. Estado da Arte.....	5
2.1 Evoluções em Motores de Competição e de Produção.....	5
2.2 Motores de Competição.....	10
2.2.1 Considerações Iniciais.....	10
2.2.2 Fatores que Influenciam os Vários Parâmetros dos Motores de Competição.....	13
3. Dispositivos de Medição Utilizados.....	31
3.1 Dinamómetro.....	31
3.2 Fluxómetro.....	34
4. Componentes e Métodos de Montagem.....	37
4.1 O Motor.....	37
4.1.1 Material adquirido.....	38
4.1.2 Instalação elétrica.....	48
4.2 Montagem.....	50
4.2.1 Bancada de Instrumentação.....	50
4.2.2 Fluxómetro.....	51
4.2.3 Bancada de Potência/Dinamómetro.....	53
4.3 Programação da Centralina/do Controlador.....	54
5. Resultados e Discussão.....	74
5.1 Motor Stock VS Motor Alterado.....	76
5.1.1 Testes no Fluxómetro.....	77

5.1.2	Testes no Dinamómetro.....	85
6.	Reflexão Final .....	98
6.1	Conclusões .....	98
6.2	Problemas Encontrados, Sugestões de Melhorias e Trabalhos Futuros .....	99
6.2.1	Problemas Encontrados e Sugestão de Melhorias.....	99
6.2.2	Trabalhos Futuros.....	102
	Bibliografia .....	105
	Anexo I – Sensor de Knock .....	109
	Anexo II – Apoio do Sensor de Rotação da Cambota.....	113
	Anexo III – Apoios da Bomba de Combustível.....	117
	Anexo IV – Apoio do Controlador (2).....	121
	Anexo IV – Manipulo do Acelerador .....	125

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Phoenix (1898) por Daimler e Maybach (em cima à esquerda); Mercedes 35hp Rennwagen (1900) (em cima à direita). Motor M11644 de 5,918 litros e 35 cv (em baixo) [1].....	6
Figura 2 – Mercedes 120hp Rennwagen (1906) e respetivo motor de 6 cilindros [2]. .....	7
Figura 3 – Darracq 200hp e respetivo motor [3]. .....	7
Figura 4 – Mercedes 65hp Rennwagen (1922) e respetivo motor com compressor [5]. .....	8
Figura 5 – Mercedes 300 SL (1955) e respetivo motor [6]. .....	9
Figura 6 – Máquina desgordurante de movimento rotativo [7]. .....	14
Figura 7 – Ferramentas de polimento interior [8]. .....	15
Figura 8 – Retificadora plana [9].....	15
Figura 9 – Ferramenta de polimento, rotativa e própria para cilindro de motores [10].....	16
Figura 10 – Culassa com sistema SOHC ( <i>Single Over Head</i> Camshaft - uma árvore de cames) [12]. .	17
Figura 11 – Câmara de combustão May Fireball [14]. .....	18
Figura 12 – Câmara de combustão hemisférica com 3 válvulas (esquerda) e 4 e 5 válvulas (direita) [14]. .....	19
Figura 13 – Outros tipos de câmara de combustão: a) em “L”; b) em cunha; c) em “T”; d) em “F” [14]. .....	19
Figura 14 – Representação das válvulas de admissão (esquerda) e escape (direita) e respetivos ângulos e distâncias referentes ao seu perfil [17]. .....	21
Figura 15 – Comparação de caudal de ar nas condutas de admissão (acima) e de escape (em baixo) de uma culassa de um VW Golf 1600 para a conduta original – válvula original (preto), a conduta original – válvula alterada (verde) e a conduta alterada – válvula alterada (vermelho) [17]. .....	22
Figura 16 - Comparação de caudal de ar nas condutas de admissão (acima) e de escape (em baixo) de uma culassa de um Chevrolet Corvette para a válvula original (preto) e para a válvula com ângulo de ataque de 30° (vermelho) [17].....	23
Figura 17 – Corte de sede de válvula (esquerda); Sede cortada (direita). .....	24
Figura 18 – Coeficiente de arrasto de uma esfera em relação ao número de Reynolds (esquerda); Separação do fluxo numa bola de golf (direita). .....	26
Figura 19 – Conduta alargada com <i>Dimpling</i> de motor TU5JP4 (grupo PSA). .....	26
Figura 20 – Tipos de turbulência no interior de um cilindro [24]. .....	27

Figura 21 – Desenho de conduta convencional comparativamente a uma para criação de <i>tumble</i> (esquerda); Coeficiente de descarga em relação ao nível de <i>tumble</i> criado (direita) [25].	28
Figura 22 – Fresadora CNC multi-ferramentas da marca <i>Rottler</i> modelo P69AHD – existente na Rectificadora [26].	29
Figura 23 – Esquema de funcionamento do freio dinamométrico [27].	32
Figura 24 – Freio dinamométrico (Telma AD61-55) utilizado no projeto com motor acoplado.	33
Figura 25 – Princípio de funcionamento de um fluxómetro [29].	35
Figura 26 – Fluxómetro utilizado nos testes da marca SAENZ, modelo J-600.	35
Figura 27 – Acessórios do fluxómetro para medição do <i>swirl</i> (esquerda) e velocidade do ar (direita) [30].	36
Figura 28 – Bancada de potência (freio, motor e bancada de instrumentação).	38
Figura 29 – Apoio dianteiro (ligação ao freio) esquerdo (esquerda) e direito (direita) do motor.	39
Figura 30 – Apoio traseiro (parte da distribuição) do motor.	40
Figura 31 – Transmissão com veio dentado e borracha flexível descartada (esquerda) e transmissão tipo <i>cardan</i> (direita).	41
Figura 32 – Bancada de instrumentação de controlo do motor.	42
Figura 33 – Acelerador de controlo da abertura da válvula borboleta.	43
Figura 34 – Circuito de combustível – saída do depósito (em cima à esquerda); ligação em “T” para circuito de retorno (em cima à direita); e filtro de combustível com saída para o motor (em baixo).	44
Figura 35 – Balança digital usada na medição da massa de combustível.	44
Figura 36 – Manga flexível de ligação do circuito de escape (esquerda); Em utilização (direita).	45
Figura 37 – Tubo de ligação do circuito de escape com elemento flexível de absorção de vibrações.	46
Figura 38 – Tubo de ligação do circuito de escape instalado.	46
Figura 39 – Painel de escape pré-instalado no circuito (esquerda) e painel posteriormente instalado (direita).	47
Figura 40 – Caixa de fusíveis e relés adquirida (esquerda) e instalada na bancada de instrumentação (direita).	47
Figura 41 – Unidade de controlo do motor <i>EMU – ECU MASTER</i> . [32]	48
Figura 42 – Esquema de ligações elétricas de todos os componentes eletrónicos do motor.	49
Figura 43 – Bancada de ensaios no dinamómetro.	50
Figura 44 – Perno de apoio flexível.	51

Figura 45 – Controlador (esquerda) e caixa de fusíveis e relés (direita) acoplados à bancada. ....	51
Figura 46 - Culassa montada no dispositivo pronta a ser testada. ....	52
Figura 47 – Atuador de válvulas. ....	53
Figura 48 – Motor instalado na bancada de potência. ....	54
Figura 49 – Termopar digital. ....	55
Figura 50 – Processo de obtenção dos valores de resistência para o CLT e IAT às diferentes temperaturas. ....	55
Figura 51 – Janelas de definição do CLT (em cima) e IAT (em baixo). ....	56
Figura 52 – Curvas de calibração do CLT (em cima) e do IAT (em baixo) obtidas automaticamente. ..	57
Figura 53 – Janela de definição dos parâmetros do sensor de posição do acelerador. ....	58
Figura 54 – Sensor de rotação da cambota acoplado ao apoio junto ao volante do motor. ....	58
Figura 55 – Janela de definição dos parâmetros do sensor de rotação do motor. ....	59
Figura 56 – Injetor <i>IWP006</i> (esquerda) e conector (direita); 1 – Ground; 2 – 12 V. ....	60
Figura 57 – Janela de seleção dos injetores. ....	60
Figura 58 – Janela de definição dos parâmetros de injeção. ....	61
Figura 59 – Janela de definição dos eventos de injeção. ....	61
Figura 60 – <i>Coil</i> de ignição Valeo (esquerda) e conector (direita); B+ – positivo da bateria; N/C – não conectado; C – <i>Coil</i> . [37] ....	63
Figura 61 – Janela de seleção do tipo de ignição. ....	64
Figura 62 – Exemplo de configuração da ignição para volante do motor com 60-2 dentes. [32] .....	64
Figura 63 – Janela de definição dos parâmetros da primeira ignição. ....	65
Figura 64 – Janela de definição dos eventos de ignição. ....	65
Figura 65 – Sonda <i>Lambda</i> acoplada no coletor de escape. ....	66
Figura 66 – Janela de definição dos parâmetros da sonda <i>lambda</i> . ....	67
Figura 67 – Sensor de <i>Knock</i> . [40] ....	68
Figura 68 – Janela de definição de parâmetros do sensor de <i>Knock</i> . ....	69
Figura 69 – Janela de definição do modo de atuação do sensor de <i>Knock</i> . ....	69
Figura 70 – Ocorrência de “ <i>knock</i> ” [36]. ....	70
Figura 71 – Tabela de eficiência volumétrica em relação à carga do acelerador e rotação do motor. ...	71
Figura 72 – Binário máximo instantâneo para diferentes avanços de ignição [42]. ....	72
Figura 73 – Tabela do avanço de ignição em relação à carga do acelerador e rotação do motor. ....	72

Figura 74 – Parte inferior da culassa com diferentes níveis de alteração. Da esquerda para a direita – CO/SO; CA/SO; CA/SC; e CA/SC+D.....	74
Figura 75 – Conduitas da culassa com diferentes níveis de alteração. Da esquerda para a direita – CO/SO; CA/SO; CA/SC; e CA/SC+D.....	74
Figura 76 – Corte de sede de válvula. Sede cortada (à direita).....	75
Figura 77 – Culassa montada no fluxómetro. ....	76
Figura 78 – Caudal de ar em todas as conduitas para as diferentes depressões de teste.....	78
Figura 79 – Comparação de caudal de ar para a conduta original e conduta alargada, ambas com sede de válvula original. ....	79
Figura 80 – Comparação de fluxo de ar para a conduta original/sede original e conduta alargada/sede maquinada.....	80
Figura 81 – Comparação de caudal de ar para a conduta alargada/sede original e conduta alargada/sede maquinada. ....	80
Figura 82 – Comparação de caudal de ar para a conduta alargada/sede maquinada e conduta alargada/sede maquinada + Dimpling. ....	81
Figura 83 - Comparação de caudal de ar para a conduta original/sede original e conduta alargada/sede maquinada + Dimpling. ....	83
Figura 84 – <i>Bellmouth</i> (bocal) obtido por impressão 3D.....	83
Figura 85 – Comparação de caudal de ar com a utilização do bocal para as diferentes depressões de teste. ....	84
Figura 86 – Comparação de caudal de ar com e sem bocal para as diferentes depressões de teste... 85	85
Figura 87 – Relação entre binário máximo instantâneo e ângulo de cambota para diferentes avanços de ignição. AI – Avanço de Ignição [42]. ....	88
Figura 88 – Comparação das curvas de binário e avanço de ignição para os diferentes combustíveis. 88	88
Figura 89 – “Bónus do álcool” representado no diagrama p-V comparando metanol e gasolina [36]. 90	90
Figura 90 – Comparação das curvas de potência e rendimento para os diferentes combustíveis..... 91	91
Figura 91 – Comparação de consumos para os diferentes combustíveis [g/kW.h]. .... 92	92
Figura 92 – Comparação de consumos para os diferentes combustíveis [g/s]. .... 93	93
Figura 93 – Comparação das curvas de binário e avanço de ignição para o motor original e motor com as conduitas alargadas e sedes maquinadas. .... 94	94
Figura 94 – Comparação das curvas de potência e rendimento para o motor original e do motor com as conduitas largadas e sedes maquinadas. .... 95	95

Figura 95 – Comparação do consumo [g/kW.h] do motor original e do motor com as condutas largadas e sedes maquinadas. ....	96
Figura 96 – Comparação do consumo [g/s] do motor original e do motor com as condutas largadas e sedes maquinadas. ....	96
Figura 97 – Mecanismo de acionamento das válvulas no fluxómetro. ....	100
Figura 98 – Ligação da linha de escape. À esquerda – manga flexível; à direita – tubo rígido. ....	101
Figura 99 – Sensor de pressão de câmara de combustão. ....	102



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características técnicas do freio dinamométrico [27].	33
Tabela 2 – Características técnicas do fluxómetro [30].	35
Tabela 3 – Características técnicas de fábrica do motor utilizado nos testes TU5JP4 (grupo PSA) [31].	37
Tabela 4 – Valores de resistência obtidos na calibração dos sensores de temperatura do ar de admissão e do líquido de arrefecimento.	56
Tabela 5 – Características técnicas do injetor [35].	60
Tabela 6 – Ordem de funcionamento do motor de 4 cilindros em linha. [36]	63
Tabela 7 – Características dos diferentes combustíveis utilizados [36].	87



## LISTA DE ABREVIATURAS

A/F<sub>est</sub> – Relação Ar/Combustível para mistura estequiométrica

BG – Biogasolina

CA – Condução Alargada

CFM – Pés Cúbicos por Minuto (*Cubic Feet per Minute*)

CLT – Temperatura do Líquido de Arrefecimento (*Coolant Liquid Temperature*)

CNC – Controlo Numérico Computadorizado (*Computer Numeric Control*)

CO – Condução Original

D – *Dimpling*

DOHC – Dupla Árvore de Cames à Cabeça (*Double Over-Head Camshaft*)

ECU – Unidade de Controlo do Motor (*Engine Control Unit*)

Eth - Etanol

IAT – Temperatura do Ar de Admissão (*Intake Air Temperature*)

IO – Índice de Octano

KS – Sensor de *Knock* (*Knock Sensor*)

LaMoTA – Laboratório de Motores e Termodinâmica Aplicada

MPI – Injeção Multiponto (*Multi-Point Injection*)

PCI – Poder Calorífico Inferior

PMI – Ponto Morto Inferior

PMS – Ponto Morto Superior

RG – Retificadora de Guimarães

RON – *Research Octane Number*

RPM – Rotação Por Minuto

SC – Sede Maquinada (CNC)

SO – Sede Original

SOHC – Mono Árvore de Cames à Cabeça (*Single Over-Head Camshaft*)

SPI – Injeção Monoponto (*Single-Point Injection*)

TPS – Sensor de Posição do Acelerador (*Throttle Position Sensor*)

VR – Relutância Variável (*Variable Reluctance*)

WOT – Acelerador Totalmente Aberto (*Wide Open Throttle*)

## LISTA DE SIGLAS

$\dot{W}_e$  – Potência efetiva [J]

$\dot{m}$  – Caudal mássico [kg/s]

$T_c$  – Taxa de Compressão

$V_c$  – Volume da câmara de combustão [m<sup>3</sup>]

$V_v$  – Volume varrido [m<sup>3</sup>]

$B$  – Binário [N.m]

$C$  – Consumo [g/s]

$c$  – Curso do pistão [mm]

$D$  – Diâmetro do pistão

$d$  – Distância/braço [m]

$F$  – Força [N]

$f$  – Frequência ressonante do motor [kHz]

$N$  – Velocidade de rotação [rot/s]

$n$  – Velocidade de rotação do motor [rpm]

$P$  – Potência [kW]

$PCI$  – Poder calorífico inferior [MJ/kg]

$pme$  – Pressão média efetiva [Pa]

$\eta$  – Rendimento energético

$\rho$  – Massa volúmica [kg/m<sup>3</sup>]

$T$  – Número de tempos do motor



# 1. INTRODUÇÃO

O mundo dos desportos motorizados é, sem dúvida, um dos maiores impulsionadores das evoluções em motores de combustão interna a nível tecnológico. Num ambiente em que existe grande poder monetário e vontade de produzir motores cada vez mais potentes e eficientes com o intuito de ganhar corridas e/ou competições em geral, os desenvolvimentos são parte integrante e estão em crescente evolução.

Nas competições, diga-se, mais pequenas, em que o poder monetário é menor, os desenvolvimentos não são tão virados para a tecnologia, mas sim para a alteração de motores de série. Estes são normalmente trabalhados em oficinas de mecânica que têm conhecimentos gerais sobre como efetuar alterações para obter mais potência e binário. Muitas das alterações são efetuadas ao nível da culassa por ser por esta que são efetuadas as trocas de fluídos do motor. Pelas condutas de admissão passa ar e combustível e pelas condutas de escape passam os gases resultantes da combustão no interior dos cilindros. Quanto maior for a quantidade de fluidos trocados e mais rápida for essa troca, maior será a potência e o binário produzidos pelo motor. Um alargamento das condutas de admissão poderá ser benéfico para a quantidade de ar que entra para o motor, uma vez que poderão ser diminuídas as perdas de carga na sua passagem. Quanto maior for a quantidade de ar que entra, maior será também a quantidade de combustível injetado de forma a manter a estequiometria da combustão. Para além disto, e para haver menores restrições à passagem dos fluidos podem também ser efetuados trabalhos ao nível das válvulas e das suas sedes. Um alargamento das sedes e/ou um aumento do diâmetro das válvulas ou redução do seu ângulo de ataque pode levar a aumentos significativos das prestações dos motores. Contudo, cada caso é um caso, e o que promove aumentos de potência e binário num motor, poderá não ter o mesmo efeito noutro, nomeadamente porque ao mexer nos caudais está-se também a interferir com fenómenos importantes como o grau de turbulência

A Rectificadora de Guimarães (que trabalha principalmente na retificação de motores de combustão interna) tem experiência neste campo e os carros por ela preparados para competição têm obtido bons resultados. No entanto, eles não têm um método de preparação bem definido devido à falta de conhecimento sobre real aumento de potência que resulta das alterações efetuadas. Com a realização deste projeto efetuaram-se então, a cada nível de alteração, testes de escoamento pela culassa e

posteriormente os respectivos testes de potência, com o propósito de relacionar os resultados obtidos em ambos os testes e com isso verificar se o método adotado por eles é o mais adequado ou não.

Os testes de fluxo de ar pela culassa foram efetuados na Retificadora de Guimarães no fluxómetro por eles adquirido, que realiza testes de escoamento estáticos (a pressão constante, sem simular o movimento do pistão) que medem a quantidade de ar que entra pelas condutas de admissão ou a que sai pelas condutas de escape. Os testes de potência e binário foram realizados no Laboratório de Motores e Termodinâmica Aplicada da Universidade do Minho, que possui um freio dinamométrico para tal efeito.

Neste projeto, ambos os testes, tanto no fluxómetro como no freio dinamométrico foram realizados para o motor no seu estado original e com as condutas de admissão e sedes de válvula alargadas, de modo a comparar-se o seu efeito, tanto na diferença de caudal de ar verificada, como nos níveis de potência e binário alcançados. Além disto foram também efetuados ensaios no fluxómetro para a conduta alargada (CA) com sedes de válvula originais (SO) e para a conduta alargada com sedes alargadas (SC) e com *dimpling* (D). O *Dimpling* consiste na maquinagem de crateras na superfície da conduta que lhe confere um aspeto similar ao das bolas de “golf” e acredita-se que poderá ser benéfico tanto para aumento de caudal de ar como para os níveis de potência e binário. No dinamómetro foram também realizados ensaios para testar dois aditivos da gasolina (Biogolina – BG – e Etanol – Eth) com o motor original.

No capítulo que se segue (capítulo 2) são descritos alguns métodos utilizados correntemente por empresas e/ou oficinas de mecânica que modificam motores de série para competição, focando alguns resultados obtidos de alterações efetuadas ao nível das condutas de admissão e escape e de válvulas e respetivas sedes.

O capítulo 3 contém a descrição dos dispositivos de medição, nomeadamente o fluxómetro, que mede o caudal de ar que passa pelas condutas da culassa, e o dinamómetro que mede a potência e binário produzidos pelo motor.

No capítulo 4 é apresentado o motor estudado, assim como todos os componentes utilizados na montagem da bancada de instrumentação do dinamómetro e do motor nos dois dispositivos de

medição. Para além disto é ainda descrita a criação de uma cablagem própria para o controlador adquirido, assim como a sua programação integral.

No capítulo 5 são apresentados e comparados todos os resultados obtidos, relacionando-os também com outros parâmetros considerados relevantes.

O capítulo 6 contém as reflexões finais, os problemas encontrados no decorrer da realização do projeto e algumas propostas de soluções aos problemas.

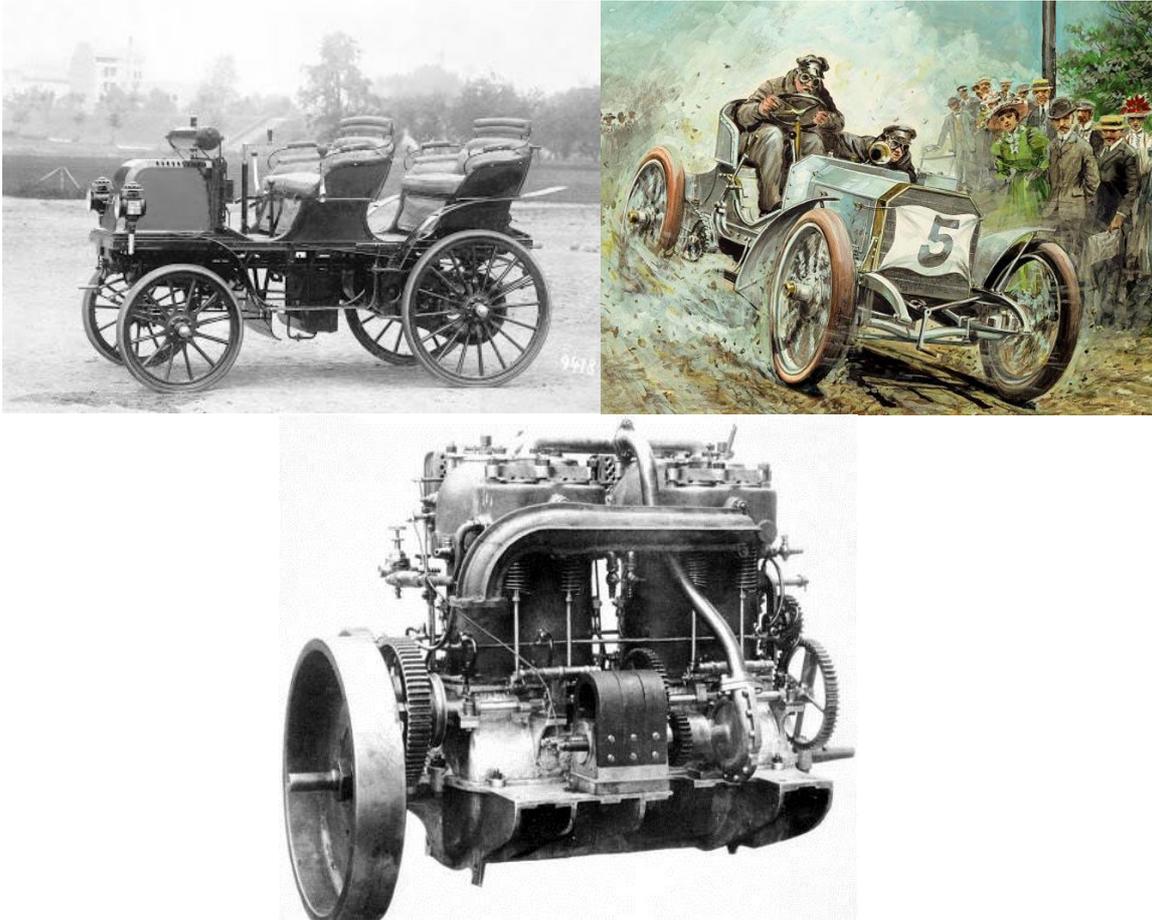


## 2. ESTADO DA ARTE

Os motores de combustão interna têm sido alvo de muito estudo e desenvolvimento já desde a época da sua invenção até aos dias que correm. Inicialmente o seu aumento de potência era obtido essencialmente pelo aumento da sua cilindrada. Por outro lado, estes eram demasiado pesados, mesmo sendo apenas constituídos por um cilindro. Passaram por diversas geometrias e posicionamento dos vários componentes, até que, nos dias de hoje são constituídos geralmente por mais de que um cilindro, sendo a distribuição (árvore de cames, válvulas, etc.) correntemente colocada à cabeça do motor, a admissão de um lado do motor e o escape do lado contrário. A procura de métodos para obter mais potência e binário dos motores é uma constante no mundo da competição. Os que conseguirem maiores valores destes parâmetros terão, em princípio, maiores hipóteses de ganhar corridas, pelo que os desenvolvimentos tanto a nível mecânico como a nível electrónico são de extrema importância. Estes avanços são quase sempre implementados em primeiro lugar na área da competição e, se se mostrar viável, são posteriormente implementados em carros de produção, ainda que com as devidas modificações (já que são carros em que a durabilidade e a utilização diária sem risco de quebras ou avarias são uma prioridade).

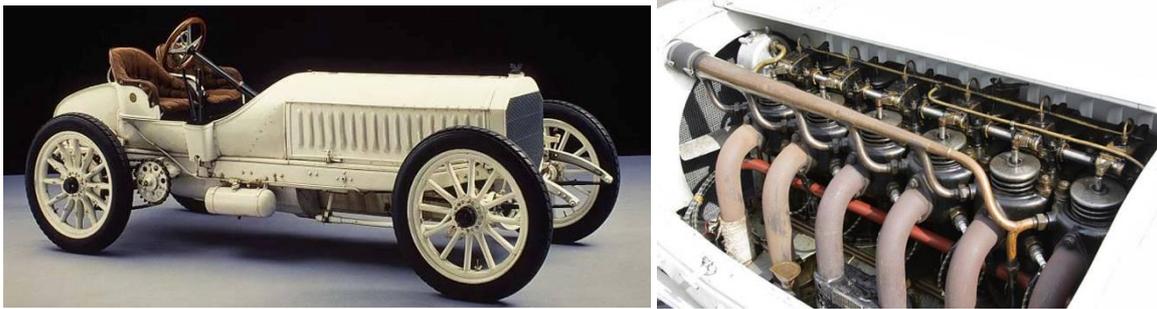
### 2.1 Evoluções em Motores de Competição e de Produção

Em motores de ciclo Otto, a tecnologia era praticamente toda focada em motores monocilíndricos. Em 1889, Daimler e Maybach desenvolviam um motor com dois cilindros em “V” com uma cambota comum. Este possuía válvulas de admissão comandadas automaticamente por uma diferença de pressão dentro da câmara de combustão e válvulas de escape comandadas mecanicamente. A partir de todas estas evoluções, os parceiros Daimler e Maybach apresentaram o primeiro motor de quatro cilindros em linha de 2,1 litros e 8 cv, denominado “Phoenix”, que seria equipado com comando mecânico das válvulas de escape e carburador. Foi instalado num carro de produção em 1898. Em 1900, estas tecnologias, associadas ao comando das válvulas de admissão, foram aplicadas nos motores M11644 de 5,918 L do *Mercedes 35hp Rennwagen* que era um carro de corrida, que debitava 35 cv como o próprio nome sugere (Figura 1) [1].



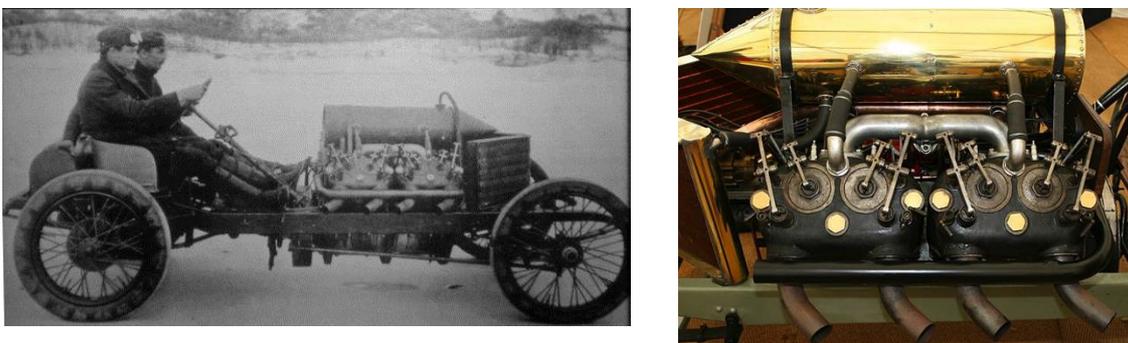
**Figura 1 – Phoenix (1898) por Daimler e Maybach (em cima à esquerda); Mercedes 35hp Rennwagen (1900) (em cima à direita). Motor M11644 de 5,918 litros e 35 cv (em baixo) [1].**

O motor da Figura 1 tornou-se muito famoso pelo facto de ser suficientemente eficiente para a época e por ter duas válvulas por cilindro acionadas mecanicamente por duas árvores de cames (uma para as válvulas de admissão e outra para as válvulas de escape) acionadas por engrenagens acopladas ao bloco do motor como são conhecidas hoje. Outros motores foram desenvolvidos ao longo dos anos como os de seis cilindros em linha que se caracterizavam por terem um funcionamento mais suave, sendo que o primeiro Mercedes com um motor de seis cilindros, projetado por Maybach, foi lançado em 1906 e debitava 120 cv com uma cilindrada de 11 L. O carro era designado por “*Mercedes 120HP Rennwagen*” (Figura 2) [2].



**Figura 2 – Mercedes 120hp Rennwagen (1906) e respetivo motor de 6 cilindros [2].**

A partir desta altura, a evolução dos motores passou por um aumento de potência através do aumento da cilindrada dos motores e a maioria dos desenvolvimentos seguintes foi muito impulsionada pela vontade de bater recordes de velocidade terrestre a partir de corridas automobilísticas. Um dos primeiros modelos mais relevantes da história foi o Darracq 200hp (Figura 3) que utilizava um motor de oito cilindros em “V”, primeiramente patenteado por Léon Levavasseur (responsável também pela invenção da injeção eletrónica), e atingiu uns meros 175,44 km/h que foi o recorde de velocidade terrestre em 1905. O motor era então um V8 de 25,4 L que debitava 200 cv [3].



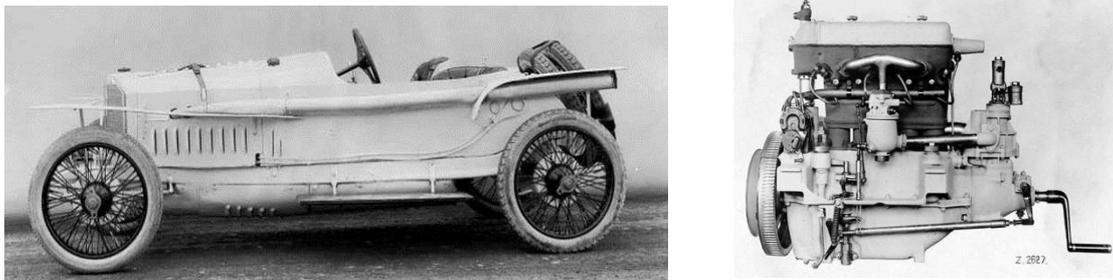
**Figura 3 – Darracq 200hp e respetivo motor [3].**

Muitas melhorias foram desenvolvidas nos anos que se seguiram, sendo que muitas incidiram no melhoramento da geometria das câmaras de combustão e no aumento do número de válvulas por cilindro de forma a se conseguir maior eficiência volumétrica, ou seja, conseguir admitir mais ar e conseqüentemente uma maior quantidade de combustível para um melhor aproveitamento do volume de cada cilindro.

Apesar de todos os desenvolvimentos, ainda havia muitos problemas relacionados com a fiabilidade dos motores de combustão interna, uma vez que estes atingiam temperaturas muito elevadas

(principalmente os de maior cilindrada). Os motores eram principalmente arrefecidos a ar, ou por sistemas complexos de circulação de água por convecção. Mais tarde surgiram sistemas de arrefecimento com circulação forçada de água que possibilitou um arrefecimento mais eficiente dos motores e fez com que estes trabalhassem a uma temperatura menor. Com um bom arrefecimento, um motor poderá atingir condições de carga e velocidade mais extremas e existe uma melhor eficiência volumétrica (ar mais denso).

Outra maneira de aumentar a eficiência e também a potência em motores de combustão interna seria a entrada forçada de ar no tempo de admissão, ou seja, uma vez que o ar é um fluido compressível, a sua entrada nos cilindros do motor pode ser forçada por algum tipo de mecanismo que o comprima e assim o motor seria sobrealimentado, havendo também maior quantidade de combustível a entrar no motor. Isto foi possível, inicialmente, através da introdução de um compressor centrífugo antes das condutas de admissão dos motores até que, mais tarde, foram inventados os turbo-compressores que aproveitavam a energia cinética dos gases de escape para criar movimento de rotação que possibilitava a compressão do ar para a admissão e assim aumentava a eficiência volumétrica do motor [4]. A Mercedes foi mais uma vez pioneira com a utilização de um compressor mecânico num motor, em 1922, equipado com um motor de 1,5 litros que debitava 66 cavalos e tinha uma taxa de compressão de 5,35:1 (Figura 4) [5].



**Figura 4 – Mercedes 65hp Rennwagen (1922) e respetivo motor com compressor [5].**

No período da segunda guerra mundial os esforços referentes aos desenvolvimentos em motores de combustão interna foram fortemente voltados para a indústria aeronáutica, sendo que mais tarde foram aplicadas nos veículos terrestres. A utilização da sobrealimentação na aviação era muito comum pois havia uma perda muito grande de eficiência volumétrica quando se atingiam elevadas altitudes. Outra área que foi alvo de muitos estudos e desenvolvimentos foi nos materiais. A redução do peso e o aumento da resistência dos materiais nos meios de transporte tornou-se uma prioridade para que a

potência específica em relação à massa fosse mais elevada e os componentes fossem mais fiáveis. Ainda durante a segunda grande guerra, uma tecnologia ainda em estudo nos dias que correm foi aplicada nas motorizações aeronáuticas, a injeção de água no interior dos cilindros. Esta permitia a redução da temperatura interna do motor e com a sua vaporização, havia um aumento de pressão, produzindo assim mais potência sem risco de detonação.

Em 1955 surgiu o primeiro carro de produção (com motor a 4 tempos) a utilizar um sistema de injeção mecânica direta de gasolina, o Mercedes 300 SL (Figura 5). Este era equipado com um motor de 6 cilindros em linha de 3,0 L e 215 cv, o que na época era considerado um superdesportivo. Os sistemas de injeção direta permitiam uma melhor atomização do combustível para dentro da câmara de combustão, aumentando assim o rendimento global dos motores. Para além disto, o motor conseguia um binário máximo de 275 N.m às 4600 rpm e o carro atingia uma velocidade máxima de 217 km/h [6].



**Figura 5 – Mercedes 300 SL (1955) e respetivo motor [6].**

Muitas outras evoluções foram feitas ao longo dos anos consequentes do aparecimento de novas e melhores tecnologias, sendo que o setor da locomoção no seu sentido genérico, é um setor em constante desenvolvimento e nos dias de hoje já se estudam alternativas aos motores de combustão interna devido a estes terem uma utilização massiva e serem, também por isso, máquinas com um impacto ecológico negativo. Nas secções seguintes serão apresentados os motores de combustão interna como são conhecidos nos dias de hoje e a importância do desporto automóvel para o desenvolvimento de novas e melhores máquinas térmicas.

## 2.2 Motores de Competição

Os motores de competição estão na base da maior parte dos desenvolvimentos feitos em motores de combustão interna. A necessidade de fazer motores capazes de debitar maiores potências, maiores binários e com maior rendimento surge desta variante dos motores de combustão interna que incita a vontade de se ser mais rápido a realizar um determinado percurso/circuito. Claramente, o ser mais rápido não depende apenas da qualidade do motor, mas sim do veículo como um todo. Componentes como caixas de velocidades, suspensão, sistema de direção e componentes aerodinâmicos, estão na base do alcance de boas prestações por parte de um veículo. Contudo, o motor é um órgão muito importante no que diz respeito a estas boas prestações uma vez que é a partir dele que é criada a energia necessária para mover todos os componentes. Posto isto, serão agora abordados elementos importantes para que seja tirado o máximo proveito de um motor de combustão interna, isto é, como se consegue preparar um motor para que este tenha os seus parâmetros, tais como potência, binário e rendimento, otimizados ao máximo.

### 2.2.1 Considerações Iniciais

Os motores de combustão interna de 4 tempos necessitam misturar com o combustível uma certa quantidade de oxigénio para permitir que a combustão se estabeleça no interior da câmara de combustão. O aumento de potência é geralmente conseguido aumentando o consumo de ar, misturando a devida proporção de combustível.

Posto isto, pode considerar-se que o aumento de potência se consegue através das seguintes possibilidades:

- 1 – Aumento da cilindrada do motor (pelo aumento da área dos pistões);
- 2 – Aumento da pressão média efetiva;
- 3 – Aumento da velocidade linear do pistão.

Em qualquer dos três casos mencionados poderá existir aumento do caudal de ar e conseqüente aumento de potência.

## **Aumento da Cilindrada do Motor**

A cilindrada do motor consiste no volume varrido pelo pistão ( $V_V$ ) desde o ponto morto inferior (PMI) ao ponto morto superior (PMS). Por sua vez multiplica-se este valor pelo número de cilindros e obtém-se a cilindrada do motor medida em centímetros cúbicos. Com isto é perceptível que quanto maior for a cilindrada de um motor, maior será o volume de ar que este poderá admitir para o seu interior, conseqüentemente, maior será a quantidade de combustível introduzido e maior será a potência e binário produzidos. Este aumento de cilindrada, teoricamente, pode ser conseguido das seguintes formas:

- Aumentar o diâmetro dos cilindros;
- Aumentar o curso do pistão;
- Aumentar o número de cilindros.

Em qualquer dos três casos, é fácil compreender que, para um mesmo regime de rotação, as alterações iriam provocar um aumento do caudal de ar. O efeito destas várias medidas afeta por sua vez alguns parâmetros como a velocidade máxima linear do pistão, perdas mecânicas e térmicas, entre outras. Parâmetros estes que estão diretamente relacionados com a eficiência global do motor e com os seus níveis de potência e binário, cuja discussão está do âmbito do presente trabalho.

## **Aumento da Pressão Média Efetiva**

A pressão média efetiva ( $pme$ ) define-se como o trabalho efetuado por unidade de volume varrido do motor. Com a  $pme$  é possível comparar motores de cilindrada diferente, de modo a distinguir-se aquele para a qual a cilindrada foi mais bem aproveitada para produção de trabalho. A  $pme$  pode aparecer em função do binário ( $B$ )

$$pme = \frac{\pi BT}{V_V} \quad (1)$$

ou em termos de potência

$$pme = \frac{W_e T}{V_V N 2} \quad (2)$$

em que  $\dot{W}_e$  é a potência útil ou efetiva em  $[W]$ ,  $T$  o número de tempos do motor e  $N$  a velocidade de rotação em rot/s.

Num motor de combustão interna, a energia calorífica libertada no momento da explosão é tanto maior quanto maior for a diferença entre a temperatura máxima absoluta alcançada no momento em que se dá a faísca de ignição e a temperatura mínima, levando a uma maior eficiência térmica. Esta temperatura é pois, tanto maior quanto maior for a pressão atingida no interior da câmara de combustão e, conseqüentemente, a potência do motor irá também ser consideravelmente mais elevada.

Posto isto, os procedimentos mais usuais para o aumento da pressão média efetiva são:

- Aumentar a taxa de compressão;
- Aumentar o caudal de ar e combustível;

### **Aumento do Regime de Rotação**

Outra possibilidade para aumentar a potência de um motor é alterá-lo de modo a conseguir submetê-lo a um regime de rotação superior àquele para o qual foi projetado. Este método terá como resultado também um aumento do caudal de ar, pois, se num minuto o motor for capaz de rodar a mais 1000 rpm, é evidente que este terá consumido mais ar misturado com combustível, e assim, para uma mesma cilindrada, obtém-se uma melhoria nos valores de potência.

Para se conseguir este aumento de regime, o procedimento mais utilizado é reduzir o peso dos componentes com movimentos relativos no interior do motor, desde a cambota, bielas e pistões até às árvores de cames, válvulas, entre outros. Este processo baseia-se essencialmente na eliminação de componentes desnecessários e/ou na remoção de material supérfluo ao funcionamento dos componentes de forma a torná-los mais leves ou ainda no reforço estrutural dos mesmos. No entanto, devido à menor quantidade de material, estes componentes ficam mais susceptíveis a esforços de inércia, esforços estes que aumentam consideravelmente com o aumento da rotação. Com este aumento dos esforços, os componentes correm um maior risco de fadiga, o que poderá ser fatal para o motor quando em funcionamento agressivo, daí ser extremamente importante um bom dimensionamento dos componentes para o regime de rotação e para os esforços a que irão estar sujeitos.

Contudo, cada alteração, por si só pode não ser suficiente para uma melhoria efetiva das prestações do motor. Isto é, não existe uma regra absoluta no que toca a preparação de motores, uma vez que estes são sistemas complexos que apresentam comportamentos totalmente dissimilares. Ou seja, a alteração de um parâmetro que possa ter melhorado as prestações de um motor pode ter o efeito oposto num outro motor. Posto isto, é importante referir que cada motor é único e singular, e as alterações que se fazem têm de ser ponderadas e combinadas de forma a conseguir tirar o melhor partido de cada uma, tentando obter uma maximização global da potência, binário, rendimento e fiabilidade.

### 2.2.2 Fatores que Influenciam os Vários Parâmetros dos Motores de Competição

Como já foi referido, existem diversos fatores que influenciam os motores de combustão interna e os seus valores de desempenho. Todos eles têm características diferentes no que diz respeito aos desenhos dos seus diferentes componentes, que podem influenciar, por exemplo, a admissão de ar e a formação da mistura admitida para o interior da câmara de combustão, a velocidade de propagação da chama e eficiência da combustão, assim como a expulsão dos gases de escape. Estes parâmetros são de facto muito importantes quando o objetivo é conseguir obter uma maior potência e binário, sendo que existem diferentes tipos de afinação consoante o tipo de prova ou competição para a qual o motor será preparado.

Apresentam-se seguidamente alguns componentes, a sua importância para o funcionamento do motor e possíveis alterações ou desenhos alternativos para a melhoria das suas prestações.

### **Bloco do Motor**

O bloco do motor é um dos componentes mais importantes quando se pretende modificar um motor para competição. Estas modificações visam níveis de prestações mais elevados, o que significa que haverá maior energia associada aos movimentos internos do motor, movimentos esses que provocarão maiores esforços, tensões, temperaturas e pressões, pelo que é importante que o bloco esteja preparado para suportar estes aumentos. Portanto este deverá ser, de alguma maneira, mais robusto e equilibrado. Posto isto, existem já alguns processos para dotar os blocos de motor com estas características, nomeadamente:

- Limpeza geral do bloco;

- Polimento interior;
- Retificação do plano superior do bloco;

Todos estes processos implicam o uso de ferramentas próprias para a execução dos trabalhos no bloco do motor. Para a limpeza deste componente existem vários dispositivos, como por exemplo uma máquina desengordurante com movimento rotativo e vibratório (Figura 6) que utiliza detergente (normalmente tricloretileno) a cerca de 90° C que tem o poder de remover gorduras de forma eficaz e em pouco tempo. Outro processo de limpeza poderá ser a utilização de uma máquina de jato de areia que permite a remoção de ferrugens com bastante eficácia também.



**Figura 6 – Máquina desengordurante de movimento rotativo [7].**

O polimento interior do bloco dos cilindros é um processo importante, na medida em que permite a obtenção de superfícies mais lisas, que por sua vez promovem a redução do atrito entre superfícies móveis e conseqüentemente um melhor escoamento de fluidos no interior do motor (como óleo de lubrificação e líquido de arrefecimento). Para isso são utilizadas ferramentas de polimento manual próprias para interiores (Figura 7) com o auxílio de uma máquina rotativa.



**Figura 7 – Ferramentas de polimento interior [8].**

A retificação da face superior do bloco é obtida com a utilização de uma máquina retificadora plana (Figura 8). Nesta, o bloco é colocado de forma a que a superfície superior fique orientada horizontalmente. Quando colocada em funcionamento, a retificadora retira material da superfície do bloco na ordem das décimas de milímetro com passagens consecutivas (de uma extremidade da máquina à outra) da ferramenta, garantindo assim que a superfície do bloco seja mais plana possível. Isto traz benefícios, na medida em que a relação de compressão se torna superior, conjugando também com a retificação da cabeça do motor e a fixação desta ao bloco é mais eficaz pela garantia de que ambas superfícies, nas suas zonas de contacto, se encontram mais perfeitamente encostadas à junta da culassa.



**Figura 8 – Retificadora plana [9].**

As camisas dos cilindros são também componentes muito importantes uma vez que é nelas que deslizam os pistões dos motores e os seus segmentos. Para que este deslizamento seja o mais suave possível e para que o óleo circule corretamente entre as paredes do pistão e as paredes da camisa, as suas superfícies devem ser o menos rugosas possível, pelo que as camisas devem ser polidas convenientemente. Para tal, são utilizadas ferramentas de polimento rotativo (Figura 9) em que estas têm o mesmo diâmetro que o diâmetro interior das camisas, sendo que a ferramenta deve ser previamente oleada por forma a minimizar a fricção entre os dois componentes.



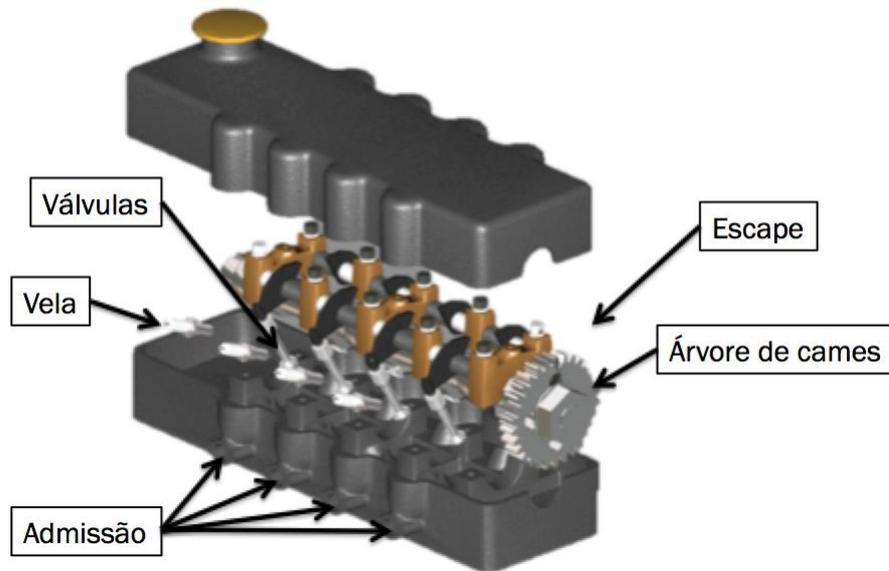
**Figura 9 – Ferramenta de polimento, rotativa e própria para cilindro de motores [10].**

Para além disto, é ainda possível aumentar a robustez dos blocos recorrendo à aplicação de peças de reforço na parte inferior do bloco (cárter) e na parte superior (culassa). Muitas vezes, são também substituídos os pernos destes componentes por pernos de maior diâmetro por forma a reforçar a sua ligação ao bloco uma vez que, após o aumento das prestações do motor, estes estarão sujeitos a maiores esforços. Isto implica a abertura de rosca dos furos no bloco onde apertam os pernos da culassa e do cárter [11].

### **Culassa/Cabeça do Motor**

A **culassa** é também dos elementos mais importantes de um motor de combustão interna uma vez que alberga componentes como a/as **árvore/s de cames**, as **válvulas** e contém ainda as condutas de admissão e de escape. Todos estes elementos são fundamentais, pois são eles os responsáveis por permitir a entrada de ar e combustível para o interior dos cilindros e a saída dos gases de escape resultantes da combustão. Além disso, é na base da culassa que está instalada a vela de ignição onde

se inicia a explosão da mistura ar/combustível, ou seja, é uma zona de altas temperaturas e pressões. A Figura 10 representa uma culassa com um sistema de distribuição SOHC (*Single Over-Head Camshaft* – Uma árvore de cames), as condutas de admissão e de escape (do lado oposto), as válvulas e as velas de ignição.



**Figura 10 – Culassa com sistema SOHC (*Single Over Head Camshaft* - uma árvore de cames) [12].**

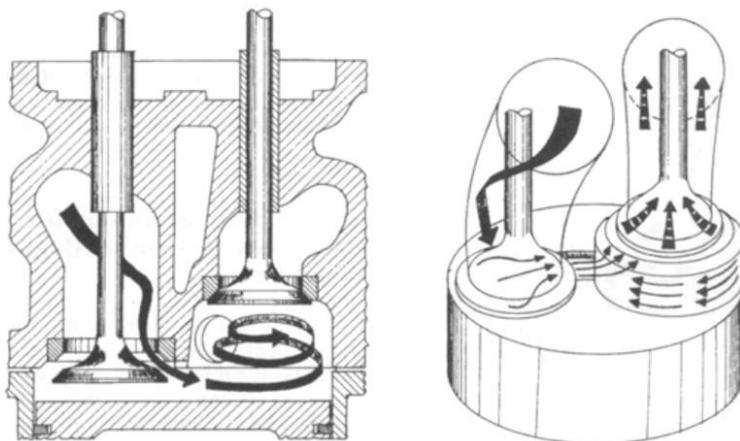
Os automóveis atuais já vêm dotados destes elementos com materiais mais leves (como ligas de Alumínio), coisa que não se verificava em tempos mais antigos. Isto aumenta a capacidade deste elemento dissipar melhor o calor proveniente da combustão da mistura e torna também o motor mais leve, o que é uma vantagem pois é conseguida uma melhor relação peso/potência (dependendo esta também do peso do veículo). Portanto, torna-se agora importante analisar os vários parâmetros passíveis de alteração neste elemento para melhoramento das características de potência, binário e rendimento [11], [13].

Como já foi referido, podem obter-se melhores valores de potência e binário com o aumento da taxa de compressão e o aumento do caudal de ar que entra para a câmara de combustão. Assim sendo, algumas alterações podem ser efetuadas ao nível da culassa, como por exemplo:

- Na câmara de combustão;
- Nas válvulas e respetivas sedes;
- Nas condutas de admissão e escape.

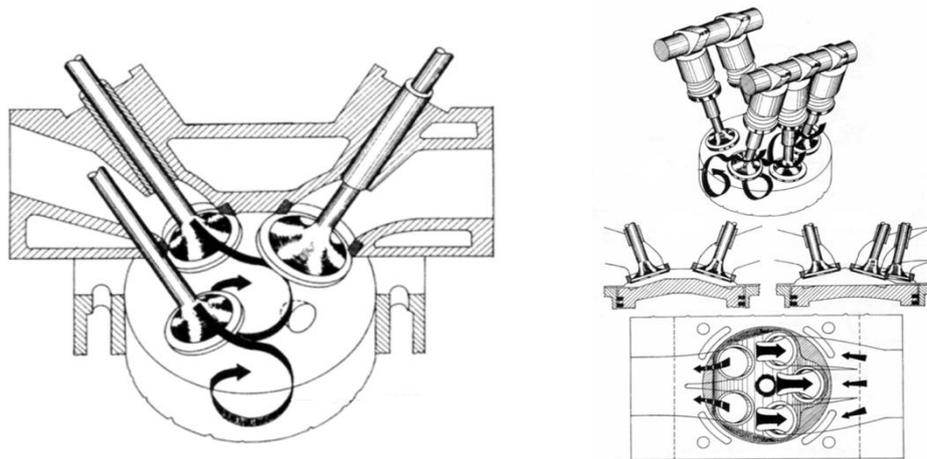
### ***Câmara de Combustão***

As câmaras de combustão mais comuns hoje em dia têm geometria hemisférica (Figura 12). Isto permite que as válvulas sejam colocadas “à cabeça” e que tenham diâmetros maiores do que se a câmara fosse plana (*May Fireball* – Figura 11), mantendo ainda uma taxa de compressão mais elevada comparativamente com outras geometrias. Com as câmaras hemisféricas é ainda possível a utilização de um maior número de válvulas tanto para a admissão como para o escape. Isto é vantajoso na medida em que facilita a entrada de ar/combustível para o cilindro e a saída dos gases resultantes da combustão é também mais eficiente. Posto isto, pode concluir-se que este tipo de câmaras de combustão é bastante compacto e eficiente uma vez que todos os componentes podem ser colocados com bastante proximidade, incluindo a vela de ignição, que normalmente fica colocada no centro da câmara entre as válvulas de admissão e as de escape.



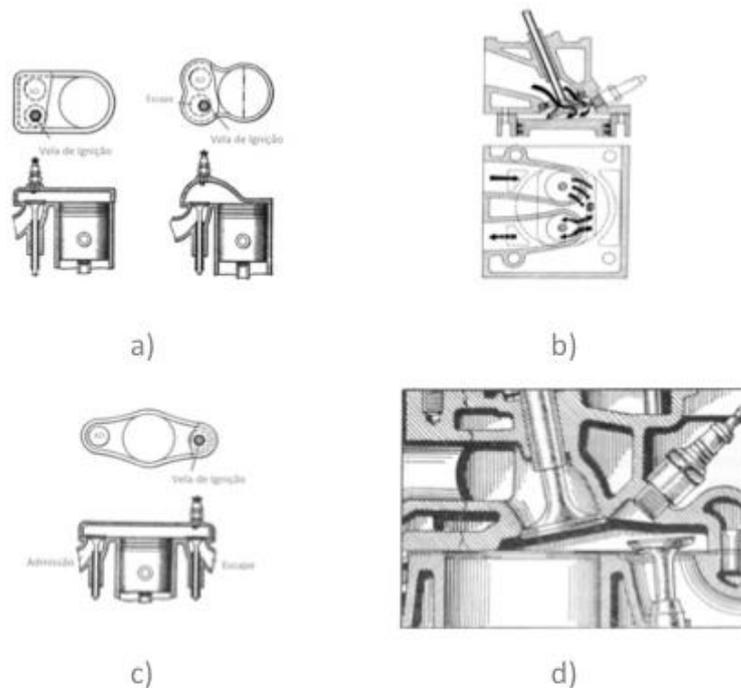
**Figura 11 – Câmara de combustão May Fireball [14].**

A Figura 12 representa diferentes formas de colocação de válvulas numa câmara de combustão de geometria hemisférica. Nestas as válvulas são colocadas com um certo ângulo em relação à horizontal e entre si, uma vez que a geometria da câmara assim o exige, tendo a vantagem de que é possível estas terem um maior diâmetro.



**Figura 12 – Câmara de combustão hemisférica com 3 válvulas (esquerda) e 4 e 5 válvulas (direita) [14].**

Para além da geometria hemisférica, existem ainda outras geometrias com diferentes posicionamentos das válvulas (Figura 13), sendo que eram mais comumente utilizadas em motores mais antigos. Assim sendo, e pelo facto de, em motores de competição ser mais usual a existência de câmaras de combustão de geometria hemisférica com mais do que duas válvulas por cilindro, estas últimas não serão abordadas com mais detalhe.



**Figura 13 – Outros tipos de câmara de combustão: a) em “L”; b) em cunha; c) em “T”; d) em “F” [14].**

De notar que a câmara de combustão, para além da superfície inferior da culassa, é também constituída pela superfície superior do pistão. Este pode também ter diversas geometrias dependendo da geometria da culassa, características estas que influenciam a taxa de compressão do motor. Este parâmetro pode ser calculado pela seguinte formula:

$$T_c = \frac{V_V + V_c}{V_c} \quad (3)$$

Sendo que

$$V_V = \frac{\pi D^2}{4} * c \quad (4)$$

Em que  $D$  e  $c$  são o diâmetro e o curso do pistão, respetivamente. O curso do pistão corresponde à distância que este percorre desde o PMI até ao PMS. E  $V_c$  é o volume da câmara de combustão, ou seja, o volume acima do pistão quando este se encontra no PMS.

Os trabalhos realizados ao nível da câmara de combustão têm o objetivo de aumentar a taxa de compressão, uma vez que quanto maior esta for, maior será o rendimento termodinâmico do motor e consequentemente, maiores serão os seus valores de potência e binário. Logo, as câmaras de combustão não hemisféricas, deverão ser trabalhadas de forma a torná-las o mais próximas possível desta geometria, apesar de não ser um processo fácil nem linear, pois todos os motores são singulares e de características específicas [14], [15], [16].

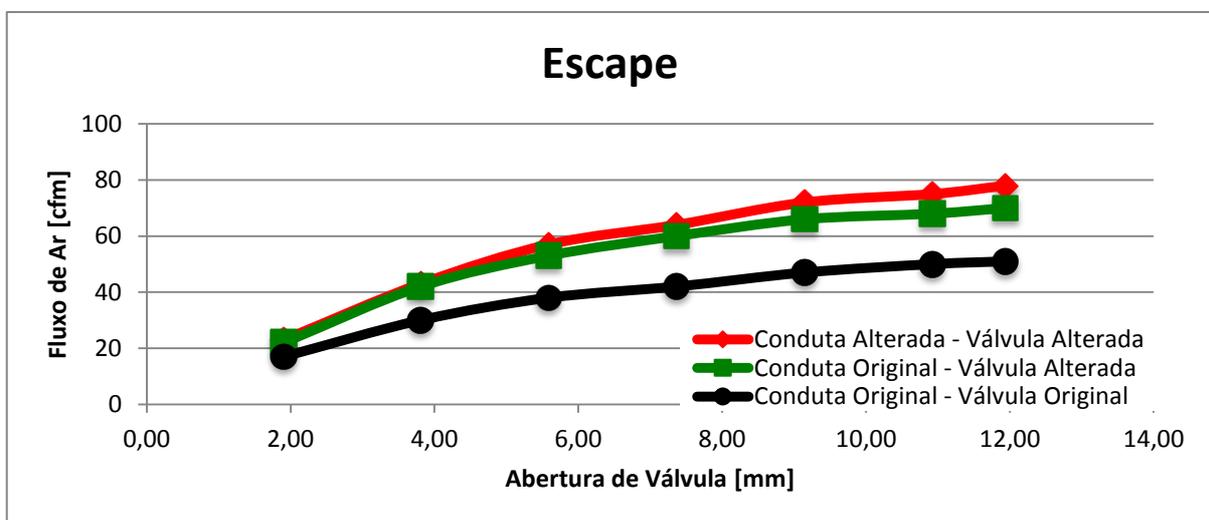
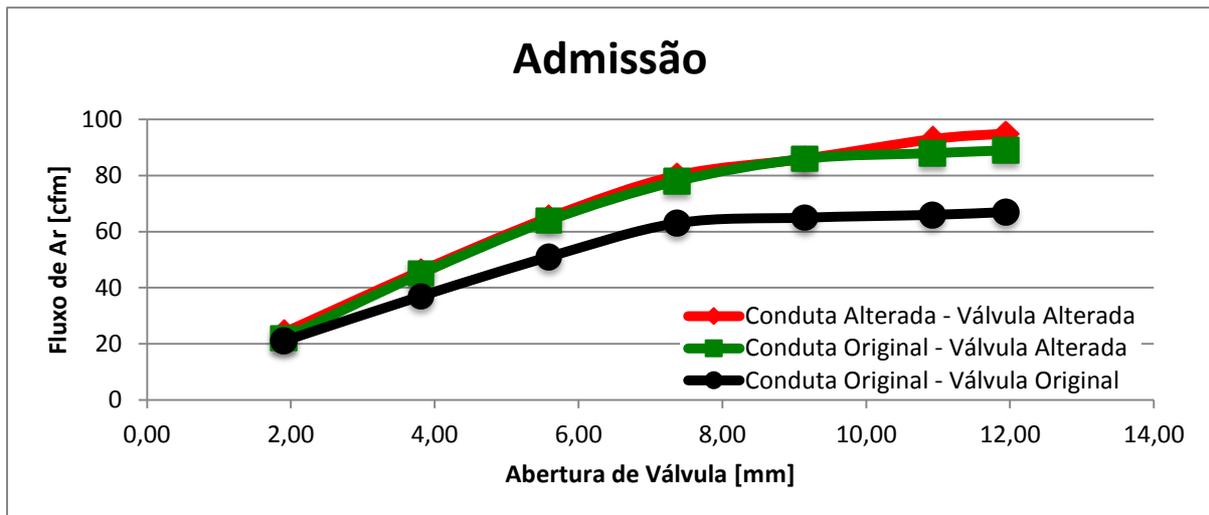
### ***Válvulas e Sedes***

No que diz respeito às válvulas e respetivas sedes, são também adotados alguns processos que aumentam as prestações dos motores. A utilização de válvulas de maior diâmetro, a modificação de ângulos e/ou abertura das sedes onde assentam as válvulas são processos normalmente realizados quando se pretende modificar um motor para competição. Como mostra a Figura 14, as válvulas apresentam diversos cortes com ângulos e medidas específicos. Uma das zonas, normalmente com um ângulo de 45°, diz respeito à zona que assenta na sede. Outra zona, respeitante ao corte anterior ao assento, é maquinada havendo a criação de um ângulo de 30°, visto resultar num aumento do caudal de ar para dentro dos cilindros.



**Figura 14 – Representação das válvulas de admissão (esquerda) e escape (direita) e respectivos ângulos e distâncias referentes ao seu perfil [17].**

Estudos demonstram que um simples aumento do diâmetro das válvulas pode melhorar significativamente o caudal de ar para dentro e fora do cilindro. Por exemplo, testes de fluxo realizados numa culassa de um *Volkswagen Golf* de 1600 cm<sup>3</sup>, provam que com a alteração do desenho das condutas e o aumento do diâmetro das válvulas de admissão (de 3,40 para 4,09 mm) e de escape (de 3,10 para 3,40 mm) e o caudal de ar melhorou consideravelmente (Figura 15). Com as mesmas válvulas de maior diâmetro, verifica-se ainda que um ligeiro afunilamento das condutas de admissão desde a guia da válvula até à sua sede e a geração de uma secção quadrada no topo da conduta de escape, melhoram também, ainda que ligeiramente, o caudal de ar em ambas. Porém, isto pode não se verificar em certos motores, uma vez que o caudal depende muito também do desenho das condutas de admissão e escape.



**Figura 15 – Comparação de caudal de ar nas condutas de admissão (acima) e de escape (em baixo) de uma culassa de um VW Golf 1600 para a conduta original – válvula original (preto), a conduta original – válvula alterada (verde) e a conduta alterada – válvula alterada (vermelho) [17].**

Outros testes foram realizados para verificar a influência do ângulo de ataque (corte anterior ao assento da válvula). Estes foram realizados numa culassa de um Chevrolet Corvette com as válvulas originais (49,28 mm na admissão e 38,10 mm no escape) e com as válvulas alteradas com um ângulo de ataque de 30°. A Figura 16 mostra os resultados obtidos tanto na admissão como no escape, sendo que, apesar de pouco significativas, verificam-se melhorias nos caudais.

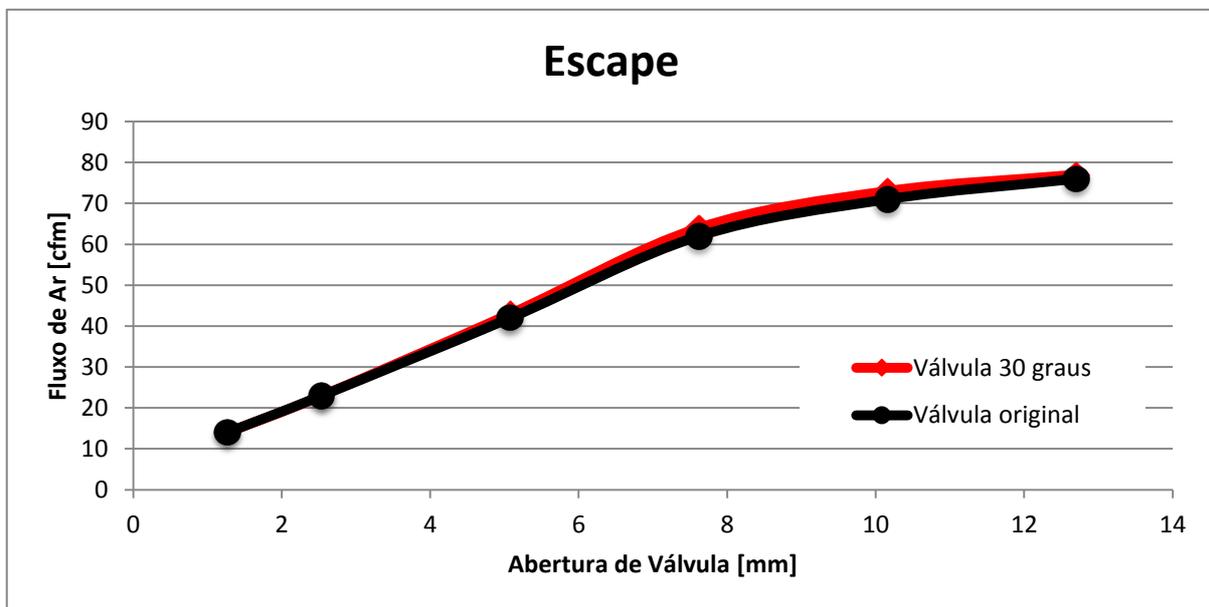
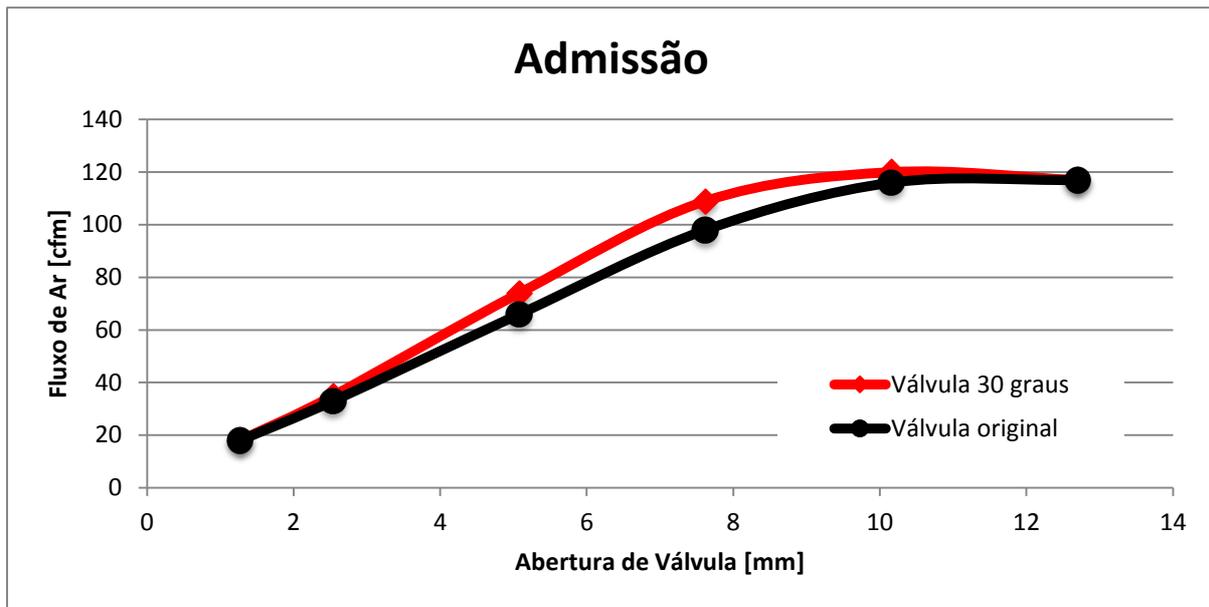
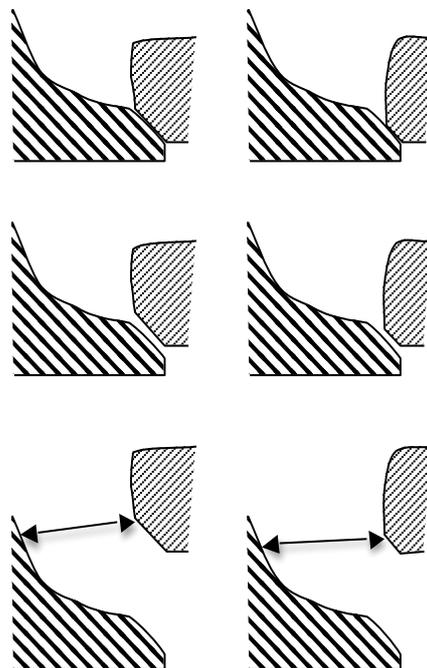


Figura 16 - Comparação de caudal de ar nas condutas de admissão (acima) e de escape (em baixo) de uma culassa de um Chevrolet Corvette para a válvula original (preto) e para a válvula com ângulo de ataque de 30° (vermelho) [17].

Relativamente às sedes podem também ser efetuados trabalhos nos ângulos de forma a coincidirem com os ângulos das válvulas, sendo que não é necessário o encosto total da superfície de contacto com a válvula. A Figura 17 representa esquematicamente uma sede com um corte de diâmetro maior e o encosto da válvula nesta. Isto permite que, em menores aberturas de válvula, o caudal de ar seja mais elevado devido à zona de restrição ao escoamento ser mais reduzida, como se irá verificar nos resultados obtidos no âmbito deste projeto. Consequentemente, devido a uma menor área de contacto, para uma mesma mola, a pressão é mais elevada, pelo que a câmara de combustão fica melhor vedada [17], [18], [19].



**Figura 17 – Corte de sede de válvula (esquerda); Sede cortada (direita).**

### ***Condutas de admissão e de Escape***

As condutas de admissão e de escape são muito importantes uma vez que é por elas que fluem a mistura ar/combustível e os gases resultantes da combustão. As alterações efetuadas ao nível das condutas de admissão poderão produzir aumentos significativos das prestações do motor. Para efetuar alterações a este nível é necessário ter em conta alguns requisitos em que as condutas de admissão deverão:

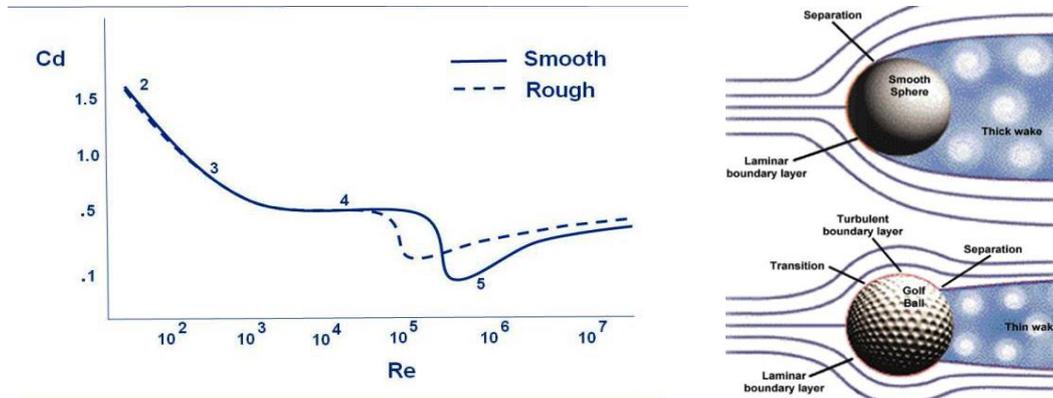
- Promover o rápido fornecimento da mistura;
- Reduzir as perdas de pressão;

- Distribuir uniformemente a mistura;
- Reduzir a acumulação de combustível na conduta.

Todos estes requisitos são fundamentais para tirar o melhor proveito de uma dada culassa. De motor para motor, estas têm características diferentes entre si, pelo que os trabalhos de alteração devem ser estudados separadamente de forma específica para cada caso, visto que o que poderá melhorar as prestações num motor, poderá não melhorar noutro [11] [13].

Posto isto, os trabalhos nas condutas de admissão, passam normalmente por um alargamento e um polimento das suas superfícies. Este alargamento deve, porém, não ser exagerado, uma vez que em alguns motores poderá não haver ganho significativos, ou até mesmo nenhum ganho. Para além disto, a conicidade das condutas deve ser mantida a fim de gerar uma maior velocidade do fluxo para dentro dos cilindros. Para reduzir a acumulação de combustível nas condutas e, de certa forma, aumentar a turbulência de entrada da mistura, existem estudos que demonstram que a geração de “crateras” densas e de pequeno diâmetro (do género das bolas de golf) ajudam neste processo. A estas crateras dá-se o nome de “dimples”. No caso da bola de golf a existência dos dimples antecipa a separação do escoamento na camada limite da bola, provocando a transição do regime laminar para turbulento mais cedo (Figura 18– direita), fazendo com que o escoamento acompanhe a superfície da bola numa distância superior à bola lisa e a separação do escoamento ocorra mais a jusante e seja menor. Desta forma, o efeito dos dimples na superfície da bola de golf antecipa o aparecimento do regime turbulento, reduzindo drasticamente o coeficiente de arrasto, pelo atraso do aparecimento da separação (Figura 18– esquerda), levando a uma menor área de baixa pressão a jusante do escoamento da bola. Deste modo a "travagem aerodinâmica" da bola é inferior e a bola atinge uma maior distância no seu voo. Assim, as bolas de golf, com uma mesma massa, força de tacada e direção, percorrem uma maior distância que uma bola completamente lisa devido ao anteriormente explicado. Por este facto, é legítimo conjeturar que a aplicação de *dimpling* em condutas, poderá gerar maior turbulência no ar, misturando-o mais eficientemente com o combustível (e não deixando resíduos nas condutas) e fluindo melhor para o interior dos cilindros reduzindo zonas de separação do escoamento em mudanças de direção. A criação destas cavidades nas condutas denomina-se de “*Dimpling*” (Figura 19) [20], [21], [22].

No entanto, não é garantido que haja uma melhoria. De facto, no caso das bolas de golf a melhoria ocorre apenas numa gama restrita de velocidades, como se pode observar pelos coeficientes de arrasto resultantes (Figura 18).



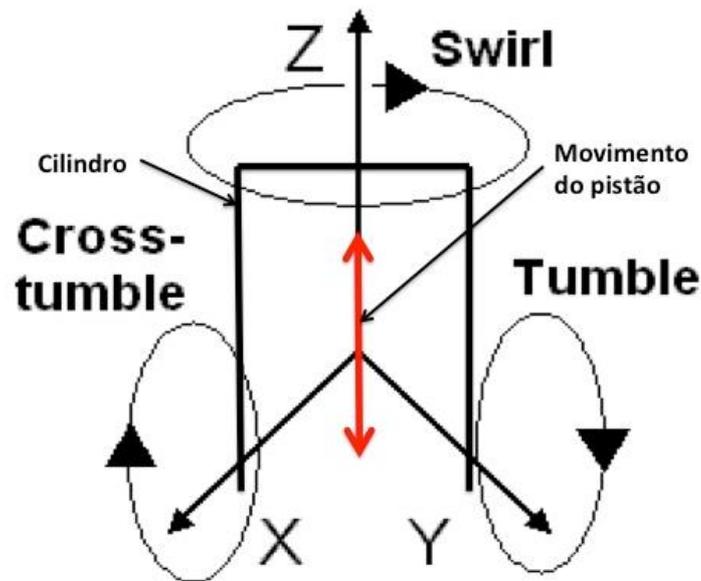
**Figura 18 – Coeficiente de arrasto de uma esfera em relação ao número de Reynolds (esquerda); Separação do fluxo numa bola de golf (direita).**



**Figura 19 – Conduta alargada com *Dimpling* de motor TU5JP4 (grupo PSA).**

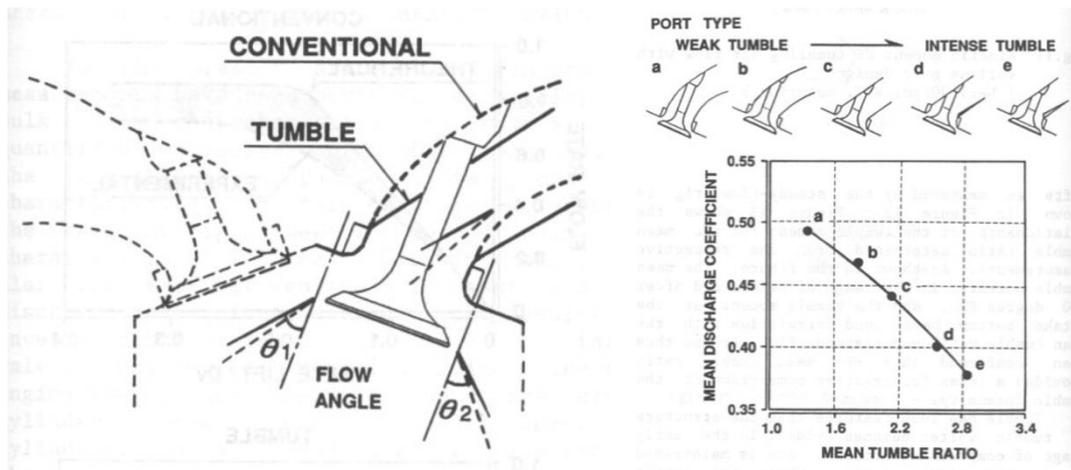
O fluxo dos fluidos no interior do cilindro é um fator decisivo para a combustão no motor, que por sua vez providencia efeitos significativos nas prestações do motor. De notar que muitos estudos foram realizados para alcançar estabilidade na combustão em motores de elevada potência, pelo que se verifica fundamental a geração de turbulência para uma mistura mais homogénea e uma combustão mais eficiente. O “swirl” e o “tumble” são os dois tipos de turbulência gerados para obter uma boa homogeneização da mistura ar/combustível e conseqüente melhoria na eficiência da combustão, aumentando a velocidade de propagação de chama e reduzindo o tempo de combustão. Em torno do

eixo axial a turbulência é designada por “swirl” e em torno dos semieixos radiais por “tumble”, como se pode observar na Figura 20. Em motores de duas válvulas, o “swirl” é o tipo de turbulência que mais se gera, enquanto que em motores com multiválvulas, que normalmente são compostos por câmaras de combustão hemisféricas, pode também ser tido em consideração o “tumble”, uma vez que este é gerado nas condutas duplas e simétricas dos motores em questão [23].



**Figura 20 – Tipos de turbulência no interior de um cilindro [24].**

Estudos comprovam ainda que o desenho das condutas de admissão são um fator importante no que diz respeito à geração de “tumble” (Figura 21– esquerda). O “tumble” mostra-se benéfico para a eficiência da combustão, especialmente em cargas elevadas a regimes de rotação baixos, sendo que o fluxo aumenta na direção do lado da válvula de escape e diminui do lado da válvula de admissão. No entanto, o fluxo para o cilindro fica comprometido com o aumento do “tumble”, pelo que se conclui que é desvantajoso em termos de potência haver um nível demasiado elevado de “tumble”, uma vez que com isto, o coeficiente de descarga baixa (Figura 21– direita). A solução passa por trabalhar as condutas de admissão de maneira a que não haja criação de “tumble” muito elevado e que haja um maior caudal de ar [24], [25].



**Figura 21 – Desenho de conduta convencional comparativamente a uma para criação de *tumble* (esquerda); Coeficiente de descarga em relação ao nível de *tumble* criado (direita) [25].**

Os trabalhos em condutas, nos dias que correm, são normalmente efetuados em máquinas ferramentas automáticas de comando numérico computadorizado (CNC) (Figura 22). Isto é vantajoso na medida em que estas máquinas podem incluir ferramentas de medição por coordenadas em que é gerado o desenho das condutas originais com bastante precisão. Posteriormente, utilizando uma ferramenta de corte (fresa), pode recorrer-se à remoção de material da conduta originalmente mapeada nomeadamente, alargando-a e/ou gerando o padrão de *dimpling*, sendo que também podem ser feitas outras operações de corte comandando a máquina através do código inserido no computador que a controla. A máquina CNC representada na Figura 22 é a utilizada na Rectificadora de Guimarães para a realização de trabalhos nas condutas das culassas.



Figura 22 – Fresadora CNC multi-ferramentas da marca *Rottler* modelo P69AHD – existente na Rectificadora [26].



### 3. DISPOSITIVOS DE MEDIÇÃO UTILIZADOS

Em motores existem diversos parâmetros passíveis de medição. Como já foi visto, existem diversos fluidos que entram e saem de um motor (ar, combustível e gases de combustão), assim como fluidos em circulação interna no motor (líquido de arrefecimento e óleo de lubrificação). Isto envolve pressões de entrada e saída, temperatura e trabalho mecânico que pode ser traduzido em potência e binário. Para todos estes parâmetros existem dispositivos que permitem a sua medição. As pressões e temperaturas são parâmetros medidos pelos sensores do motor (capítulo 4.3), enquanto que a potência e binário à saída do motor são geralmente medidos recorrendo a um dinamómetro. Como o objetivo deste trabalho é verificar se as alterações geométricas às condutas de admissão induzem efetivamente um aumento do caudal de ar introduzido no motor e se afetam a potência e o binário, os dispositivos que serão abordados são o Dinamómetro e Fluxómetro.

#### 3.1 Dinamómetro

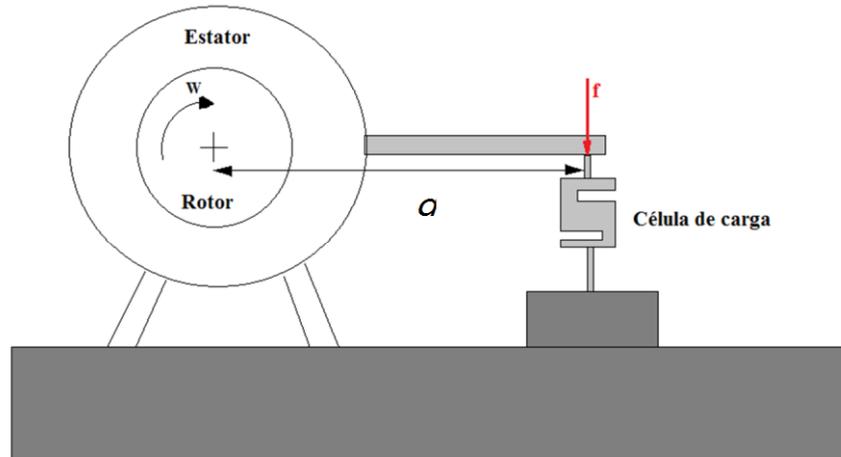
Dinamómetros são dispositivos geralmente utilizados em bancos de potência de motores e/ou veículos motorizados. Estes podem ser de dois tipos: de travagem ou de inércia. Como o próprio nome indica, os dinamómetros de travagem criam uma força resistente à rotação do motor, estabilizando a uma rotação predefinida para cada posição do acelerador. Com isto é possível a obtenção de valores de potência e binário. Por outro lado, os dinamómetros de inércia utilizam rodas de inércia com massas devidamente dimensionadas para se oporem à rotação do motor. Com isto é também possível obter valores de potência e binário, sendo que por vezes são também utilizados travões neste tipo de dispositivos. No seguimento deste subcapítulo serão abordados com mais ênfase os dinamómetros de travagem uma vez que foi um dispositivo deste tipo que foi utilizado neste projeto (Figura 24).

Os dinamómetros de travagem utilizam então um freio dinamométrico controlado eletronicamente. A parte física do dispositivo engloba veios, rolamentos, chumaceiras, elementos de ligação e rotores, enquanto que a parte eletrónica engloba células de carga, sensores de rotação e outros componentes eletrónicos responsáveis pela medição de binário e pela atuação do freio em si.

Os elementos eletrónicos permitem a monitorização em tempo real dos diversos parâmetros anteriormente referidos, recorrendo a ecrãs e/ou *softwares* criados especificamente para um freio. O sensor de rotação mede a rotação do rotor em *rpm*, a rotação referência atua o freio tentando adequar

a rotação real à rotação pretendida e a célula de carga faz a medição do binário através da seguinte fórmula, que se rege pelo esquema da Figura 23:

$$B = F \times d \quad (5)$$



**Figura 23 – Esquema de funcionamento do freio dinâmométrico [27].**

Sendo que  $F$  [N] é a força medida pela célula de carga e  $d$  [m] é a distância da célula de carga ao rotor.

Uma vez obtido o binário, é possível calcular o valor de potência pela seguinte expressão:

$$P = \frac{2\pi n}{60} \times B \quad (6)$$

Em que:

$P$  – potência em [W];

$N$  – rotação em [rpm];

$B$  – binário em [N.m].



**Figura 24 – Freio dinamométrico (Telma AD61-55) utilizado no projeto com motor acoplado.**

Na Tabela 1 são apresentadas as características técnicas do freio dinamométrico utilizado nos ensaios.

**Tabela 1 – Características técnicas do freio dinamométrico [27].**

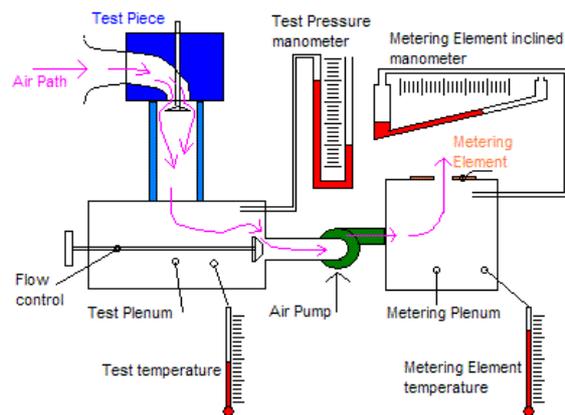
Marca/Modelo	Telma AD61-55
Binário de Travagem Máximo	1600 N.m
Massa	197 kg
Velocidade Máxima	4000 rpm
Momento de Inércia	1,3 kgm <sup>2</sup>

Uma vez que a velocidade máxima permitida pelo freio é de 4000 rotações por minuto, a este foram instalados elementos de transmissão (correias dentadas) de redução de forma a que o freio rodasse a uma velocidade menor que a velocidade de saída do motor a ser testado. Assim sendo, a relação de transmissão final é de 4:1, em que a cada 4 rotações do volante do motor, o freio apenas roda 1 [25], [26].

## 3.2 Fluxómetro

Um fluxómetro é um dispositivo de medição de vários parâmetros respeitantes ao caudal de ar que passa pela cabeça do motor para a câmara de combustão e vice-versa. Basicamente, quando se fala em motores de combustão interna pode dizer-se que a sua potência depende em larga medida dos fluxos de ar e combustível que circulam para dentro e para fora do motor. Dito isto, e tendo em conta que aqui se fala de motores de competição, cujo objetivo é tirar o melhor partido deles em termos de prestações, torna-se importante quantificar este ar. Para isso utiliza-se um fluxómetro, cujo parâmetro mais importante que mede é o volume de ar que entra pela admissão e que sai pelo escape. Quanto maior for a quantidade de ar que a cabeça do motor conseguir movimentar, e quanto mais rápido o fizer, maior potência conseguirá produzir. Portanto, conseguir medir esta quantidade é muito importante também pelo facto de se conseguir perceber se numa certa culassa trabalhada ao nível das condutas de admissão e de escape, se conseguirão obter melhorias no caudal de ar. Em princípio, uma melhoria no caudal de ar significa um aumento de potência numa gama de rotações do motor.

O funcionamento de um dispositivo (Figura 25) destes passa, simplesmente por sugar ou soprar ar através de um orifício, que são normalmente as condutas de admissão e de escape de uma culassa. Esta é apoiada sobre uma plataforma que contém um cilindro de diâmetro igual ao do bloco do motor ao qual a culassa pertence de forma a que seja uma simulação realista. Os diferentes parâmetros são então medidos através da perda de carga produzida pelo dispositivo, calculando o caudal volúmico de ar e os valores são automaticamente guardados pelo software de aquisição de dados. O ar entra em primeiro lugar para uma placa de teste que controla o caudal que passa para uma bomba. Essa bomba introduz o ar para uma placa de medição em que o volume de ar por unidade de tempo é medido pela sua passagem num orifício de medição (Figura 25). Quando se pretende adquirir um equipamento destes, é necessário definir bem as condições para as quais será utilizado, uma vez que existem fluxómetros com diferentes capacidades, e no que diz respeito a motores de competição, a quantidade de ar que o fluxómetro deve ser capaz de sugar ou soprar é bastante elevada [29].



**Figura 25 – Princípio de funcionamento de um fluxômetro [29].**

O fluxômetro utilizado na realização dos testes de fluxo é da marca SAENZ, o modelo J-600 (Figura 26). Este modelo contém 9 motores capazes de produzir 600 cfm (*cubic feet per minute* – 16,98 m<sup>3</sup>/min) a 28” coluna de água (6987 Pa) como se pode verificar na Tabela 2. Os testes foram sempre realizados à pressão máxima [30].



**Figura 26 – Fluxômetro utilizado nos testes da marca SAENZ, modelo J-600.**

**Tabela 2 – Características técnicas do fluxômetro [30].**

Marca/Modelo	Saenz/J-600
Capacidade	600 cfm @ 28” coluna de água
Dimensões	90 x 70 x 100 cm
Peso	180 kg
Alimentação	240/380 VAC, trifásico 50/60 Hz
Consumo Máximo	15 A por fase

Direção do Fluxo	Admissão e Escape
------------------	-------------------

Este tipo de dispositivos pode medir parâmetros como a quantidade de ar (em CFM – Cubic Feet per Minute), a velocidade do ar (em m/s), o tumble (turbulência com eixo na direção radial) e o swirl (turbulência com eixo na direção axial). Para a medição das turbulências e velocidade são utilizados instrumentos auxiliares como um tubo de pitot (para a velocidade radial do ar – Figura 27 – direita) e uma roda com pás retas (para medir a turbulência axial – Figura 27 – esquerda).



**Figura 27 – Acessórios do fluxômetro para medição do *swirl* (esquerda) e velocidade do ar (direita) [30].**

## 4. COMPONENTES E MÉTODOS DE MONTAGEM

Neste capítulo são apresentados, inicialmente, todos os componentes utilizados na realização deste projeto, seguindo-se os procedimentos de montagem e programação destes componentes nos vários dispositivos de medição.

O motor foi disponibilizado pela empresa “Rectificadora de Guimarães”, sendo que todo o processo de montagem do motor nos dispositivos de medição e de criação de um circuito elétrico adequado ao controlador adquirido foi realizado no LaMoTA (Laboratório de Motores e Termodinâmica Aplicada) da Universidade do Minho. Dito isto, é importante referir que para toda esta instalação, foram fabricados componentes específicos para este motor assim como o controlador foi programado de raiz.

### 4.1 O Motor

O motor testado é do grupo PSA (Peugeot/Citroën) e é normalmente utilizado em pequenos desportivos como o Peugeot 106 GTI, Citroën Saxo CUP, Citroën C2, entre outros. Este motor foi criado em 1996, tendo sido também instalado em anos subsequentes nas gerações de carros seguintes. É um motor relativamente pequeno e leve, sendo que os carros em que é utilizado são de baixo peso, o que, devido à sua potência lhe confere características bastante favoráveis em termos de desempenho. As características do motor são apresentadas na Tabela 3.

**Tabela 3 – Características técnicas de fábrica do motor utilizado nos testes TU5JP4 (grupo PSA) [31].**

Motor	TU5JP4 – ignição comandada
Disposição	4 cilindros em linha
Alimentação	<i>Multi-Point Injection</i> (MPI – Injeção Multi-Ponto)
Cilindrada [ $cm^3$ ]	1587 $cm^3$
Potência Máxima [ $kW/cv$ ]	88/118 às 6600 rpm
Binário Máximo [ $N.m$ ]	145 às 5200 rpm
Distribuição	DOHC ( <i>Dual OverHead Camshaft</i> ) 16 válvulas
Taxa de Compressão	10,8:1

#### 4.1.1 Material adquirido

Para a realização deste projeto foi necessário adquirir alguns componentes específicos para efetuar a montagem do motor na bancada de ensaios, visto que a estrutura anteriormente acoplada ao dinamómetro tinha de ser redesenhada para o novo motor a ser testado. Posto isto, e como seria necessário reestruturar a bancada de ensaios, foi criado um painel com instrumentação e estrutura para incorporar todos os componentes necessários ao controlo do motor, desde a instalação elétrica (caixa de fusíveis inclusive) até componentes como acelerador, botões de arranque e corta corrente, bateria e depósito de combustível (mostrados mais à frente no seguimento do texto).

Em primeiro lugar, é fundamental perceber de que forma estão dispostos os componentes disponíveis. Na Figura 28 está representada a bancada de potência com todos os elementos instalados. O freio encontra-se fixo a duas corredeiras fixas ao chão, sendo que nessas corredeiras encontram-se também quatro “pernas” (nas quais o motor foi instalado com os apoios concebidos especificamente para este motor) com apoios flexíveis em borracha que servem para absorver possíveis vibrações do trabalhar do motor.



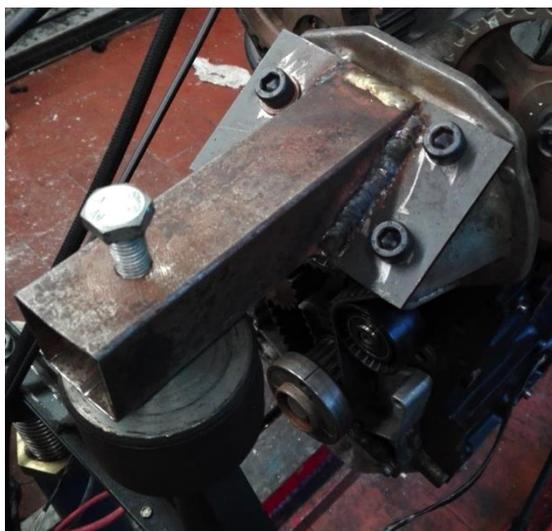
**Figura 28 – Bancada de potência (freio, motor e bancada de instrumentação).**

## Apoios do Motor

Inicialmente, foi necessário conceber apoios para instalar o motor na estrutura do freio dinanométrico, assim como um elemento de ligação do volante do motor ao freio em si. Estes apoios foram feitos em chapa de ferro com 4 mm de espessura. As chapas foram cortadas em forma de retângulos e quinadas com a medida adequada. Posteriormente foi desenhado nas chapas o perfil que melhor se adequava ao desenho do motor (posição do furos e perfil) de forma a que fosse possível fixar os dois por meio de parafusos e porcas. (De notar que a um dos apoios do motor também teria de ser acoplado o motor de arranque, uma vez que neste motor, este componente fica ligado á estrutura do carro). Uma vez desenhados os perfis e anotadas as posições dos furos, as chapas foram novamente cortadas e furadas. Na Figura 29 e Figura 30 encontram-se os apoios com o perfil e furos finais, sendo que para a obtenção das mesmas foram necessários alguns retoques de forma a que o motor ficasse bem apoiado. O apoio ao qual foi acoplado o motor de arranque necessitou ainda de soldar umas chapas de reforço como mostra na Figura 29 – direita.



**Figura 29 – Apoio dianteiro (ligação ao freio) esquerdo (esquerda) e direito (direita) do motor.**



**Figura 30 – Apoio traseiro (parte da distribuição) do motor.**

### **Ligação do Volante do Motor ao Dinamómetro**

A peça que faz a ligação do volante do motor ao dinamómetro é um componente importante uma vez que é ela que transmite a rotação do motor ao freio e, portanto, a potência. A primeira solução ponderada foi usar um veio dentado numa extremidade (e fixado ao volante do motor) ligado a um dentado interior, que por sua vez ligaria a uma patela de borracha flexível sendo fixado o conjunto ao dinamómetro (Figura 31 – esquerda). Esta solução já tinha sido usada no motor anteriormente instalado no freio, mas foram apontados alguns problemas uma vez que a patela de borracha se danificava facilmente. Além disso, o motor previamente instalado era um motor diesel que atingia, no máximo, as 4500 rpm. Posto isto, foi necessário encontrar uma solução alternativa pelo facto de este motor ser de ignição comandada e poder atingir as 6800 rpm com o motor *stock*, pelo que não seria viável utilizar uma ligação que já era problemática com o regime de rotações do motor anterior. Além disso, com as alterações posteriores feitas no motor, este poderia vir a atingir as 8000 rpm, pelo que foi mesmo necessário adotar outra solução para a transmissão de rotação.

A solução adotada foi então um veio de transmissão com elementos do tipo *cardan* nas extremidades e com uma manga em “luva” (Figura 31 – direita) que permitem uma maior flexibilidade que o anterior. Os elementos do tipo *cardan* permitem a rotação com pequenos descentramentos entre o motor e o freio, não necessitando assim de se utilizar a patela de borracha, e a manga em luva permite o ajustamento da distância do motor ao freio. Contudo, para a instalação deste componente, foi necessário fazer uma patela à medida do volante do motor com furos para acoplar esta ao volante e o

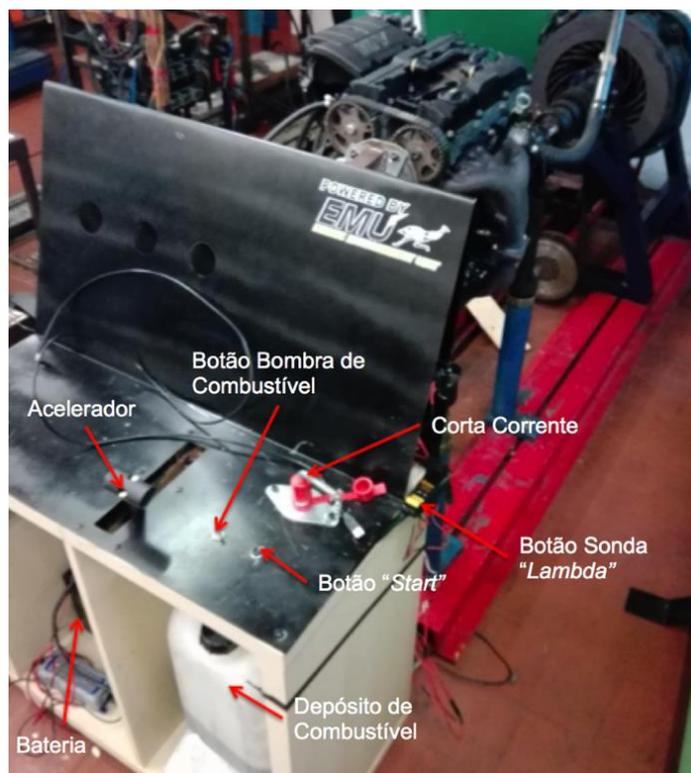
veio de transmissão a esta. Na Figura 31 está representado o veio de transmissão adquirido assim como os componentes utilizados na sua ligação ao volante do motor e ao dinamómetro.



**Figura 31 – Transmissão com veio dentado e borracha flexível descartada (esquerda) e transmissão tipo *cardan* (direita).**

### **Bancada de Instrumentação**

A bancada de instrumentação consiste basicamente numa estrutura onde se colocam todos os instrumentos inerentes ao controlo do motor (acelerador, controlador do motor, botão de *start*, botão de corta corrente, caixa de fusíveis, balança, depósito e bomba de combustível, bateria e apoio para o computador) por forma a ter tudo organizado de maneira compacta e dispor de uma área de trabalho perto do motor. Para isto foi adquirida uma estante com as dimensões 770x770x390, as quais se adequavam ao espaço disponível e ao material a ser lá colocado. À estante foi acoplada ainda uma chapa de espessura 1 mm quinada de forma a criar uma área de trabalho propícia e que constitui uma certa barreira física de segurança entre o operador e o motor. A Figura 32 ilustra a bancada de instrumentos, que foi trabalhada de forma a se encaixarem todos os componentes anteriormente referidos.



**Figura 32 – Bancada de instrumentação de controlo do motor.**

## **Acelerador**

O acelerador controla a abertura da válvula de borboleta do motor, por isso era necessário arranjar um mecanismo que controlasse esta abertura de maneira precisa, uma vez que para a programação do controlador é imprescindível saber exatamente qual a posição do acelerador num dado instante e conseguir manter o mesmo nessa posição. O acelerador previamente instalado na bancada anterior utilizava um mecanismo de fuso redutor, em que uma volta no manipulo correspondia a uma abertura (em percentagem) específica do acelerador. Foi inicialmente pensado colocar-se um mecanismo similar, contudo esta não seria a solução ideal uma vez que para acelerar ou desacelerar completamente, o manipulo teria que rodar muitas voltas, o que não seria prático quando se pretendesse acelerar ou desacelerar rapidamente. Assim, a solução preconizada foi a utilização de um acelerador de barco, sendo que este funciona com o avanço (aceleração) ou recuo (desaceleração) de um manipulo. Este consegue manter a sua posição de abertura por meio de mecanismos internos. Um acelerador de barco antigo foi gentilmente cedido por uma empresa de Braga (Rota Náutica) que trabalha neste ramo e se encontra ilustrado na Figura 33.

Para a instalação do acelerador foram necessárias algumas alterações. O acelerador foi desmontado e limpo na íntegra, tendo sido removidos alguns componentes supérfluos para o seu funcionamento para

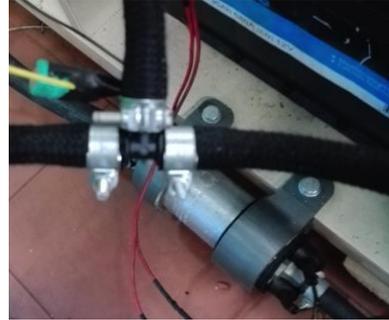
este caso específico. Este apresentava alguma folga devido a um pino que se movimentava numa trajetória guiada e fazia avançar ou recuar uma outra peça à qual seria preso o cabo da válvula borboleta. Para resolver o problema foi fabricado um pino de geometria similar, mas com tolerâncias mais apertadas de forma a que este ficasse mais justo nas guias em que se movimentava. Deste modo a folga foi minimizada e o acelerador passou a funcionar eficientemente.



**Figura 33 – Acelerador de controlo da abertura da válvula borboleta.**

### **Circuito de Combustível**

O circuito de combustível consta de um depósito, uma bomba e um filtro (Figura 34). Para o depósito foi utilizado um bidão de plástico adaptado com uma saída para a bomba (por baixo) e um retorno (do circuito de retorno, por cima). A bomba é externa ao depósito e foi adquirida numa sucata, sendo que trabalha a uma pressão de 3 bar. Da bomba, o combustível passa ainda por um filtro, fornecido pela Rectificadora de Guimarães, que trabalha à mesma pressão e tem também um circuito de retorno para o depósito. O retorno de combustível do motor é ligado ao do filtro por meio de um “T” que liga, a partir daí ao depósito.



**Figura 34 – Circuito de combustível – saída do depósito (em cima à esquerda); ligação em “T” para circuito de retorno (em cima à direita); e filtro de combustível com saída para o motor (em baixo).**

A medição do nível de combustível foi efetuado através de uma balança digital (Figura 35). Esta medida de forma precisa a massa de combustível no depósito, sendo que também retornava os valores de massa para o *software* de controlo de maneira a ser possível calcular o consumo do motor quando em teste.



**Figura 35 – Balança digital usada na medição da massa de combustível.**

## **Circuito de Escape**

Para o circuito de escape era apenas necessário efetuar a ligação entre o coletor de escape previamente fornecido pela Rectificadora de Guimarães e o tubo de escape (com panela) já instalado no Laboratório de Motores e Termodinâmica Aplicada. Este tubo encontra-se instalado de forma a que seja possível ligar circuitos de escape de outros motores e expulsa os gases diretamente para o exterior do laboratório.

Inicialmente a ligação entre o coletor e o tubo obteve-se recorrendo a uma “manga” flexível (Figura 36), pelo que esta se adaptou facilmente a ambas as geometrias dos elementos de ligação dos dois componentes. No entanto, devido à baixa potência do sistema de ventilação do laboratório, esta manga, assim como o coletor de escape, atingiam temperaturas muito elevadas, chegando até a ficarem totalmente incandescentes, pelo que a manga rompeu com alguma facilidade na zona mais próxima do coletor, também pelo facto de não se encontrar apoiada (ou seja, encontrava-se simplesmente suspensa, apertada aos dois elementos de ligação).



**Figura 36 – Manga flexível de ligação do circuito de escape (esquerda); Em utilização (direita).**

Seguidamente foram efetuados dois furos no chão por forma a aparafusar dois pernos, que por sua vez seguravam uma braçadeira que apoiava a manga flexível já reparada e reforçada. No entanto, a manga voltou a romper no mesmo sítio, pelo que foi necessário adotar outra solução. Esta passou por mandar fabricar um tubo com a geometria exata e apropriada aos dois elementos de ligação existentes. Este

tubo tinha inicialmente uma geometria rígida, o que se mostrou inapropriado uma vez que se geravam vibrações muito intensas e ruidosas, o que impossibilitava também a correta medição por parte do freio dinamométrico. Posto isto, foi cortada uma porção de tubo próximo da ligação ao coletor de escape de forma a soldar um elemento flexível para absorver possíveis vibrações (Figura 37). Assim sendo, tornou-se possível o correto funcionamento tanto do motor como do freio, limitando as vibrações deste componente (Figura 38 – instalado).

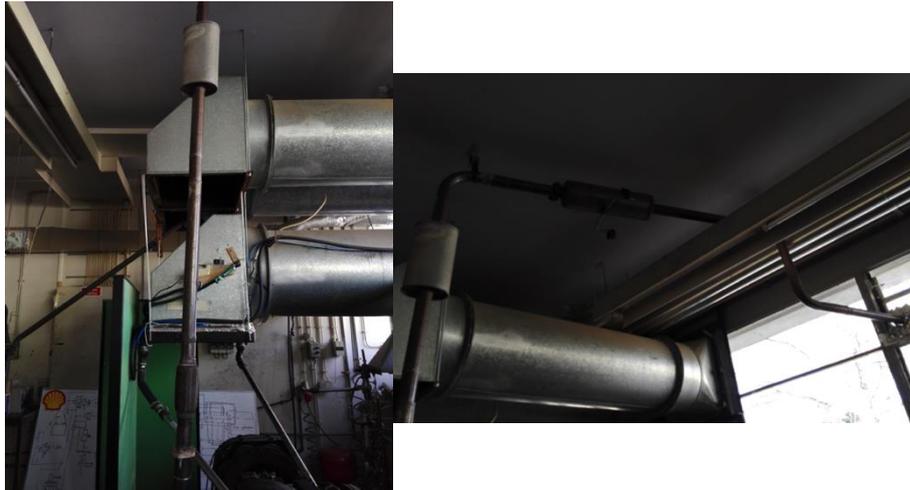


**Figura 37 – Tubo de ligação do circuito de escape com elemento flexível de absorção de vibrações.**

Finalmente, para amortecer o ruído do escape, que se mostrava muito intenso e incomodativo, foi adicionada uma nova panela na linha a seguir à previamente instalada (Figura 39).



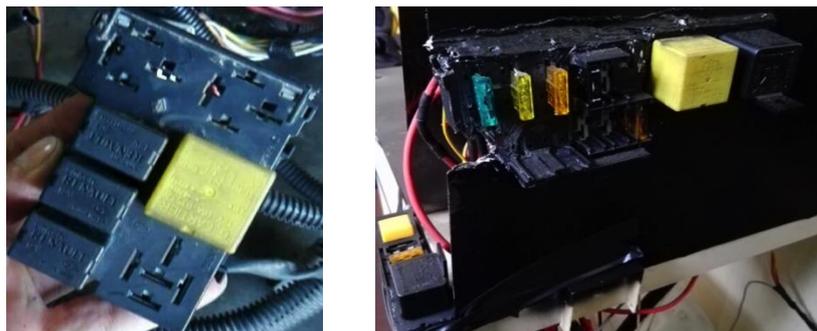
**Figura 38 – Tubo de ligação do circuito de escape instalado.**



**Figura 39 –** Painela de escape pré-instalada no circuito (esquerda) e painela posteriormente instalada (direita).

## **Cablagem e Caixa de Fusíveis e Relés**

No que diz respeito à instalação elétrica do motor foi necessário adquirir cablagem para se aproveitar os cabos elétricos, algumas fichas (ligações) dos sensores do motor e uma caixa de fusíveis e relés (Figura 40). Estes são elementos necessários ao funcionamento seguro de componentes como motor de arranque, bomba de combustível, sonda lambda, módulo de ignição, injetores e a própria unidade de controlo do motor.



**Figura 40 –** Caixa de fusíveis e relés adquirida (esquerda) e instalada na bancada de instrumentação (direita).

## **Controlador**

O controlador adquirido é da marca *ECU Master*, designado por EMU (Engine Management Unit – Unidade de Controlo de Motores) e é totalmente reprogramável. A forma como foi programada e todas

as ligações feitas encontra-se explicado no subcapítulo 4.3. Na Figura 41 pode ser visto o controlador utilizado.



**Figura 41 – Unidade de controlo do motor *EMU – ECU MASTER*. [32]**

#### 4.1.2 Instalação elétrica

A instalação elétrica foi concebida com base num diagrama criado de raiz especificamente para o motor em questão recorrendo ao auxílio de um colega com mestrado em Engenharia Eletrónica (Armando Alves). O diagrama foi concebido tendo em conta todos os componentes envolvendo energia elétrica para o seu funcionamento (referidos no subcapítulo anterior) em conjunto com todos os sensores instalados no motor. Todas as ligações efetuadas e componentes elétricos/electrónicos utilizados encontram-se esquematizadas na Figura 42.

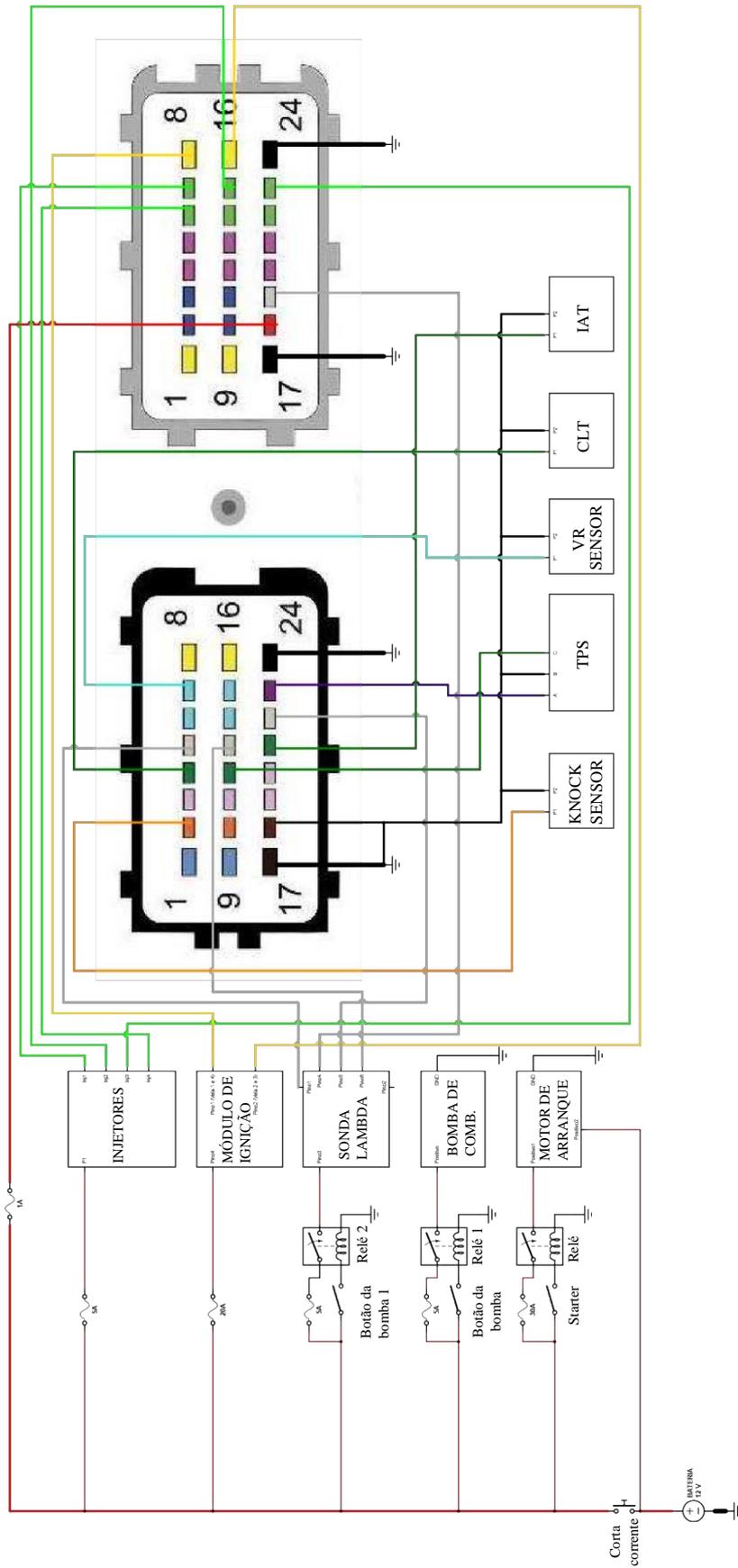
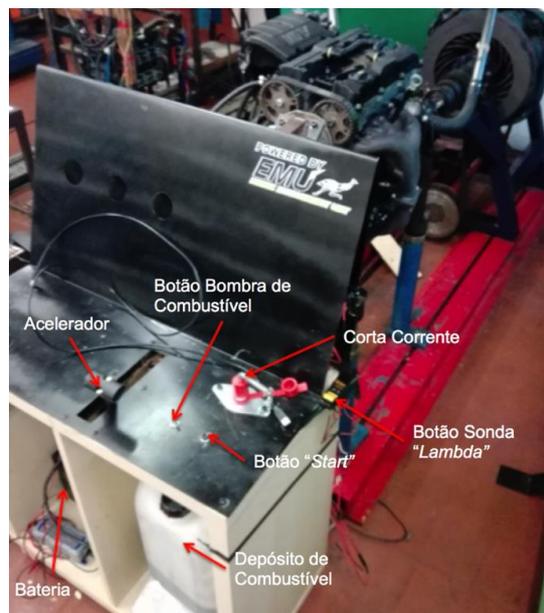


Figura 42 – Esquema de ligações elétricas de todos os componentes eletrônicos do motor.

## 4.2 Montagem

### 4.2.1 Bancada de Instrumentação

A bancada de ensaios (Figura 43) foi montada utilizando todos os componentes referenciados no subcapítulo anterior. Com o objetivo de tornar o banco de potência mais “*user friendly*”, todos os componentes foram colocados para que este pudesse ser utilizado de forma ergonômica e fosse o mais compacto possível.



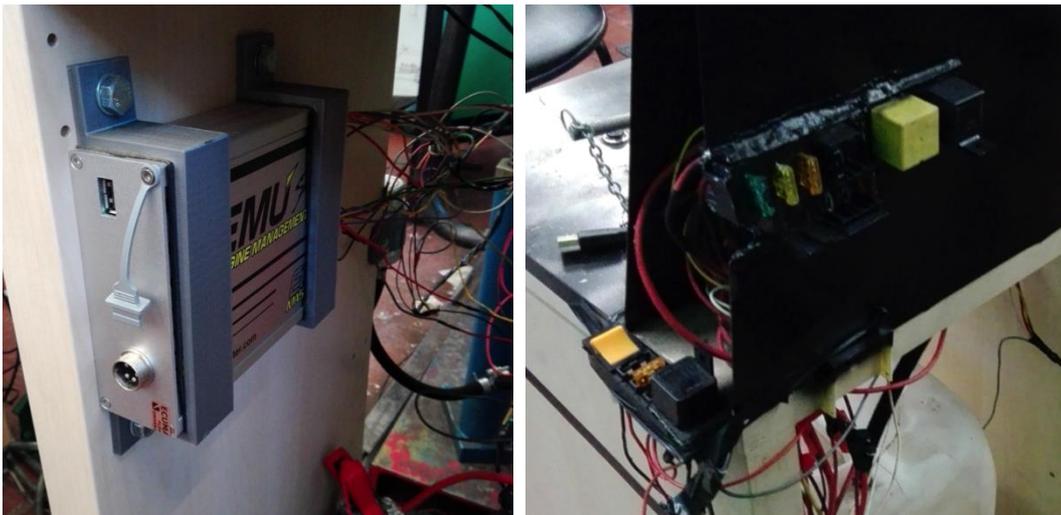
**Figura 43 – Bancada de ensaios no dinamômetro.**

A estrutura da bancada de instrumentação foi fixa ao chão por meio de quatro pernos constituídos por um material flexível (borracha) (Figura 44) para as vibrações resultantes do trabalho do motor pudessem ser absorvidas e não transmitidas à bancada. Isto permitiu ainda que a bancada ficasse mais alta e conseqüentemente mais ergonômica.



**Figura 44 – Perno de apoio flexível.**

Na bancada estão ainda acoplados o controlador (Figura 45 – esquerda) e a caixa de relés e fusíveis (Figura 45 – direita). O controlador fica do lado da bateria, local que possibilita a sua ligação a um computador que fica colocado na parte de cima da bancada no espaço livre à esquerda do acelerador. A caixa de relés e fusíveis fica na parte de trás da chapa preta, sendo que os fios de ligação destes ficam escondidos no espaço entre a mesma chapa.



**Figura 45 – Controlador (esquerda) e caixa de fusíveis e relés (direita) acoplados à bancada.**

#### 4.2.2 Fluxómetro

No fluxómetro é apenas montada a cabeça do motor e não o motor completo uma vez que é por esta que passam os fluxos de ar/combustível e de gases de escape (ver Figura 46). Para a montagem deste componente no dispositivo de medição do caudal de ar é necessário ter alguns aspetos em consideração. Em primeiro lugar montam-se as válvulas de admissão e de escape numas das câmaras de combustão e coloca-se também uma vela para que não haja qualquer fuga de ar por entradas indevidas. As válvulas são montadas com molas bastante mais suaves que as originalmente montadas no motor para possibilitar a sua abertura através de um atuador linear com um motor de passo

controlado por um micrómetro digital (Figura 47) ligado ao *software* instalado no computador do dispositivo. Este permite que a abertura de válvulas seja o mais precisa possível para os valores previamente definidos no *software*. Seguidamente, é necessário colocar um cilindro no dispositivo de medição com o mesmo diâmetro que os cilindros do motor (neste caso 79 mm) para se obter uma geometria próxima da real e assim simular convenientemente o caudal de ar que entra no motor. No topo deste cilindro encontra-se uma plataforma que servirá de apoio à culassa. Esta última deve ser cuidadosamente colocada de forma a que a circunferência desenhada na câmara de combustão coincida exatamente com a circunferência do cilindro.

O passo seguinte é fixar a culassa na posição em que foi colocada através de grampos (Figura 46) e montar o atuador das válvulas que se encontra apoiado numa estrutura totalmente ajustável. De notar que se deve ajustar o atuador de forma a garantir que este fica o mais alinhado possível com as guias das válvulas, para que a sua abertura seja realmente o valor mostrado pelo micrómetro digital. Além disso é também necessário que os parafusos acoplados ao atuador estejam encostados aos chapéus das válvulas, definindo assim o ponto de abertura 0 (zero) milímetros.



**Figura 46 - Culassa montada no dispositivo pronta a ser testada.**



**Figura 47 – Atuador de válvulas.**

#### 4.2.3 Bancada de Potência/Dinamómetro

O processo de instalação do motor na bancada de potência requereu especial atenção, como já referido, no que toca aos apoios do motor. Estes tiveram de ser fabricados especificamente para o motor em questão e adequados para serem acoplados às quatro “pernas” fixas às calhas que também contêm o freio dinanométrico. Estas têm ainda pernos de borracha que permitem a absorção de vibrações geradas pelo funcionamento do motor, semelhantes às utilizadas para fixar a bancada de instrumentação (Figura 48). O motor foi então apoiado em dois pontos na parte do volante do motor e num outro ponto na parte da distribuição. Este último utiliza uma estrutura triangular de forma a abranger e se apoiar nas duas “pernas” mais próximas da bancada de instrumentação.



**Figura 48 – Motor instalado na bancada de potência.**

### **4.3 Programação da Centralina/do Controlador**

Para a programação do controlador foi necessário, em primeiro lugar definir alguns parâmetros inerentes aos sensores e outros elementos comandados no motor. Seguidamente são apresentados os vários parâmetros definidos no *software* do controlador.

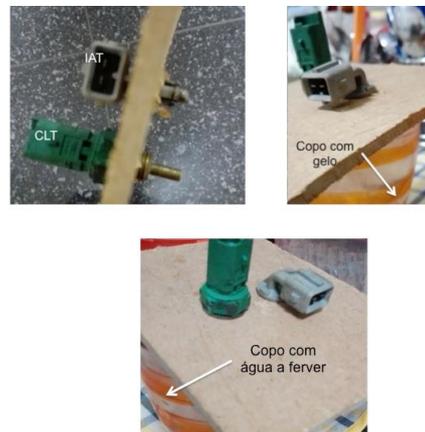
#### **Sensor de Temperatura do Ar de Admissão (IAT – *Intake Air Temperature*) e Sensor de Temperatura do Líquido de Arrefecimento (CLT – *Coolant Temperature*)**

O sensor de temperatura do ar de admissão e o sensor de temperatura do líquido de arrefecimento são um termístores (termómetros de resistência), o que significa que as suas resistências internas se alteram consoante variações de temperatura. O controlador do motor envia uma voltagem de referência aos sensores (5V) e calcula a temperatura de acordo com a voltagem que recebe de volta. A voltagem de retorno varia proporcionalmente a variações de temperatura. Os dois sensores têm um coeficiente negativo de temperatura, o que significa que as resistências internas deles diminui com o aumento de temperatura. [33]

O controlador EMU oferece uma lista de sensores predefinidos com uma certa calibração. No entanto, nenhum dos sensores contidos nas listas se adequavam aos sensores de temperatura do ar e do líquido de arrefecimento existentes no motor, pelo que foi necessário recorrer à função “*User defined*” (Figura 51). Para utilizar esta função foi necessário obter 3 valores de resistência do sensor para 3 valores de temperatura diferentes. As temperaturas definidas foram 0 °C, 100 °C e 24 °C, sendo que estas são as temperaturas do gelo, de água a ferver e a temperatura ambiente, respetivamente, e foram medidas por meio de um termopar digital (Figura 49). Os valores de resistência foram obtidos por meio de um processo experimental com o uso de um multímetro. A Figura 50 ilustra o processo de obtenção dos valores de resistência para as diferentes temperaturas.



**Figura 49 – Termopar digital.**

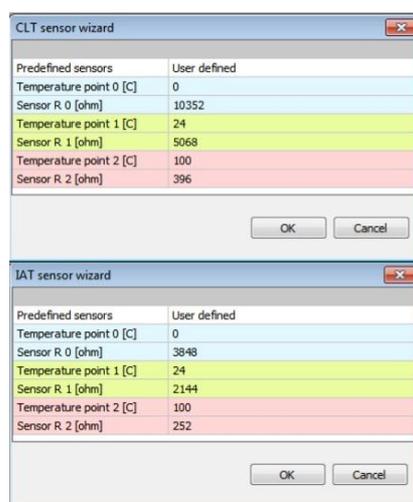


**Figura 50 – Processo de obtenção dos valores de resistência para o CLT e IAT às diferentes temperaturas.**

O sensor de temperatura do ar que entra na admissão encontra-se acoplado ao corpo da borboleta, sendo que a sua extremidade sensorial converte a temperatura do ar que por ela passa numa resistência, que por sua vez é associada a uma temperatura resultante de uma calibração. Os valores de resistência obtidos encontram-se na Tabela 4, sendo que com base nesses valores são geradas, automaticamente, curvas de calibração (Figura 52).

**Tabela 4 – Valores de resistência obtidos na calibração dos sensores de temperatura do ar de admissão e do líquido de arrefecimento.**

Temperatura [°C]	IAT [ $\Omega$ ]	CLT [ $\Omega$ ]
0	3848	10352
24	2144	5068
100	252	396



**Figura 51 – Janelas de definição do CLT (em cima) e IAT (em baixo).**

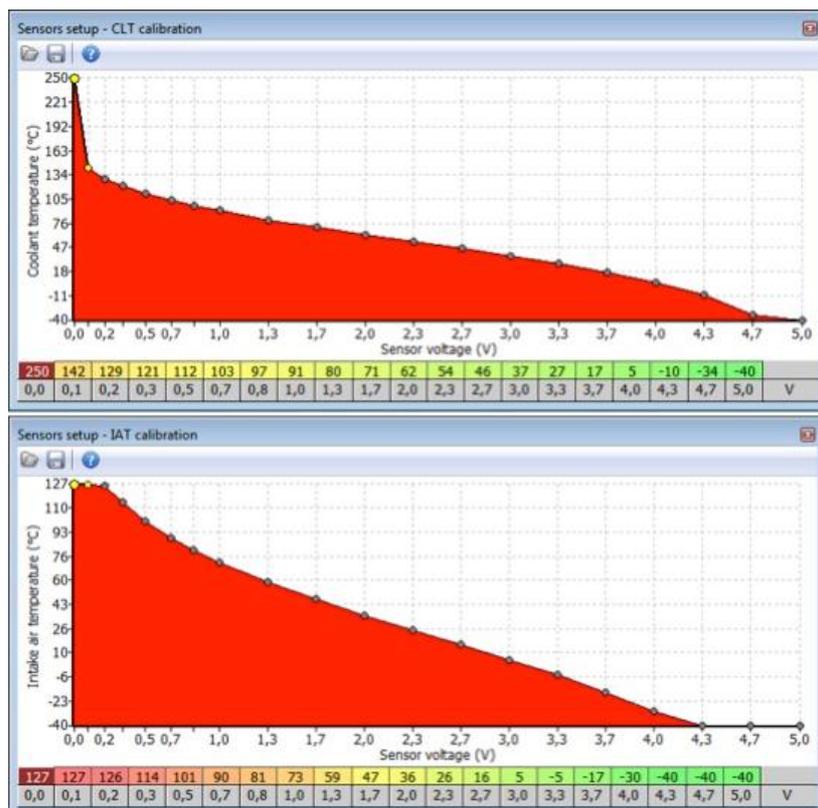
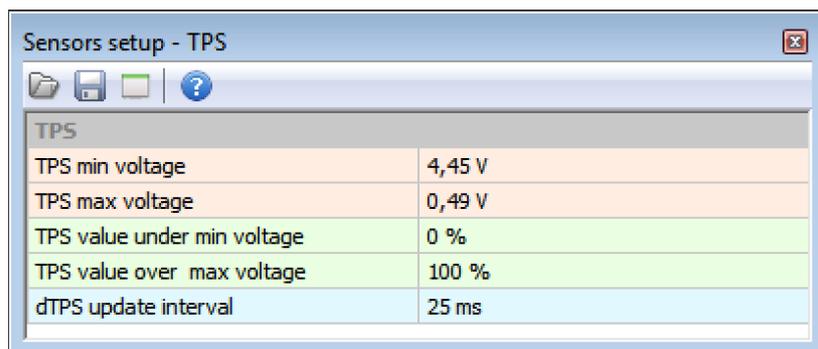


Figura 52 – Curvas de calibração do CLT (em cima) e do IAT (em baixo) obtidas automaticamente.

Os valores de resistência obtidos foram então introduzidos no *software* do controlador recorrendo à função “*User Defined*” (Figura 51).

### Sensor de Posição do Acelerador (TPS)

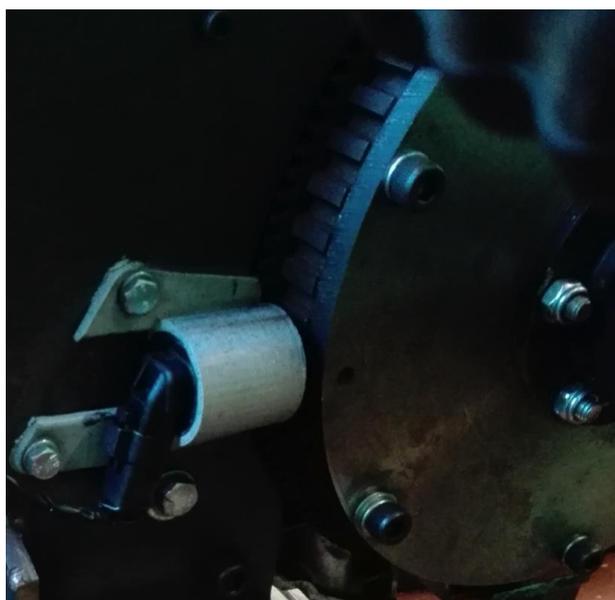
O sensor de posição do acelerador é um sensor que utiliza um potenciômetro cuja voltagem traduz a posição do acelerador, que se lê em percentagem. Este encontra-se acoplado ao corpo da válvula de borboleta e é solidário com esta, isto é, ao mesmo tempo que a válvula se abre, o potenciômetro roda, variando por isso a voltagem em função do valor da posição do acelerador. Quando este está completamente fechado, ou seja, a sua posição é 0%, o sensor lê uma voltagem de 4,45 V, enquanto que se estiver completamente aberto (100%), o sensor lê uma voltagem de 0,49 V. Na Figura 53 encontra-se a janela de definição destes parâmetros.



**Figura 53 – Janela de definição dos parâmetros do sensor de posição do acelerador.**

## **Sensor de Rotação da Cambota**

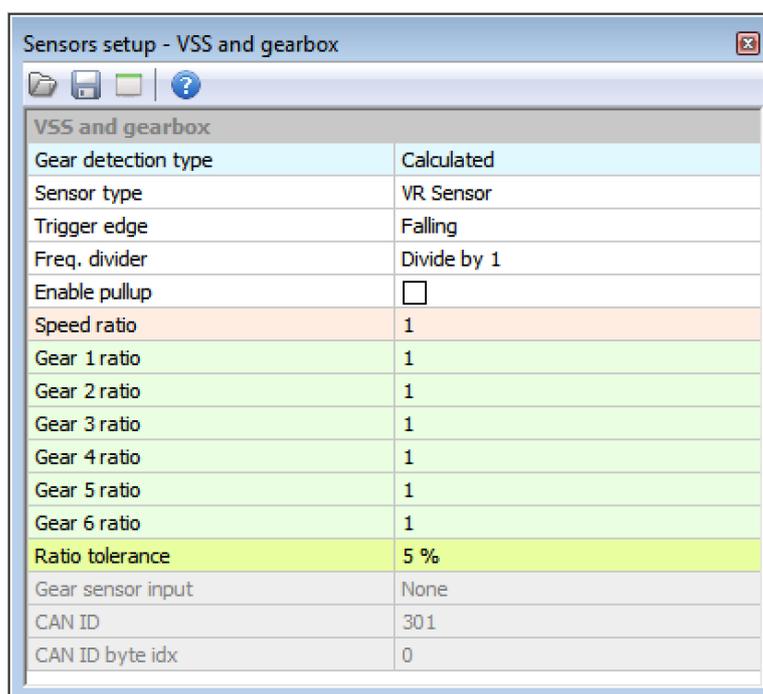
O sensor de rotação da cambota é de relutância variável (*VR – Variable Reluctance*). Este tipo de sensor é também designado por sensore magnético. Este é composto por um fio elétrico envolvendo um pólo magnético e não necessita de energia externa para o seu funcionamento, pelo que é apenas constituído por dois pinos, o de sinal e o *ground*. O sensor é normalmente colocado na proximidade do volante do motor (cujo topo é dentado) (Figura 54), pelo que mede a sua velocidade de rotação através de uma corrente induzida pela mudança do fluxo magnético criado pela passagem dos dentes do volante do motor. Por sua vez, esta corrente gera uma voltagem. No volante do motor existe, normalmente uma “falha” de dentes (normalmente 2) propositada, através da qual o sensor deteta a passagem de uma volta completa devido à maior mudança do fluxo magnético. [34]



**Figura 54 – Sensor de rotação da cambota acoplado ao apoio junto ao volante do motor.**

O sensor foi fixo num dos apoios junto ao volante do motor recorrendo a uma peça modelada especificamente para este caso e obtida por impressão 3D (Figura 54).

Na programação deste componente no controlador foi necessário definir o tipo de sensor conforme a Figura 55, sendo que a relação de transmissão será sempre 1 uma vez que ao motor não se encontra acoplada a nenhuma caixa de velocidades. É de referir que este sensor é ainda utilizado para a definição do primeiro tempo de ignição, o que será abordado ainda neste capítulo.



**Figura 55 – Janela de definição dos parâmetros do sensor de rotação do motor.**

## **Injetores**

O motor em questão utiliza injeção de combustível multiponto, pelo que existem 4 injetores (um por cilindro) colocados perto das válvulas de admissão. Estes injetores são de alta impedância, de referência IWP006 (Figura 56), pelo que podem ser conectados diretamente ao controlador. Caso contrário, ou seja, se fossem injetores de baixa impedância, teriam de ser adicionadas resistências limitadoras de corrente (4,7 Ohm – 50W) a cada injetor. Na Tabela 5 podem ser consultadas as características técnicas do injetor. [35]

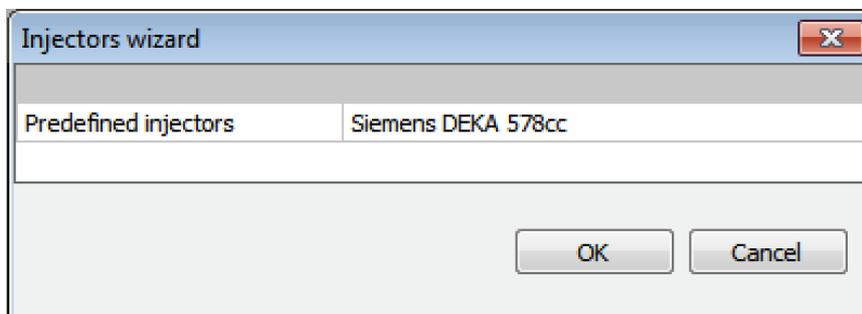
**Tabela 5 – Características técnicas do injetor [35].**

Caudal a 3 bar	226 cc/min
Pressão Máxima de Combustível	500 kPa
Faixa de Temperatura Operacional	-30 a 110 °C
Resistência	14,5 $\Omega$
Conector	2 Pinos

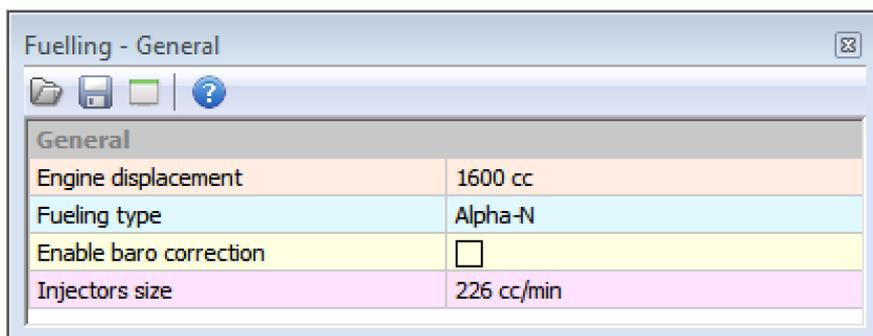


**Figura 56 – Injetor *IWP006* (esquerda) e conector (direita); 1 – Ground; 2 – 12 V.**

No que diz respeito à configuração dos injetores no controlador foi necessário, em primeiro lugar, definir os injetores predefinidos, os quais foram escolhidos com base na cilindrada de cada cilindro (aproximadamente 400 cm<sup>3</sup>), sendo que o mais próximo é o representado na Figura 57. Em segundo lugar foram definidos os parâmetros gerais (Figura 58). Seguidamente, foi necessário definir as fases de ação dos injetores, sendo que estas são combinadas com os eventos de ignição (Figura 59).

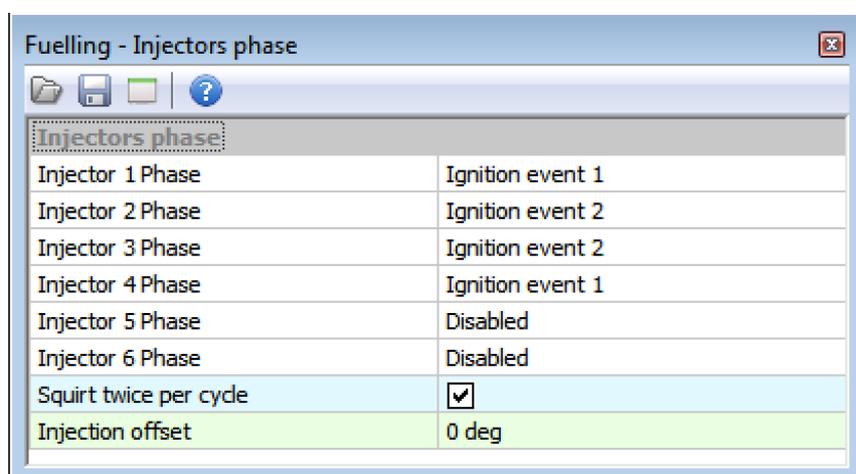


**Figura 57 – Janela de seleção dos injetores.**



**Figura 58 – Janela de definição dos parâmetros de injeção.**

O parâmetro “*Engine displacement*” corresponde à cilindrada do motor que neste caso é 1600 cm<sup>3</sup> (Figura 58). Quanto ao “*Fuelinf type*” foi escolhido “*Alpha-N*” uma vez que não foram utilizados sensores de massa de ar (MAF – *mass air flow*). *Alpha-N*, em termos simples, permite ao controlador saber a quantidade de combustível que deve fornecer dada uma certa posição do acelerador e uma certa rotação. Assim não é necessário saber qual a quantidade de ar que entra para o motor para determinar a quantidade de combustível a introduzir, pois o controlador memoriza os parâmetros introduzidos em antemão pelo operador. O parâmetro “*Injectors size*” é o valor de caudal dos injetores utilizados, que neste caso é 226 cc/min (Tabela 5).



**Figura 59 – Janela de definição dos eventos de injeção.**

O motor é constituído por 4 cilindros em linha. Numerando os cilindros de 1 a 4 podem definir-se 4 eventos de ignição, sendo que a sua ordem se rege pela Tabela 6 (neste caso a sequência em relação aos números dos cilindros seria: 1-3-4-2). Como se irá verificar a seguir, o módulo de ignição é composto por duas bobinas. Cada uma delas é responsável pelo fornecimento de energia a duas velas.

A bobina 1 fornece energia às velas 1 e 4 (extremidades), enquanto que a bobina 2 fornece energia às velas 2 e 3 (centrais). Considerando a sequência referida (1-3-4-2), pode definir-se que o evento de ignição 1 ativará a bobina 1 (para o cilindro 1), o evento de ignição 2 ativará a bobina 2 (para o cilindro 3), o evento de ignição 3 ativará a bobina 1 (para o cilindro 4) e por fim, o evento de ignição 4 ativará a bobina 2 (para o cilindro 2) novamente.

As fases dos injetores são definidas pelos eventos de ignição, ou seja, os injetores 1, 2, 3 e 4 (correspondendo aos cilindros 1, 2, 3, e 4, respetivamente) fornecerão combustível para a admissão de cada cilindro de acordo com estes mesmos eventos. No cilindro 1 o combustível é injetado em fase com o evento de ignição 3 (que utiliza a bobina 1). No cilindro 2 o combustível é injetado em fase com o evento de ignição 2 (que utiliza a bobina 2). No cilindro 3 o combustível é injetado em fase com o evento de ignição 4 (que utiliza a bobina 2). Por fim, no cilindro 4 o combustível é injetado em fase com o evento de ignição 1 (que utiliza a bobina 1). Assim a injeção é efetuada o mais próximo possível dos tempos de admissão dos 4 cilindros, sendo que os eventos de ignição ocorrem no tempo de compressão (Tabela 6).

Para melhor compreensão dos parâmetros definidos no “*Fueling – Injectors Phase*”:

Evento de ignição 1 – cilindro 1 – bobina 1

Evento de ignição 2 – cilindro 3 – bobina 2

Evento de ignição 3 – cilindro 4 – bobina 1

Evento de ignição 4 – cilindro 2 – bobina 2

Fase injetor 1 – evento de ignição 3 = evento de ignição 1

Fase injetor 2 – evento de ignição 2 = evento de ignição 4

Fase injetor 3 – evento de ignição 4 = evento de ignição 2

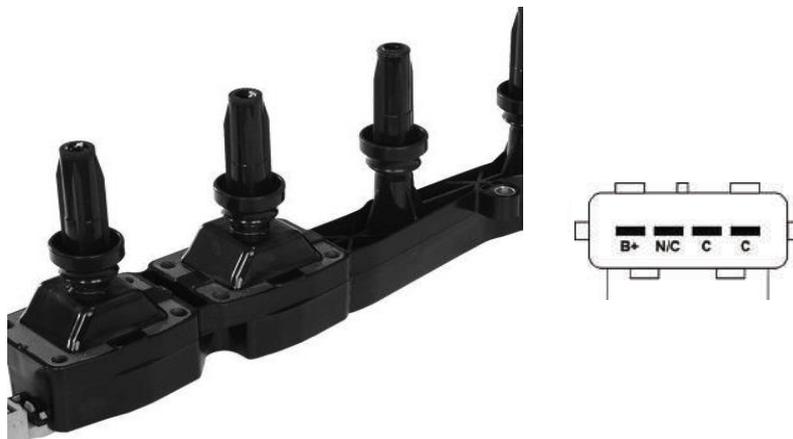
Fase injetor 2 – evento de ignição 1 = evento de ignição 3

**Tabela 6 – Ordem de funcionamento do motor de 4 cilindros em linha. [36]**

	<b>Cilindro 1</b>	<b>Cilindro 2</b>	<b>Cilindro 3</b>	<b>Cilindro 4</b>
1ª meia volta	Expansão	Escape	Compressão	Admissão
2ª meia volta	Escape	Admissão	Expansão	Compressão
3ª meia volta	Admissão	Compressão	Escape	Expansão
4ª meia volta	Compressão	Expansão	Admissão	Escape

## **Módulo de Ignição**

O módulo de ignição utilizado é da marca *Valeo* com o número de série: 2526182B (Figura 60 – esquerda). Este é composto por duas bobinas, sendo cada uma delas responsável pelo fornecimento de energia a duas velas de ignição. A bobina da extremidade transmite energia à própria vela e à da outra extremidade, portanto a outra bobina transmite energia às duas velas do centro. O conector é composto por quatro pinos, sendo um ligado diretamente à bateria, um é inutilizado e os outros dois são ligados a cada uma das bobinas responsáveis pelo fornecimento de energia às velas (Figura 60 – direita). Para a verificação das ligações dos fios das bobinas, foi realizado um processo experimental com recurso a uma fonte de tensão (bateria) para que fosse possível visualizar as faíscas diretamente nas velas ligadas ao módulo com o intuito de verificar qual dos fios correspondia a cada bobina. [37]



**Figura 60 – *Coil* de ignição Valeo (esquerda) e conector (direita); B+ – positivo da bateria; N/C – não conectado; C – *Coil*. [37]**

Seguidamente passou-se à configuração no controlador. Em primeiro lugar define-se o tipo de bobinas (Figura 61), que neste caso libertam duas faíscas por ciclo com uma corrente de 5A e energia de 34,5 mJ. De seguida, o motor é colocado no “ponto”, sendo que este consiste em o cilindro 1 se encontrar no ponto morto superior no tempo de ignição desse mesmo cilindro, ou seja, sem haver cruzamento de

válvulas e o no tempo subsequente ser aberta a válvula de escape. Isto serve para se definir quando será lançada a primeira faísca pela bobina de ignição, sabendo o controlador que o motor está no “ponto” pela posição do volante do motor em relação aos dentes em falta (Figura 62).

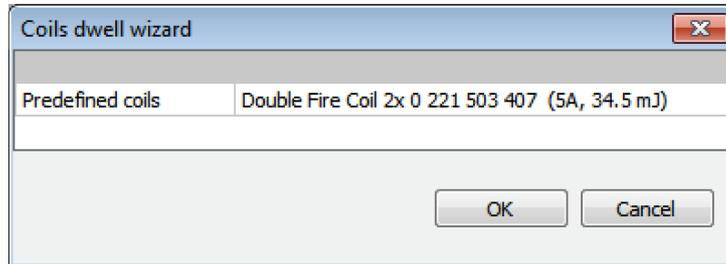


Figura 61 – Janela de seleção do tipo de ignição.

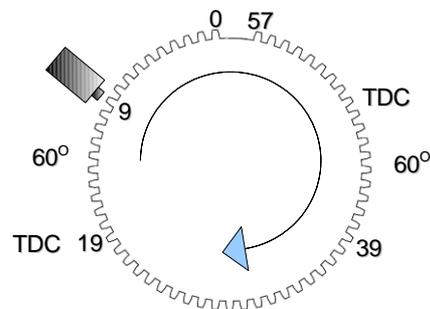
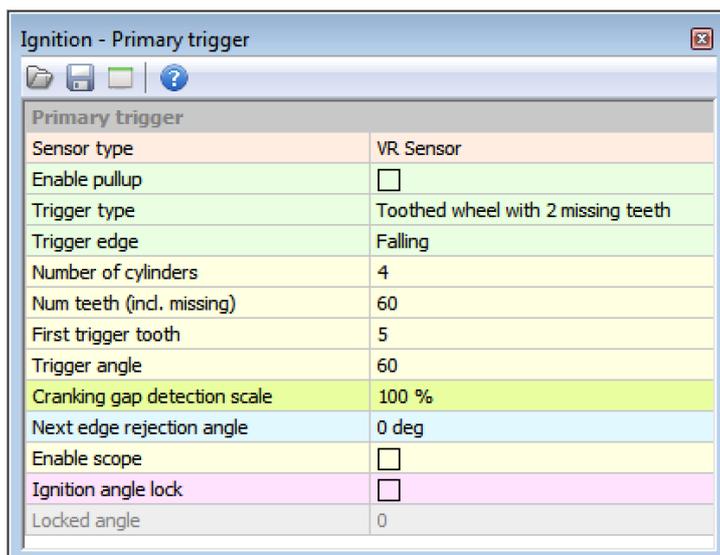


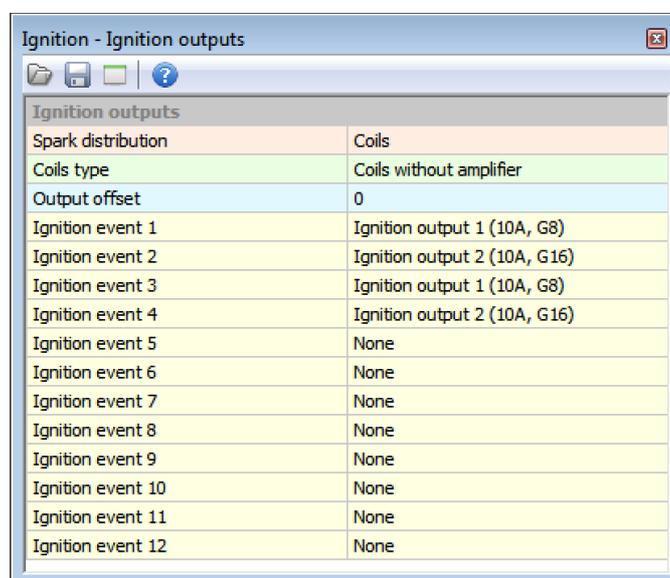
Figura 62 – Exemplo de configuração da ignição para volante do motor com 60-2 dentes. [32]

Uma vez no ponto, o volante do motor deve ser rodado entre 50 a 60° de forma a poder ser definido o primeiro dente em que se dará a primeira faísca. No caso do motor em estudo, o volante foi rodado 60° (*trigger angle*) sendo que a primeira faísca será solta no dente número 5 (*first trigger tooth*) a contar da falha dos dentes no volante do motor. O “*trigger angle*” é também o avanço de ignição máximo. Foram ainda definidos o número de cilindros (4) e o “*trigger type*” que é uma roda dentada com 2 dentes em falta. Os restantes parâmetros foram mantidos.



**Figura 63 – Janela de definição dos parâmetros da primeira ignição.**

Posteriormente são definidos os eventos de ignição subsequentes ao primeiro, que neste caso são eventos alternados, uma vez que os eventos de ignição alternam entre os cilindros das extremidades e os cilindros centrais, resultando assim em quatro eventos correspondentes aos quatro cilindros do motor, cada um estando num dos tempos do ciclo de 4 tempos (Figura 64).



**Figura 64 – Janela de definição dos eventos de ignição.**

Os “*ignition output 1*” e “*ignition output 2*” correspondem às bobina 1 e bobina 2, respetivamente, pelo que a bobina 1 é responsável pela ignição dos cilindros 1 e 4 e a bobina 2 é responsável pela ignição dos cilindros 2 e 3. Sendo a ordem de ignição a seguinte: 1-3-4-2, os eventos de ignição serão:

Evento de ignição 1 – cilindro 1 – bobina 1 = “*ignition output 1*”

Evento de ignição 2 – cilindro 3 – bobina 2 = “*ignition output 2*”

Evento de ignição 3 – cilindro 4 – bobina 1 = “*ignition output 1*”

Evento de ignição 4 – cilindro 2 – bobina 2 = “*ignition output 2*”

### **Sonda Lambda**

A Sonda Lambda (Figura 65) é o sensor que mede o nível de oxigénio nos gases de escape, enviando um sinal à injeção electrónica do motor de modo a que este garanta a estequiometria da mistura ar/combustível admitida pelos cilindros se o operador assim o pretender. Quando esta quantidade é estequiométrica, o mostrador da Sonda tem o valor “1”. Se a mistura está rica, ou seja, a quantidade de combustível é superior à necessária para queimar todo o ar disponível, o valor mostrado é inferior a “1”. Caso contrário, ou seja, se a mistura for pobre (combustível a menos), o valor mostrado é superior a “1”.



**Figura 65 – Sonda *Lambda* acoplada no coletor de escape.**

No que diz respeito à configuração deste componente, é apenas necessário definir o tipo de sensor (Neste caso é um *Wide band* – LSU 4.2 da Bosh), o tipo de combustível e os parâmetros dos controladores PID (*Proportional, Integral, Derivative*), que já se encontravam definidos *a priori* pelo

controlador (Figura 66). No entanto foi necessário a utilização de um multímetro para medir a resistência entre o pino 2 e o 6 de forma a definir o valor “*Rcal*” (valor da resistência de calibração do sensor). [38]



**Figura 66 – Janela de definição dos parâmetros da sonda *lambda*.**

## **Sensor de *Knock***

O sensor de *Knock* (Figura 67) é um componente importante, uma vez que permite ajustar os avanços de ignição do motor evitando a ocorrência deste fenómeno. *Knock* é uma combustão em massa de parte da mistura ar/combustível que geralmente acontece após o início de uma combustão normal. Este é uma forma de auto-ignição de uma parte da mistura, na qual as condições de temperatura são superiores às de ignição espontânea do combustível, e caracteriza-se por velocidades de propagação de chama excessivamente elevadas e por um ruído metálico vulgarmente conhecido por “grilar”. O “*knock*” pode resultar de vários fatores. A pré ignição ocorre, geralmente, em motores com algum uso e é iniciada por um ponto quente, usualmente um depósito carbonoso ou os elétrodos da vela, quando o nível térmico é mais elevado que o indicado.

Além disto, no “*knock*”, as velocidades de chama e de propagação da pressão são iguais, o que ocasiona o aumento brutal de pressão local e ondas de pressão elevadíssimas. Estas ondas de choque são responsáveis pelo barulho e vibrações características. Com o grande aumento de pressão, a temperatura aumenta excessivamente, pondo em risco os materiais, principalmente dos pistões.

O *knock* pode ser evitado (ou minimizado) pelo abaixamento da taxa de compressão, pela melhoria da resistência à detonação do combustível (maior índice de octano), pelo arrefecimento da mistura e ainda pela redução do avanço da ignição. [36]

O sensor de *Knock* é um elemento normalmente utilizado em motores para detetar a ocorrência deste fenómeno, sendo que o que deteta são ondas de pressão vibratórias, ou somente vibrações. O sensor é constituído por um elemento piezocerâmico e uma massa sísmica, sendo que deve ser acoplado ao bloco do motor num local próprio através de um parafuso com um binário de aperto específico. Quando este deteta vibrações de acordo com a frequência à qual é sensível, a deformação da massa sísmica envia um pequeno sinal elétrico (onda sinusoidal variável entre 2 e -2 volts) para a unidade de controlo, a qual amplifica este sinal e automaticamente reduz o avanço da ignição. Os sensores podem ser instalados em cada cilindro, pelo que é possível detetar o fenómeno de “*knock*” em cada um deles e o controlador atua separadamente na redução do avanço de ignição de um só cilindro (se esse for o caso). [39], [40]



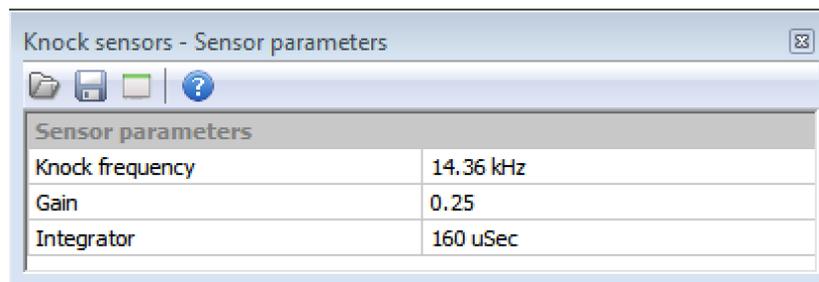
**Figura 67 – Sensor de *Knock*.** [40]

Na interface do controlador, os parâmetros do sensor (Figura 68) são definidos. Para os parâmetros foi definida uma frequência baseada na frequência ressonante característica do motor, um ganho, que determina a voltagem máxima do sensor sem *knock*, que não deve exceder 3 V e um integrador de tempo que define o intervalo em que o sensor envia valores para o controlador. A frequência ressonante característica do motor é frequentemente calculada sabendo o diâmetro dos cilindros:

$$f_2 = \frac{3600}{\pi * d} \quad (7)$$

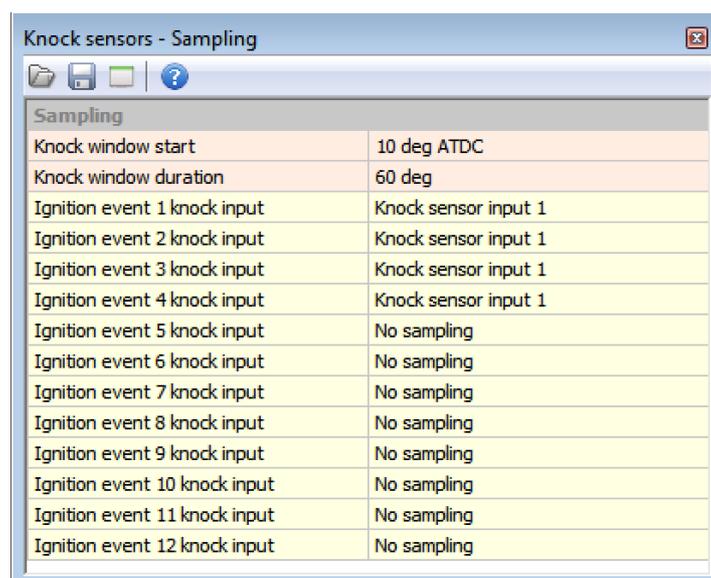
sendo  $d$  o diâmetro de um cilindro. [41]

O diâmetro de cilindro do motor em estudo é de 79 mm, pelo que a frequência será 14,51 kHz. A frequência disponibilizada na lista do controlador mais próxima deste valor é a mostrada pela Figura 68 (14,36 kHz).



**Figura 68 – Janela de definição de parâmetros do sensor de *Knock*.**

Ainda na interface do controlador, são definidos os momentos em que o sensor é ativado (Figura 69). Neste caso, o sensor é ativo a 10 graus depois do ponto morto superior, estando ativo durante 60 graus. O “*knock*” ocorre geralmente após o PMS (Figura 70), o que justifica a escolha dos valores introduzidos. Uma vez que o motor é composto por apenas 4 cilindros, apenas um sensor é necessário, pois apenas ocorre uma explosão de cada vez, pelo que vai atuar cada vez que existe um tempo de ignição em cada um dos cilindros.



**Figura 69 – Janela de definição do modo de atuação do sensor de *Knock*.**

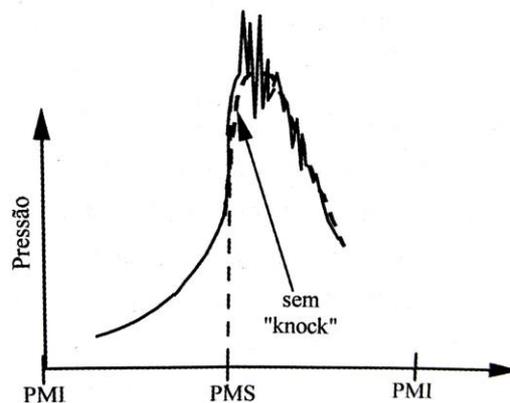


Figura 70 – Ocorrência de “knock” [36].

### **Tabela da Eficiência Volumétrica (VE – Volumetric Efficiency)**

Eficiência volumétrica pode define-se como a relação entre a quantidade de ar que, em cada ciclo entra para o motor e a que lá caberia. A sua capacidade depende da sua cilindrada, ou seja, do volume geométrico de cada cilindro. Na maioria dos casos, um rendimento não excede a unidade, porém, neste caso, o volume de ar que entra nos tempos de admissão de cada cilindro pode exceder o volume que lá caberia para uma certa gama de rotações, uma vez que o ar é um fluido compressível e os efeitos inerciais na condução de admissão podem ser vantajosos. A eficiência volumétrica pode então ser calculada pela seguinte fórmula

$$e_{vol} = \frac{\text{volume de ar entrado em cada ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho V_V N} \frac{T}{2} \quad (8)$$

em que  $\dot{m}_{ar}$  é o caudal mássico de ar em kg/s,  $\rho$  é a massa volúmica em kg/m<sup>3</sup>,  $V_V$  é o volume varrido em m<sup>3</sup>,  $N$  é a velocidade de rotação em rot/s e  $T$  é o número de tempos do motor. [36]

A quantidade de combustível que é injetada para o motor é diretamente proporcional à quantidade de ar que é admitido pelos cilindros logo, ajustando os valores de eficiência volumétrica é automaticamente ajustada a quantidade de combustível consoante a carga do acelerador e a rotação do motor. Estes valores foram atribuídos um a um de forma a que a mistura fosse estequiométrica. A estequiometria foi garantida pela observação do retorno da sonda *lambda* cujo valor do mostrador deverá ser 1 para todos os pontos. A Figura 71 representa a tabela de eficiência volumétrica na

interface do controlador em que no eixo dos  $xx$  está a carga do acelerador (de 0 a 100%) e no eixo dos  $yy$  está a rotação do motor.

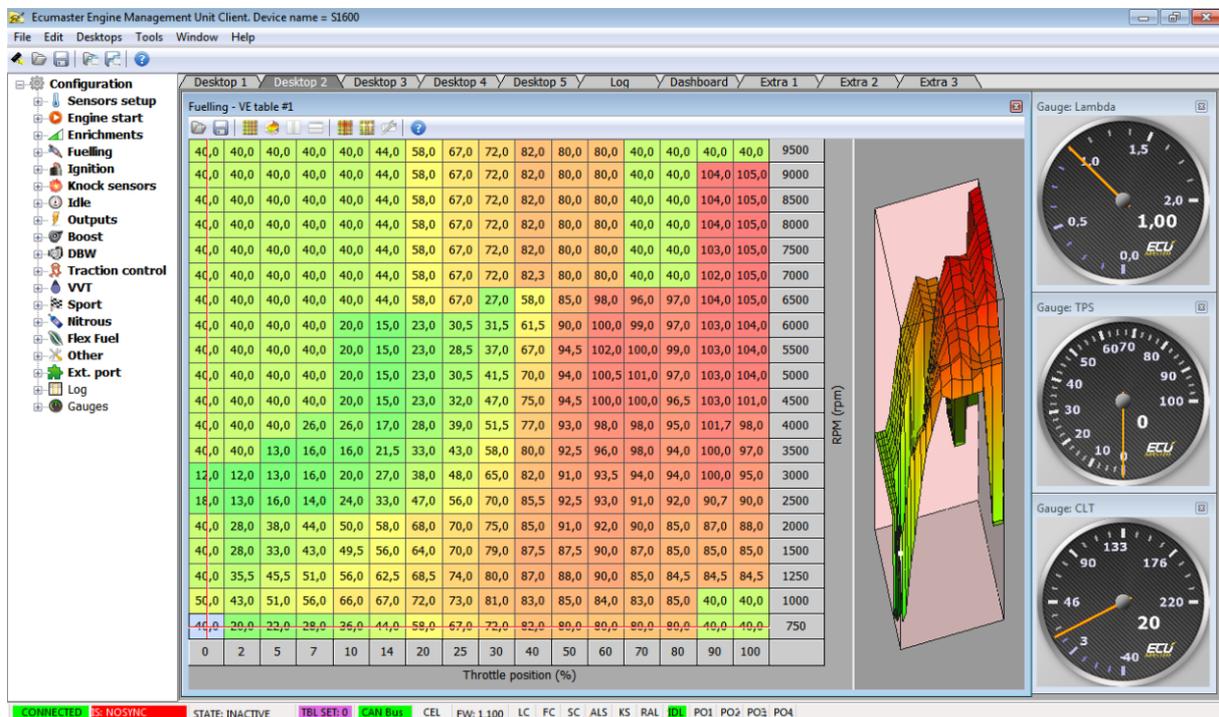


Figura 71 – Tabela de eficiência volumétrica em relação à carga do acelerador e rotação do motor.

O mapeamento desta tabela foi feito para todas as cargas de acelerador nas abcissas e para toda a gama de rotações das ordenadas até às 6500 rpm. Isto foi obtido recorrendo ao controlador do freio dinamométrico, no qual se define uma rotação referência à qual o freio mantém o motor, alterando os valores de eficiência volumétrica até que no mostrador da sonda *lambda* o valor fosse igual à unidade. Pode ainda verificar-se na Figura 71 que os valores de eficiência volumétrica, ainda que não linearmente, aumentam consoante o aumento da rotação e da posição do acelerador.

### Tabela Avanço da Ignição

O avanço da ignição define-se como os graus de cambota antes do pistão atingir o ponto morto superior no seu tempo de explosão, ou seja, momentos (ou uma quantidade de graus de cambota) antes do pistão atingir o ponto morto superior, em que a vela solta a faísca de ignição. Este avanço é importante na medida em que permite o motor atingir o binário máximo instantâneo do ciclo (MBT – *Maximum Brake Torque*) que este consegue produzir a sensivelmente 10° após o PMS Figura 72. Posto isto, o avanço deve ser tanto maior quanto maior for a rotação do motor e tanto mais pequeno

quanto maior for a carga do acelerador. Isto acontece porque quanto maior for a carga do acelerador, maior será o enchimento do cilindro, ou seja, implica uma maior eficiência volumétrica, pelo que o avanço deve ser mais pequeno de forma a evitar a auto-detonação da mistura (antes do tempo). E, quanto maior for a rotação do motor, maior é a velocidade de subida e descida dos pistões pelo que o avanço deve ser maior com o incremento desta velocidade, também para haver tempo que a combustão se dê.

Na Figura 73 pode visualizar-se o mapa elaborado na interface do controlador, o qual respeita as teorias ditadas anteriormente.

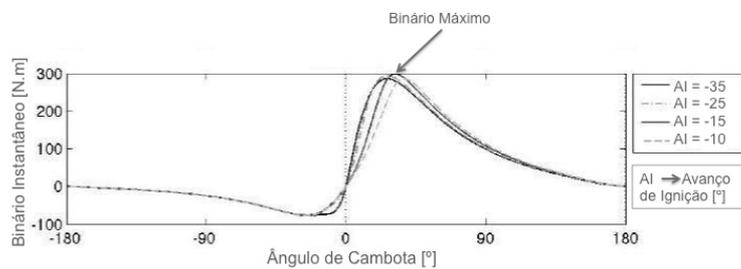


Figura 72 – Binário máximo instantâneo para diferentes avanços de ignição [42].

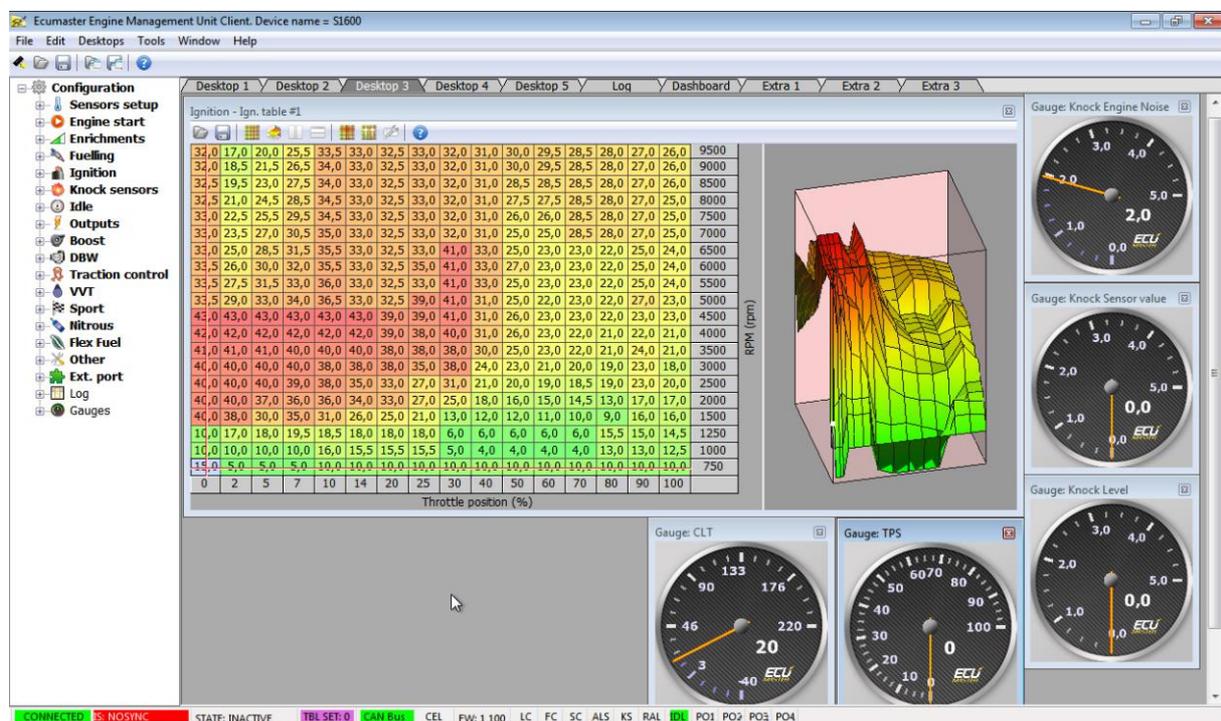


Figura 73 – Tabela do avanço de ignição em relação à carga do acelerador e rotação do motor.

Os valores de avanço de ignição foram definidos pela observação dos valores de binário retornados pelo freio dinamométrico. Como já referido, este trava o motor a uma rotação de referência, à qual o motor se mantém. A partir disso, os valores de avanço são aumentados de até se obter o máximo valor de binário observado sem que ocorra auto-detonação (*knock*) da mistura. Este efeito é observado nos indicadores do lado direito do mapa de ignição e que indicam quando o nível de vibração do motor, nível este que não deve ultrapassar a unidade. Caso ultrapasse, existe ainda um indicador no fundo do ecrã com as iniciais KS (*knock sensor*) que fica preenchido com a cor vermelha no caso de haver “*knock*”. [38]

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

No que diz respeito aos resultados experimentais, foram realizados diversos testes, tanto no fluxómetro como no freio dinamométrico.

No fluxómetro foram realizados testes com a conduta original (CO) e com a conduta alargada (CA), sendo que nesta última existem ainda as variações com sede de válvula original (SO), sede maquinada (SC) (Figura 74) e com sede maquinada mais Dimpling (D) (Figura 75). Para além disso foram também realizados testes a três níveis de depressão diferentes, 28''H<sub>2</sub>O, 19''H<sub>2</sub>O e 10''H<sub>2</sub>O, ou seja, 28, 19 e 10 polegadas de coluna de água, que correspondem a 6968, 4728 e 2488 Pa. A maior depressão criada é cerca de 7% da pressão atmosférica (100 000 Pa).



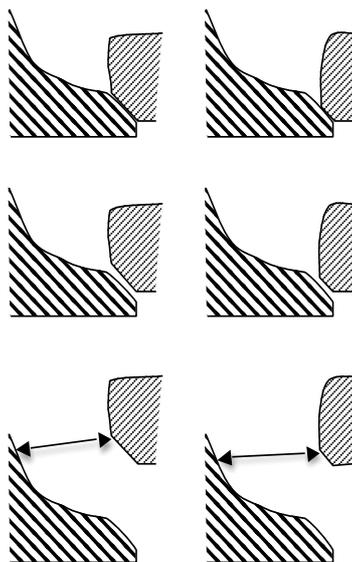
**Figura 74 – Parte inferior da culassa com diferentes níveis de alteração. Da esquerda para a direita – CO/SO; CA/SO; CA/SC; e CA/SC+D.**



**Figura 75 – Conduas da culassa com diferentes níveis de alteração. Da esquerda para a direita – CO/SO; CA/SO; CA/SC; e CA/SC+D.**

As condutas alargadas foram maquinadas numa máquina-ferramenta de comando numérico computadorizado (CNC), a qual retirou às condutas 2 mm de espessura de material por todo o perfil da conduta original. Esta tem então uma abertura de 4 mm no total, ou seja, em qualquer direção que se meça o perfil da conduta alargada, o valor terá sempre 4 mm a mais que a conduta original. A conduta original tem uma abertura de 46 mm (à entrada) enquanto que a alargada tem 50 mm.

A sede maquinada, em relação à original, tem apenas um diâmetro maior (Figura 76) Este permite que (como se irá verificar nos resultados obtidos) o caudal de ar para aberturas de válvula menores (até aproximadamente 4 mm) seja significativamente superior ao da conduta com as sedes de válvula originais e que a câmara de combustão fique melhor vedada. O facto de a área de contacto diminuir, provoca um aumento de pressão de contacto da válvula sobre a sede. Isto pode resultar numa diminuição do tempo de vida dos componentes, mas acarreta a vantagem de vedar melhor o interior do cilindro.



**Figura 76 – Corte de sede de válvula. Sede cortada (à direita).**

A Figura 77 representa a montagem da culassa no fluxómetro. No lado direito está a unidade de controlo com o software de aquisição de dados e o mecanismo em cima da culassa é o micrómetro com o motor de passo de controlo da abertura das válvulas.



**Figura 77 – Culassa montada no fluxômetro.**

No freio dinamométrico foram realizados testes de binário e potência com o motor completamente original e com as condutas de admissão alargadas com sedes de válvula maquinadas. Para além disso foram também realizados testes no freio com diferentes combustíveis como contribuição para um estudo de desenvolvimento de gasolina a partir de resíduos domésticos (biogolina). Para este estudo foi utilizado o motor com a culassa original, ou seja, sem as condutas alargadas.

### **5.1 Motor *Stock* VS Motor Alterado**

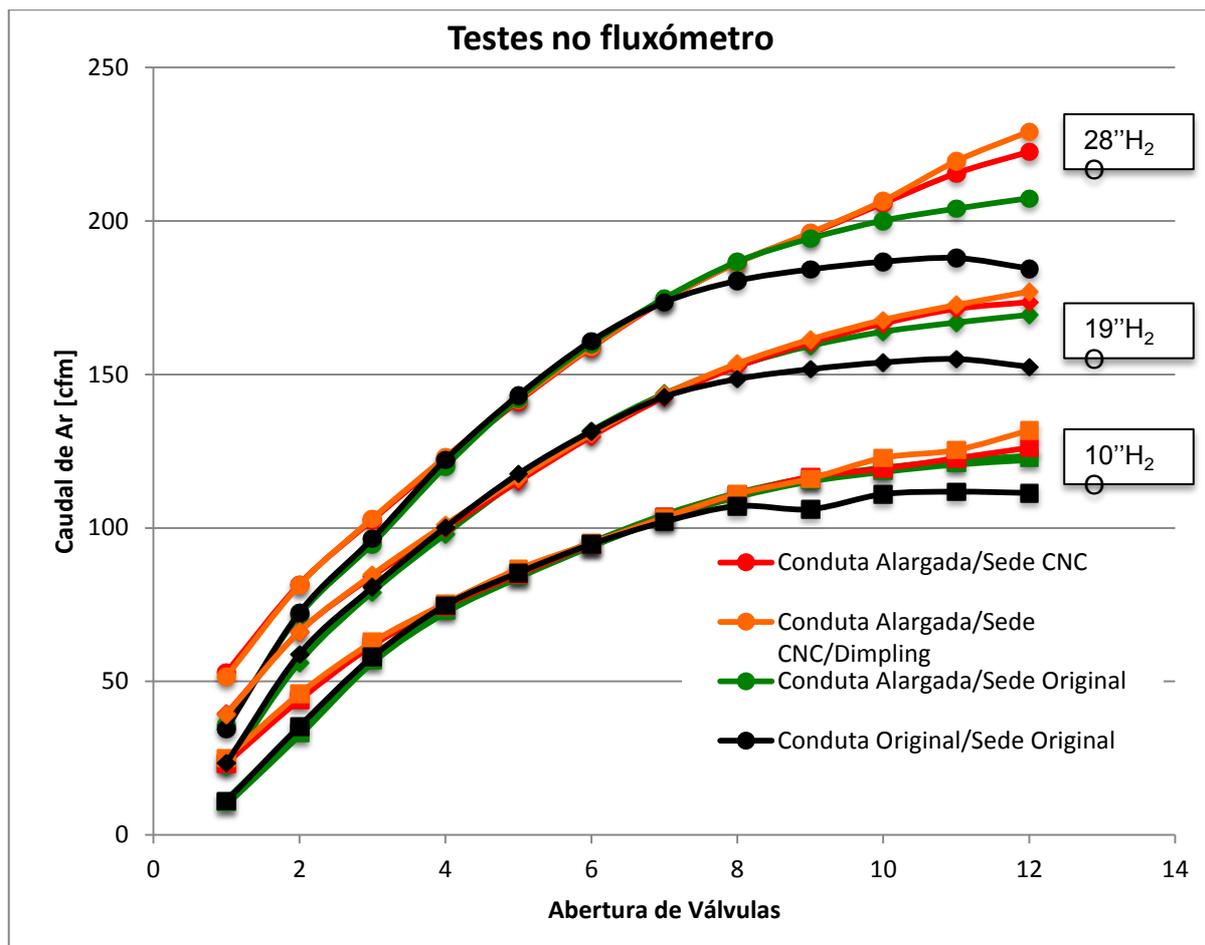
Com o motor no seu estado original, ou seja, sem qualquer alteração, foram realizados testes no fluxômetro para se verificar qual o caudal de ar que era escoado nas condutas originais com as válvulas e respetivas sedes também originais. No freio dinamométrico foram obtidos os valores de binário e potência com o acelerador totalmente aberto (do inglês *Wide Open Throttle* – WOT) para quatro combustíveis diferentes, sendo que todos são constituídos com uma maior percentagem de gasolina de Índice de Octano 95 (RON95 – *Research Octane Number*), gasolina esta que é a normalmente utilizada no motor em questão. A constituição dos combustíveis encontra-se descrita no subcapítulo subsequente referente aos ensaios no banco de potência.

No motor alterado, as condutas de admissão sofreram todas o alargamento de 4 mm referido anteriormente, sendo as sedes de válvula utilizadas, as alargadas também. Neste caso as curvas de caudal de ar e os valores de potência e binário foram obtidos para as mesmas condições (para as

diferentes depressões no fluxómetro e com acelerador na carga máxima no freio dinamométrico). O combustível utilizado foi gasolina RON95 simples.

#### 5.1.1 Testes no Fluxómetro

A Figura 78 representa as curvas de caudal volúmico de ar em todas as condutas medido em pés cúbicos por minuto (*cubic feet per minute* - cfm) para aberturas desde 1 mm até 12 mm a três valores de depressão distintas. As unidades cfm foram utilizadas por serem comumente aceites neste tipo de ensaios, em que 1 cfm corresponde a 28,3168 L/min (unidades do Sistema Internacional – S.I.). Os valores de abertura de válvula vão até aos 12 mm pela possibilidade de alteração das árvores de cames (que poderão efetuar aberturas até próximo deste valor), uma vez que as originais apenas efetuam aberturas de aproximadamente 9 mm. Os valores de depressão foram escolhidos com base no valor máximo que o fluxómetro permite (28''H<sub>2</sub>O), no valor que é usual aquando da realização deste tipo de teste nos Estados Unidos da América (10''H<sub>2</sub>O) e no valor intermédio entre os dois anteriores (19''H<sub>2</sub>O).

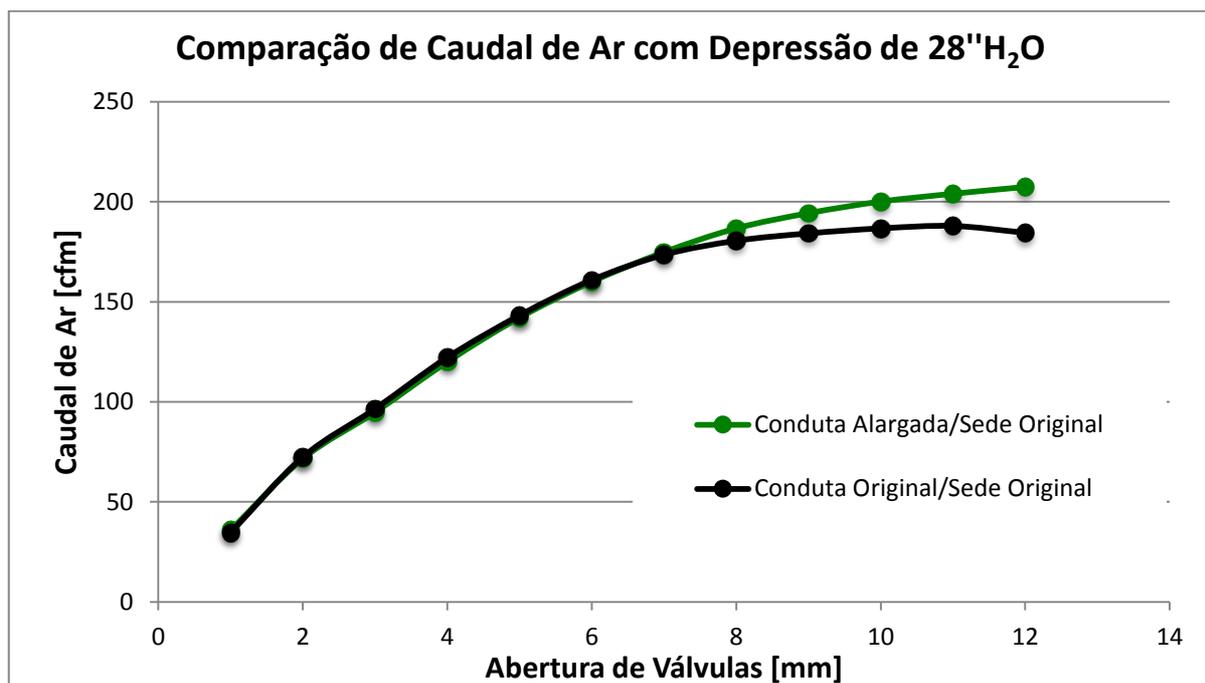


**Figura 78 – Caudal de ar em todas as condutas para as diferentes depressões de teste.**

Como se pode verificar, quanto maior for a depressão criada pelo dispositivo, maior será o caudal de ar produzido para toda a gama de abertura de válvula.

De notar que os resultados apresentados a seguir são todos referentes à depressão mais elevada (28''H<sub>2</sub>O) uma vez que é nesta que existem as diferenças mais significativas de todas as curvas obtidas.

Comparando os resultados obtidos na conduta alargada com sede de válvula original com os obtidos na conduta original com sede de válvula original (Figura 79), verifica-se que o caudal é praticamente igual até 7 mm de abertura de válvula. No entanto, aumenta consideravelmente a partir deste ponto (cerca de 5% para 9 mm de abertura de válvulas). Logo aqui fica demonstrado que o motor irá admitir uma maior quantidade de ar, uma vez que com a árvore de cames original a abertura de válvulas é aproximadamente 9 mm, valor para o qual o caudal de ar é claramente superior ao da conduta original.



**Figura 79 – Comparação de caudal de ar para a conduta original e conduta alargada, ambas com sede de válvula original.**

Ainda nos testes realizados no fluxómetro, podem agora comparar-se os resultados obtidos na conduta alargada com sede de válvula maquinada em relação à conduta original e à conduta alargada, ambas com sede de válvula original (Figura 80 e Figura 81, respetivamente).

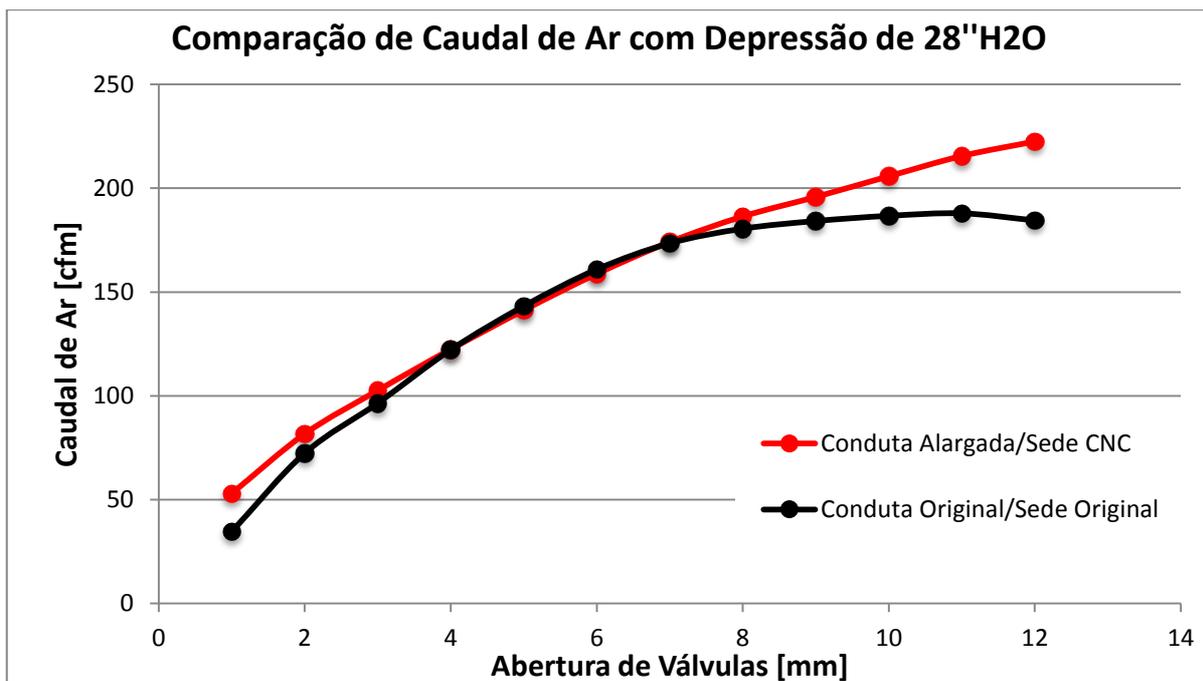


Figura 80 – Comparação de fluxo de ar para a conduta original/sede original e conduta alargada/sede maquinada.

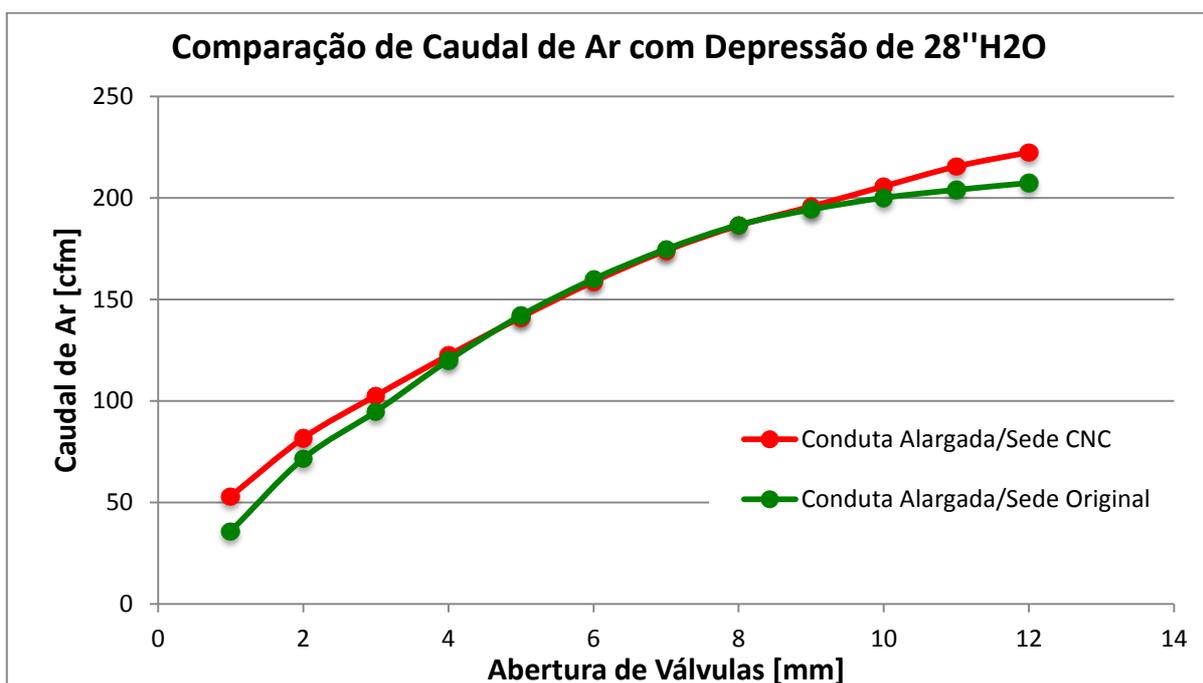
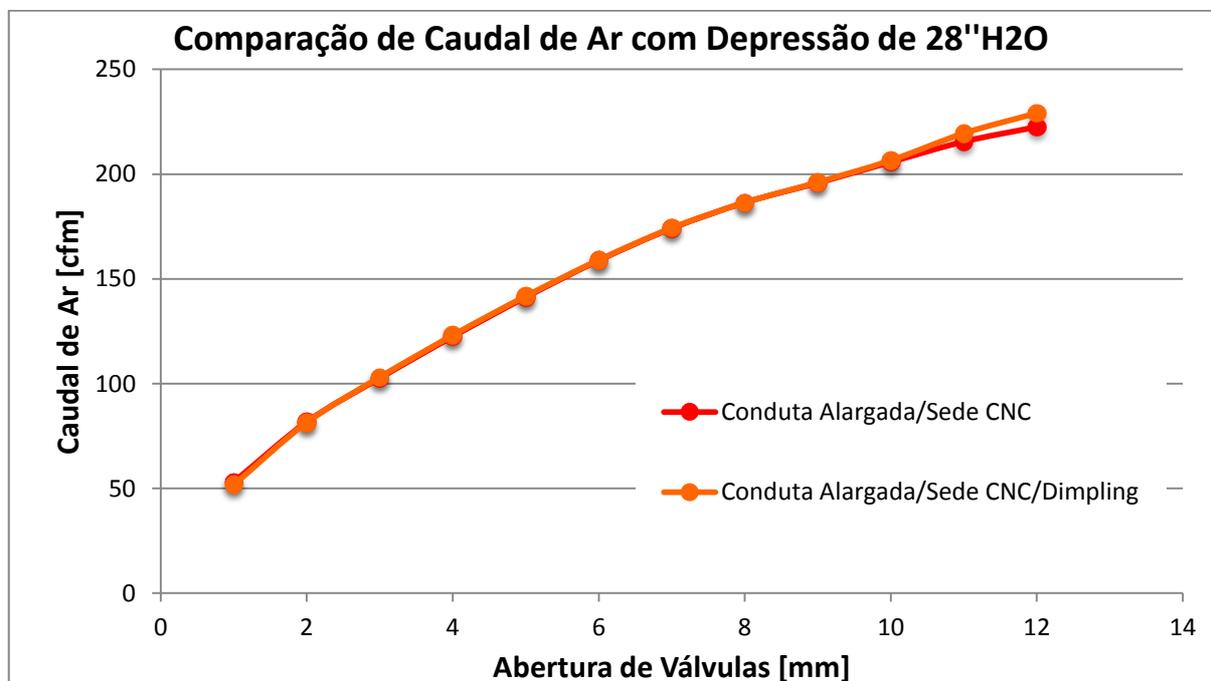


Figura 81 – Comparação de caudal de ar para a conduta alargada/sede original e conduta alargada/sede maquinada.

Como se pode verificar na Figura 80 e Figura 81, para aberturas de válvula até 4 mm, o caudal de ar é sempre maior na conduta alargada com sede maquinada em relação às outras duas curvas (um aumento de cerca de 53% do caudal para 1 mm de abertura de válvulas). Isto explica-se pelo facto de,

para aberturas menores, as perdas de carga são maioritariamente na zona da sede da válvula, pelo que a de maior diâmetro (maquinada) terá menos perdas, permitindo assim um maior caudal nessa gama de aberturas. No nível intermédio de abertura (entre 4 a 8 mm na conduta original e entre 4 a 9 mm na conduta alargada), o caudal mostra-se praticamente igual, sendo que volta a aumentar para aberturas de válvula maiores (de 8 a 12 mm), mesmo em relação à conduta alargada. Para uma abertura de válvulas de 9 mm há um ganho de cerca de 6% da conduta alargada com sede de válvula maquinada em relação à conduta original e um ganho de cerca de 3% em relação à conduta alargada com sede de válvula original. No caso de utilizarem árvores de cames que permitissem a abertura de válvulas até 12 mm, esta conduta teria um ganho de cerca de 20% em relação à conduta original e um ganho de cerca de 7% em relação à conduta alargada com sede de válvula original. Isto pode ser explicado pelo facto de que, com um maior diâmetro da sede o caudal tem maior área de passagem e então existe uma menor obstrução à passagem do ar.

Para além dos resultados anteriormente mostrados, foram ainda realizados testes referentes à conduta alargada com sede maquinada e com *Dimpling*. Estes resultados são comparados com os da conduta alargada com a mesma sede (Figura 82).



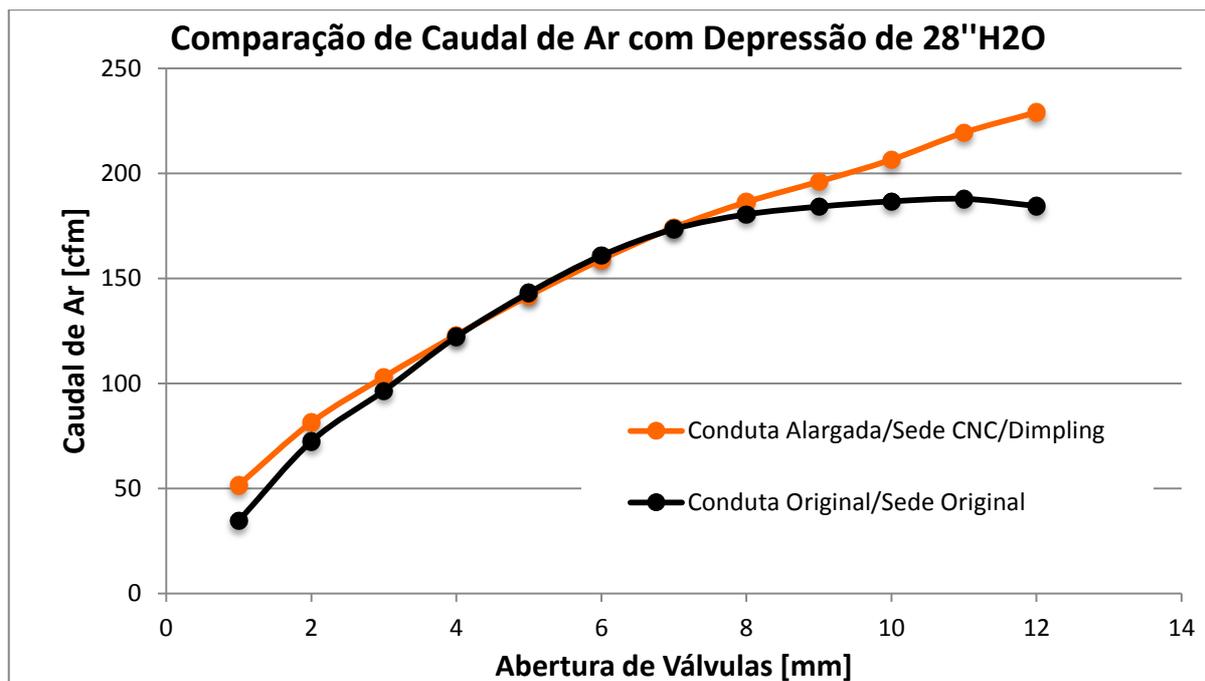
**Figura 82 – Comparação de caudal de ar para a conduta alargada/sede maquinada e conduta alargada/sede maquinada + Dimpling.**

Verifica-se neste caso que não existem benefícios com a utilização do *dimpling*, a não ser para aberturas de válvula a partir dos 10 mm. No entanto, as diferenças podem não ser significativas uma vez que se encontra na margem de incerteza de medição.

Em relação à conduta original, esta combinação de alterações mostra-se benéfica para pequenas e grandes aberturas de válvula, à semelhança da conduta alargada com sede maquinada. Os ganhos neste caso são de cerca de 49% para 1 mm de abertura de válvulas e de cerca de 6% para 9 mm de abertura. Posto isto, pode concluir-se que o *dimpling*, por si só, parece não influenciar o escoamento, porém os testes realizados são estáticos, pelo que não se podem comparar ao real funcionamento do motor com toda a segurança.

Fontes revelam que o *dimpling* pode ser benéfico na criação de turbulência, pelo que existe uma melhor mistura no escoamento permitindo que restos de combustível não se acumulem nas paredes das condutas. Além disso, um maior nível de turbulência é benéfico para a velocidade de propagação de chama tornando a combustão mais rápida. No entanto, a rugosidade aumentada tende a gerar uma maior perda de carga. Na Figura 83 pode verificar-se o caudal ar desta conduta em relação à original.

Dos resultados atrás apresentados não se deve descartar a hipótese de que o *dimpling* induza efeitos benéficos que não são captados pelo fluxómetro a funcionar em regime estacionário. De referir ainda que, por exemplo, ao abrir os motores com condutas incorporando *dimpling* pouco depois do seu uso, se nota que as condutas de admissão estão secas, ao contrário das condutas lisas, que se apresentam molhadas com combustível não queimado. Assim, o *dimpling* poderá ter o efeito de melhorar o rendimento de combustão por reduzir os hidrocarbonetos não queimados. Também poderão existir efeitos dinâmicos que a análise do fluxómetro não é capaz de contabilizar.



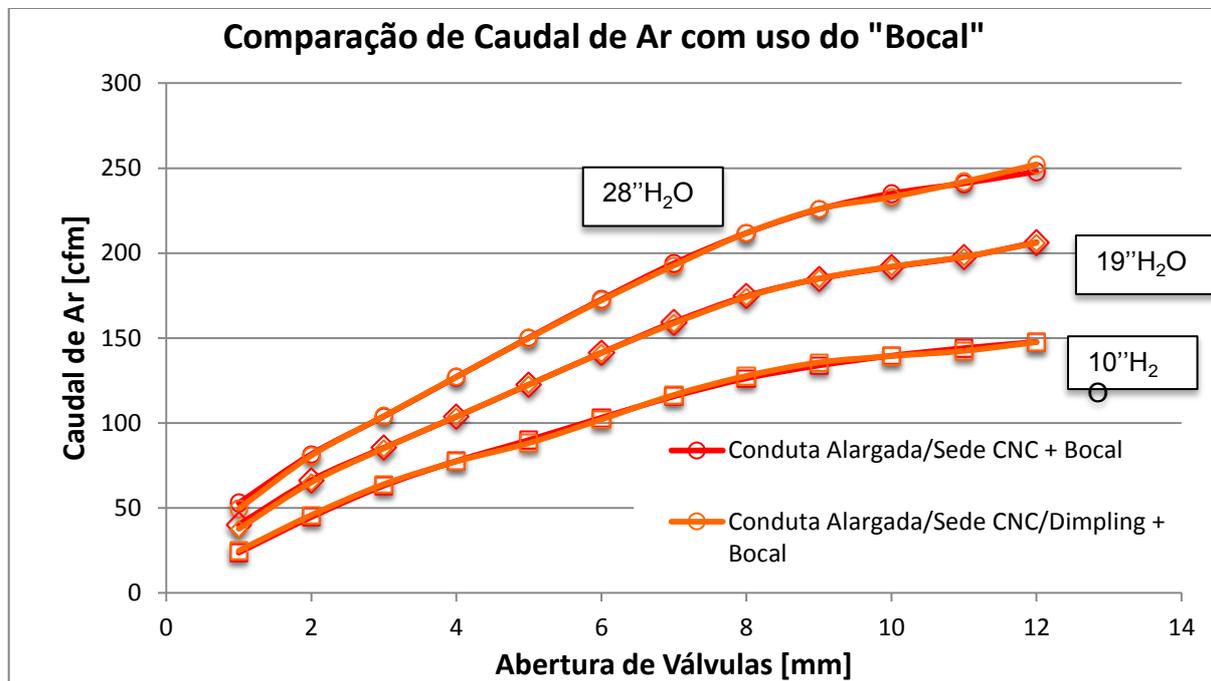
**Figura 83 - Comparação de caudal de ar para a conduta original/sede original e conduta alargada/sede maquinada + Dimpling.**

Por fim, foram ainda realizados testes recorrendo à utilização de um componente denominado por “*Bellmouth*”, que traduzido à letra do inglês, significa “boca de sino” (Figura 84). Para efeitos de descrição nos resultados, denominou-se de “bocal”. Com este componente verifica-se que o escoamento é mais fluído uma vez que cria uma área de entrada afunilada antes da entrada na própria conduta, eliminando assim o efeito de “*Vena Contracta*”. Isto resultou num aumento significativo de caudal de ar relativamente aos testes anteriores.



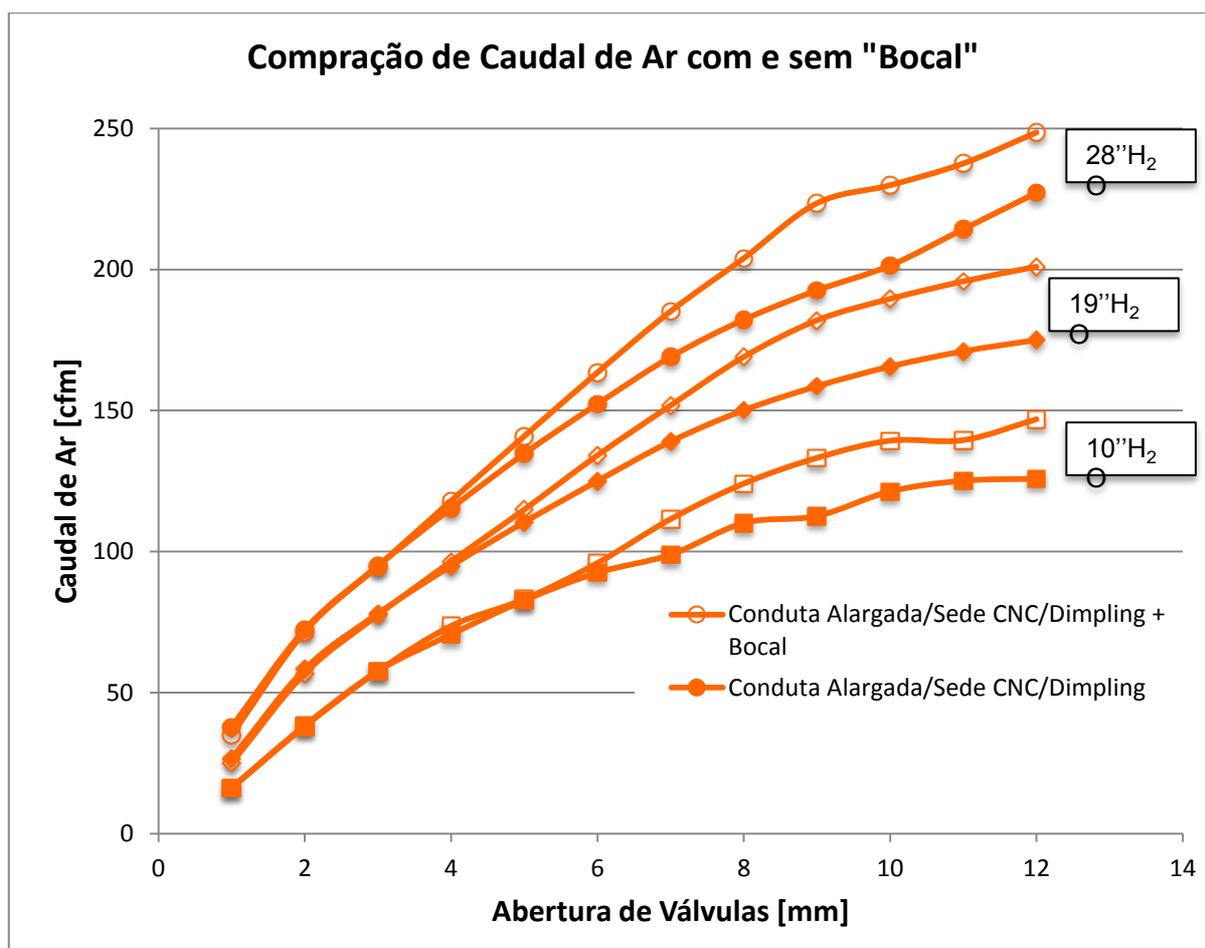
**Figura 84 – *Bellmouth* (bocal) obtido por impressão 3D.**

A Figura 85 compara os caudais obtidos com a utilização deste componente da conduta alargada e alargada com *dimpling*, ambas com sede maquinada para as três depressões de teste.



**Figura 85 – Comparação de caudal de ar com a utilização do bocal para as diferentes depressões de teste.**

Como se pode verificar (Figura 86), o caudal de ar máximo com a utilização do bocal é de aproximadamente 250 cfm, enquanto que o valor máximo obtido sem o bocal é aproximadamente 230 cfm. Isto significa que com o uso do bocal há um ganho de cerca de 9% no caudal de ar para 12 mm de abertura de válvulas. A partir de 3 mm de abertura de válvula, o valor de caudal com o bocal é sempre superior ao sem bocal para cada pressão de teste.



**Figura 86 – Comparação de caudal de ar com e sem bocal para as diferentes depressões de teste.**

### 5.1.2 Testes no Dinam metro

Os testes na bancada de potência foram realizados apenas para dois casos diferentes: conduta original e conduta alargada com sedes de válvula maquinadas. Em trabalhos futuros seria importante verificar as prestações do motor com as condutas de admissão dotadas do *dimpling*, no entanto não foi possível devido a esta altera o apenas ter sido feita numa das condutas  data de conclusão do trabalho. Na conduta alargada com sedes maquinadas não foi possível a obtenção de resultados fiáveis acima das 6000 rpm, uma vez que os valores de binário tinham oscilações na gama dos 10 N.m a partir desta rotação. Com esta altera o, o motor teria potencial de chegar a valores de binário e potência mais elevados do que os obtidos acima deste regime.

Assim sendo, os testes foram realizados entre as 2000 e as 6000 rotações por minuto (rpm) com incrementos de 500 rpm. Vários parâmetros (como tabela de eficiência volumétrica e tabela de avanço

da ignição) foram alterados na interface do controlador consoante o combustível utilizado e as condições atmosféricas do dia de teste.

O motor, no seu estado original foi testado com 4 combustíveis diferentes com percentagens em base mássica:

- Gasolina 95 (RON95);
- Gasolina 95 com 10% de Biogasolina (RON95+10BG);
- Gasolina 95 com 5% de Biogasolina e 5% de Etanol (RON95+5BG+5Eth);
- Gasolina 95 com 10% de Etanol (RON95+10Eth).

Para cada uma destas combinações de combustíveis foram realizados testes na bancada de potência em que foram analisados diversos parâmetros. Entre eles estão as curvas de binário e potência, os valores de eficiência volumétrica e avanço de ignição definidos na interface do controlador, os consumos específicos em gramas por segundo (g/s) e os rendimentos para cada velocidade de rotação do motor testada.

Os valores de binário foram obtidos pelo *software* de controlo do freio a cada 1 segundo, pelo que para cada velocidade rotação de teste foi calculada uma média dos valores na gama em que o binário se encontrava estabilizado.

Os valores de potência foram calculados recorrendo à seguinte equação:

$$P = \frac{2\pi n}{60} \times \frac{B}{1000} \quad (9)$$

Em que:

$P$  – potência em [kW];

$n$  – rotação em [rpm];

$B$  – binário em [N.m].

Para converter os valores de Watt para cavalos (cv), recorreu-se à seguinte:

$$P[cv] = \frac{P[kW]}{0,735} \quad (10)$$

Os valores de consumo foram obtidos pelos valores adquiridos (também pelo *software* de controlo do freio) a partir da balança de precisão.

O rendimento foi calculado tendo em conta os poderes caloríficos inferiores de cada combustível (Tabela 7) e a quantidade de combustível gasto para obter os valores de potência calculados. Assim, o rendimento pode então ser calculado por:

$$\eta = \frac{P}{C * (PCI_x * \% + PCI_y * \% + PCI_z * \%)} \quad (11)$$

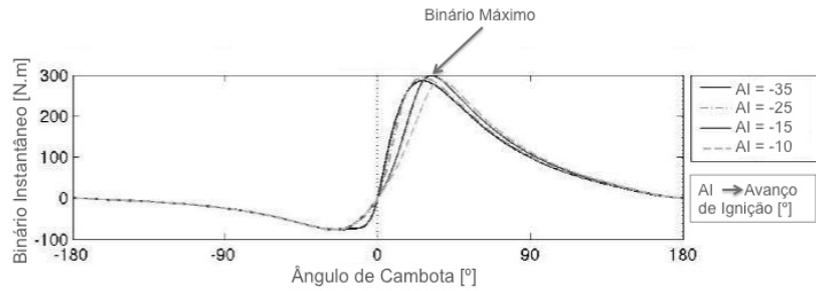
sendo que  $P$  é a potência em  $[kW]$ ,  $C$  o consumo em  $[g/s]$  e  $PCI$  os poderes caloríficos inferiores de cada combustível e respetiva percentagem na mistura formada.

**Tabela 7 – Características dos diferentes combustíveis utilizados [36].**

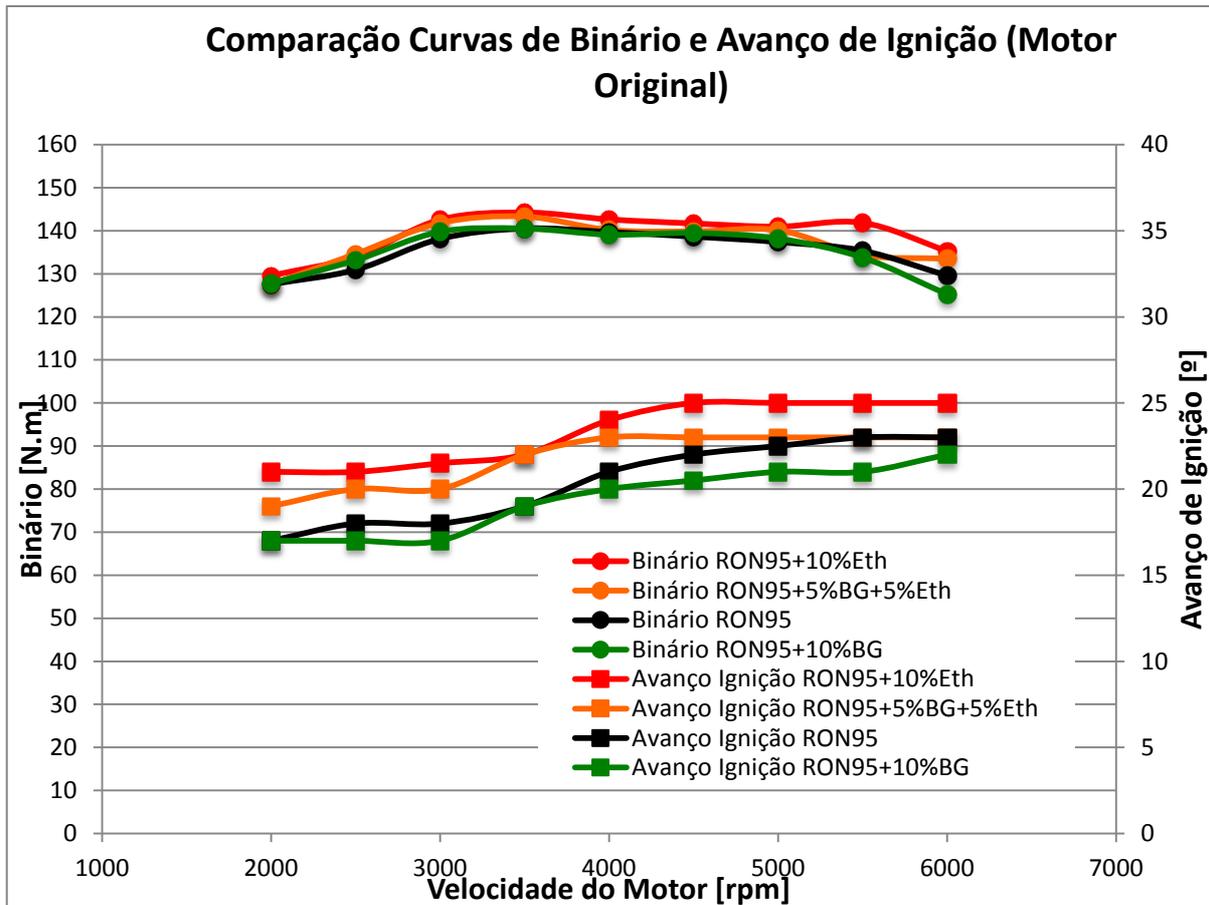
Combustível	A/F <sub>est.</sub>	PCI [MJ/kg]
Gasolina	~ 14,5	44
Biogasolina		38,21
Etanol	9,0	27

De notar que o valor do PCI da biogasolina foi estimado em laboratório pelo Engenheiro Luís Durão. Este obteve um valor médio do PCS (Poder Calorífico Superior) de 42,21 MJ/kg. A diferença entre o PCS e PCI da gasolina é de 4 MJ/kg, daí o valor do PCI da biogasolina ter sido estimado como  $42,21 - 4 = 38,21$  MJ/kg (Tabela 7).

Posto isto, passa-se agora à apresentação dos resultados obtidos. Na Figura 88 encontram-se representadas as curvas de binário e de avanço de ignição para os diferentes combustíveis. Sabe-se que quanto maior for o avanço de ignição, teoricamente, maior será o binário. No entanto, o avanço não deve ser de tal ordem exagerado, de forma a evitar o efeito de *knock* e que o máximo binário instantâneo aconteça 10 graus depois do ponto morto superior (*MBT – Maximum Brake Torque*) (Figura 87) [42].



**Figura 87 – Relação entre binário máximo instantâneo e ângulo de cambota para diferentes avanços de ignição. AI – Avanço de Ignição [42].**



**Figura 88 – Comparação das curvas de binário e avanço de ignição para os diferentes combustíveis.**

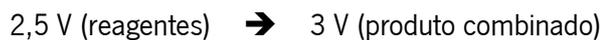
Pela Figura 88, verifica-se que as curvas de binário e avanço de ignição das misturas que contêm etanol são mais elevadas que as outras duas. A adição de apenas biogásolina à gasolina 95 não traz qualquer benefício em termos de binário, porém permite um avanço da ignição inferior em relação a esta. Por outro lado, com a adição de etanol verifica-se que há um acréscimo de binário em toda a gama de velocidades do motor e a ignição encontra-se também mais avançada. Isto pode ser explicado

pelo facto de que os álcoois (como o etanol e metanol), em comparação com a gasolina, necessitam de uma menor quantidade de ar para obter a estequiometria (A/F menor – Tabela 7). Isto resulta num aumento da quantidade de combustível injetado para poder ser queimado todo o combustível com a quantidade de ar disponível, originando também um consumo superior (Figura 92). Havendo mais combustível injetado, a energia será maior, resultando assim em valores de binário e potência também maiores.

Quando álcoois entram em combustão, aumentam de volume, ou seja, passam de 2,5 “partes” para 3, enquanto que a gasolina passa de 2,5 “partes” para 2, como se pode verificar pela reação química que acontece (para o metanol – ignorando o azoto do ar) segundo as equações seguintes:



Ou seja, em termos de volume de gás



Já para a gasolina (considerando a fórmula  $CH_2$  – hidrocarboneto)



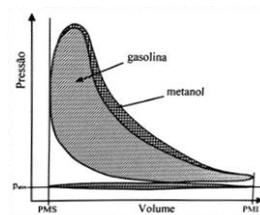
Que em termos de volume de gás corresponde a



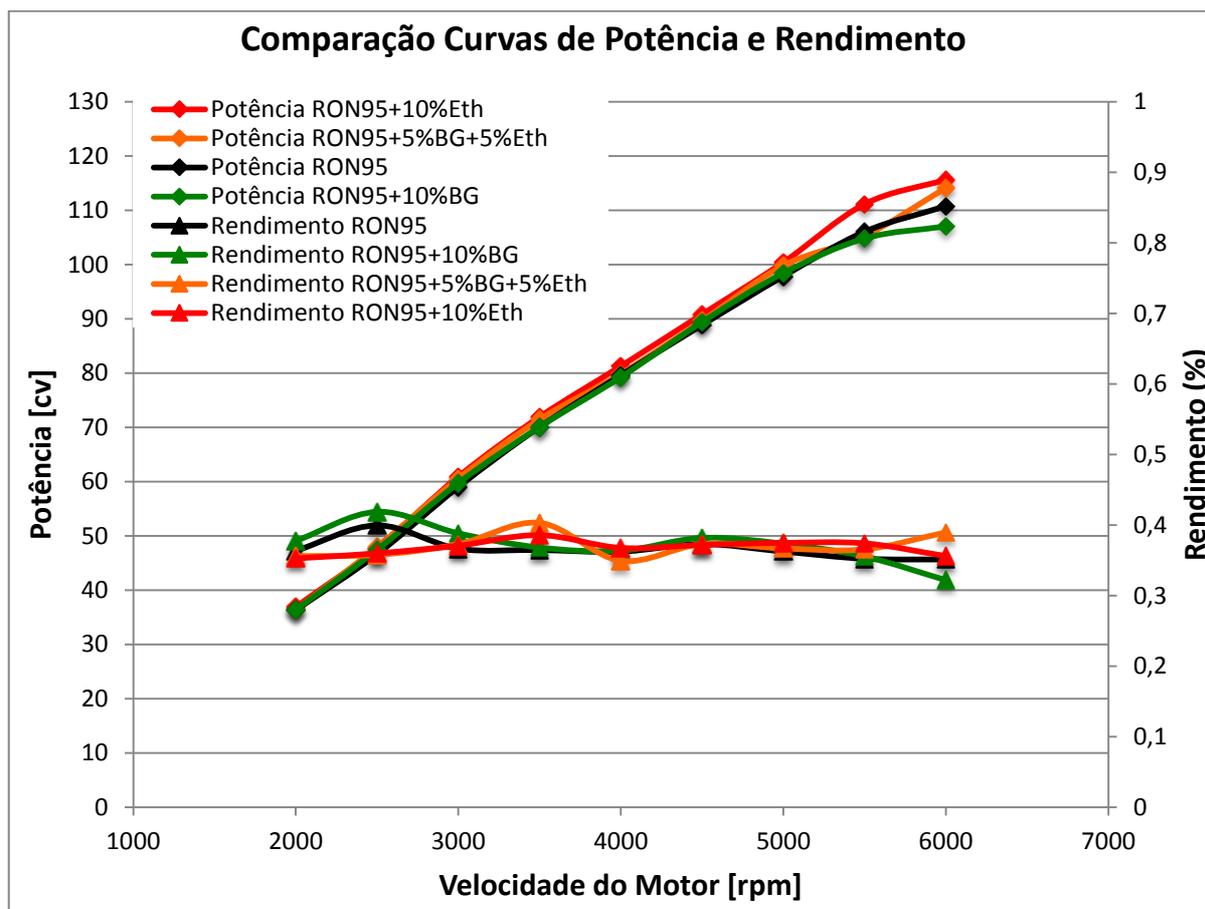
Consequentemente, é provocado um aumento de pressão que resulta em maior binário e potência. A este aumento de pressão dá-se o nome de “bónus do álcool” (Figura 89) [36]. No entanto, ao nível do consumo de combustível deverá verificar-se ainda um aumento com a utilização deste aditivo, uma vez que para obter a estequiometria da mistura é necessária uma menor quantidade de ar pelo facto de o etanol conter oxigénio na sua na sua estrutura química, o que significa que, como se pode verificar na Tabela 7 pela relação ar combustível (A/F<sub>est.</sub> – do inglês “Air/Fuel ratio), é necessário introduzir mais 60% de combustível (relação entre as estequiometrias da gasolina e do álcool de 1,6) em relação à gasolina [36].

Comparando as curvas de potência e o rendimento nos diferentes combustíveis (Figura 90), verifica-se que o mesmo acontece em relação ao binário, ou seja, os combustíveis que contêm etanol, apresentam valores de potência mais elevados que os outros dois. No entanto, em termos de rendimento, o combustível com 10% de biogásolina, é maior em quase toda a gama de velocidades, sendo apenas inferior às 3500 rpm e a partir das 5500.

Então, a utilização de biogásolina como aditivo, pode ser benéfica para a utilização em estrada de um carro normal, uma vez que em termos de potência se mostra praticamente com os mesmos valores que a gasolina 95, exceto em rotações mais elevadas.



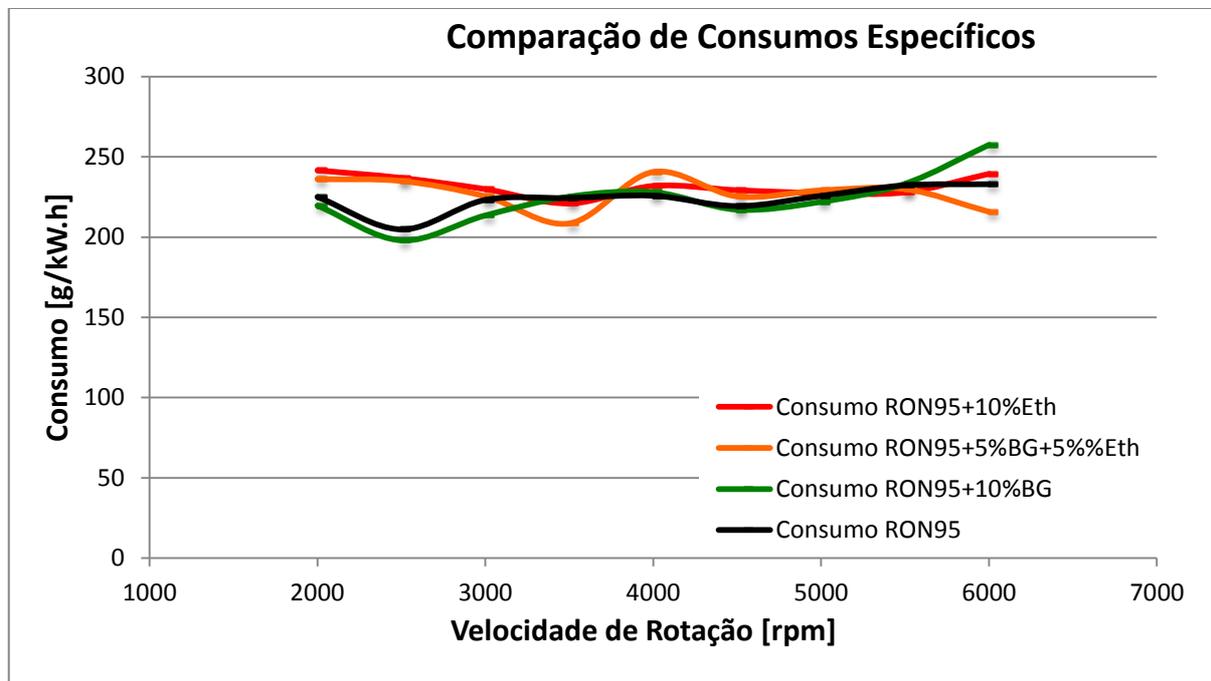
**Figura 89 – “Bônus do álcool” representado no diagrama p-V comparando metanol e gasolina [36].**



**Figura 90 – Comparação das curvas de potência e rendimento para os diferentes combustíveis.**

Verifica-se pela Figura 91 que entre as 2000 e as 3000 rpm, o consumo energético é superior para as duas misturas que contêm etanol em relação às outras duas. Há um decréscimo do consumo das misturas com etanol a partir das 3000 rpm, voltando a subir e a ser superior em relação às outras a partir das 4000 rpm até às 5000 rpm. A partir deste ponto até às 6000 rpm, o consumo aumenta para as misturas com 10% de biogásolina e com 10% de etanol, diminui para a mistura com 5% de etanol e 5% de biogásolina e mantém-se para a gasolina simples. Em relação à gasolina simples, com a adição de apenas biogásolina, o consumo não sofre alterações significativas, o que pode também ser benéfico para utilização em estrada, como já foi referido. Já nos combustíveis com etanol, o mesmo não se verifica, tendo estes um consumo consideravelmente mais elevado na maior parte da gama de velocidades. De notar que o consumo (para qualquer combustível) aumenta com o aumento da velocidade do motor, uma vez que quanto maior for a rotação, maior será o número de ciclos por unidade de tempo, o que provoca um aumento de massa de combustível consumido por unidade de

tempo. No entanto, deve considerar-se o consumo em relação à energia produzida pelo motor, pelo que este é apresentado em g/kW.h.



**Figura 91 – Comparação de consumos para os diferentes combustíveis [g/kW.h].**

Em termos de consumo mássico de combustível em ordem ao tempo (Figura 92) verifica-se que os combustíveis com etanol têm um consumo superior aos outros dois. O combustível com 10% de biogolina têm praticamente o mesmo consumo mássico em relação à gasolina simples, exceto a partir das 5500 rpm em que é ligeiramente superior.

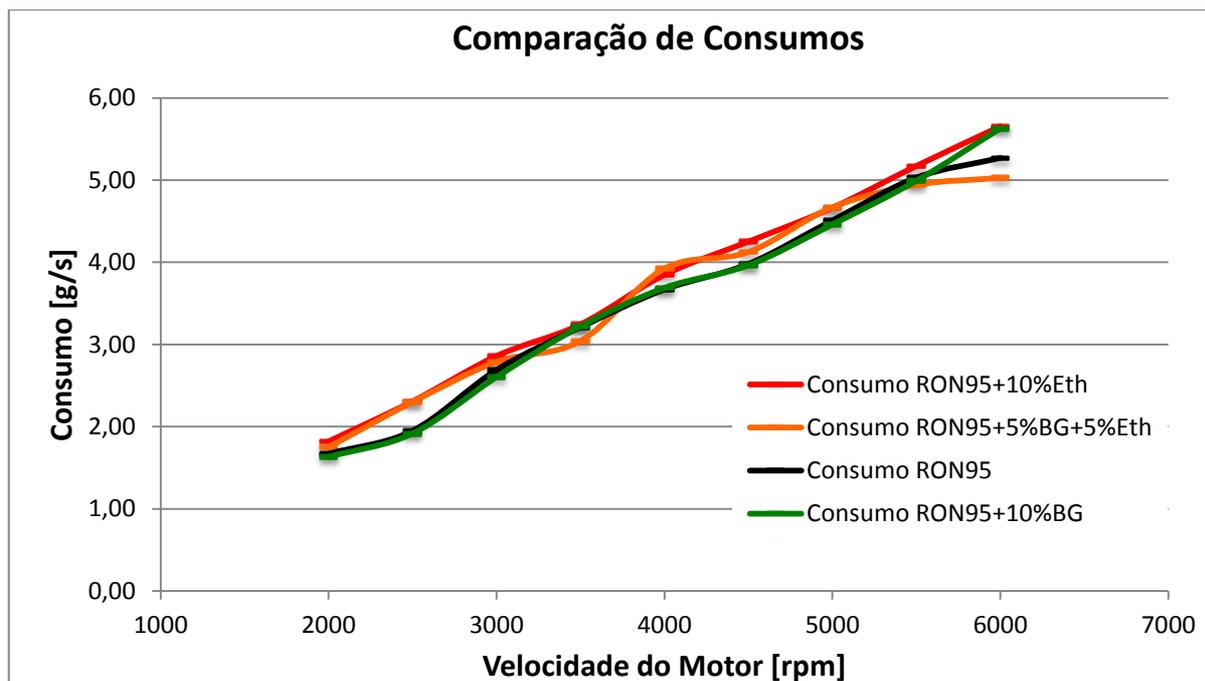
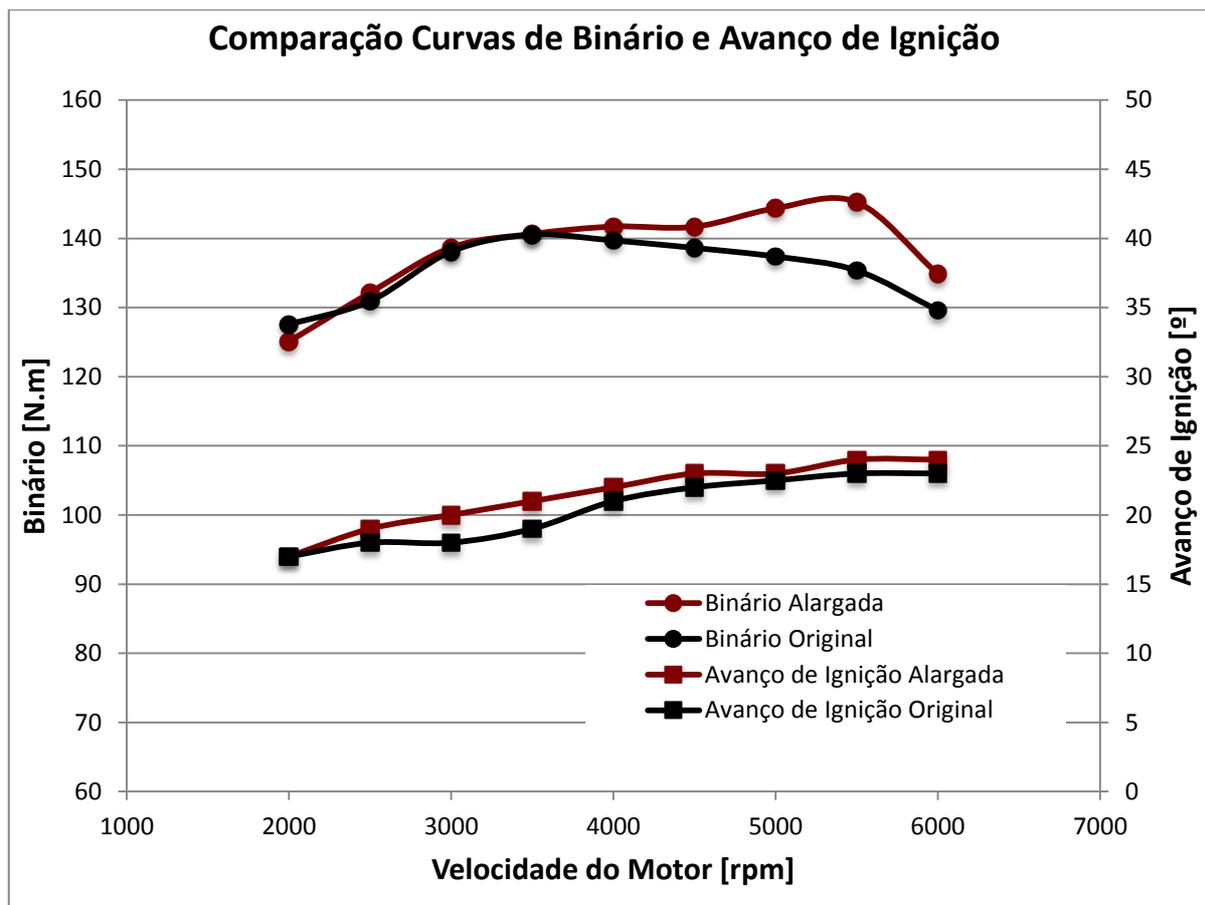


Figura 92 – Comparação de consumos para os diferentes combustíveis [g/s].

Relativamente aos testes efetuados no motor com **condutas alargadas**, é importante notar que estes foram realizados em condições atmosféricas diferentes dos testes anteriores. Enquanto que os testes no motor original foram realizados no final do Verão, a uma temperatura de 22,1 °C e a uma pressão atmosférica de 1021 hPa, os testes no motor com condutas alargadas foram realizados em pleno Inverno com uma temperatura de 12 °C e uma pressão atmosférica de 1024 hPa. Isto significa que, uma vez que o ar a uma menor temperatura é mais denso e consequentemente a pressão atmosférica é também mais elevada, a eficiência volumétrica do motor para as várias rotações na carga máxima de acelerador, não necessitará de ser tão elevada. No entanto, se os testes no motor com condutas alargadas fossem efetuados nas mesmas condições atmosféricas que o motor original, provavelmente os valores de eficiência volumétrica seriam mais elevados que os do motor original. O facto de o ar ser mais denso com temperatura mais baixa implica que para um mesmo volume, a quantidade (mássica) de ar será mais elevada, explicando assim o facto de ser necessário um menor valor de eficiência volumétrica para obter uma mistura estequiométrica.

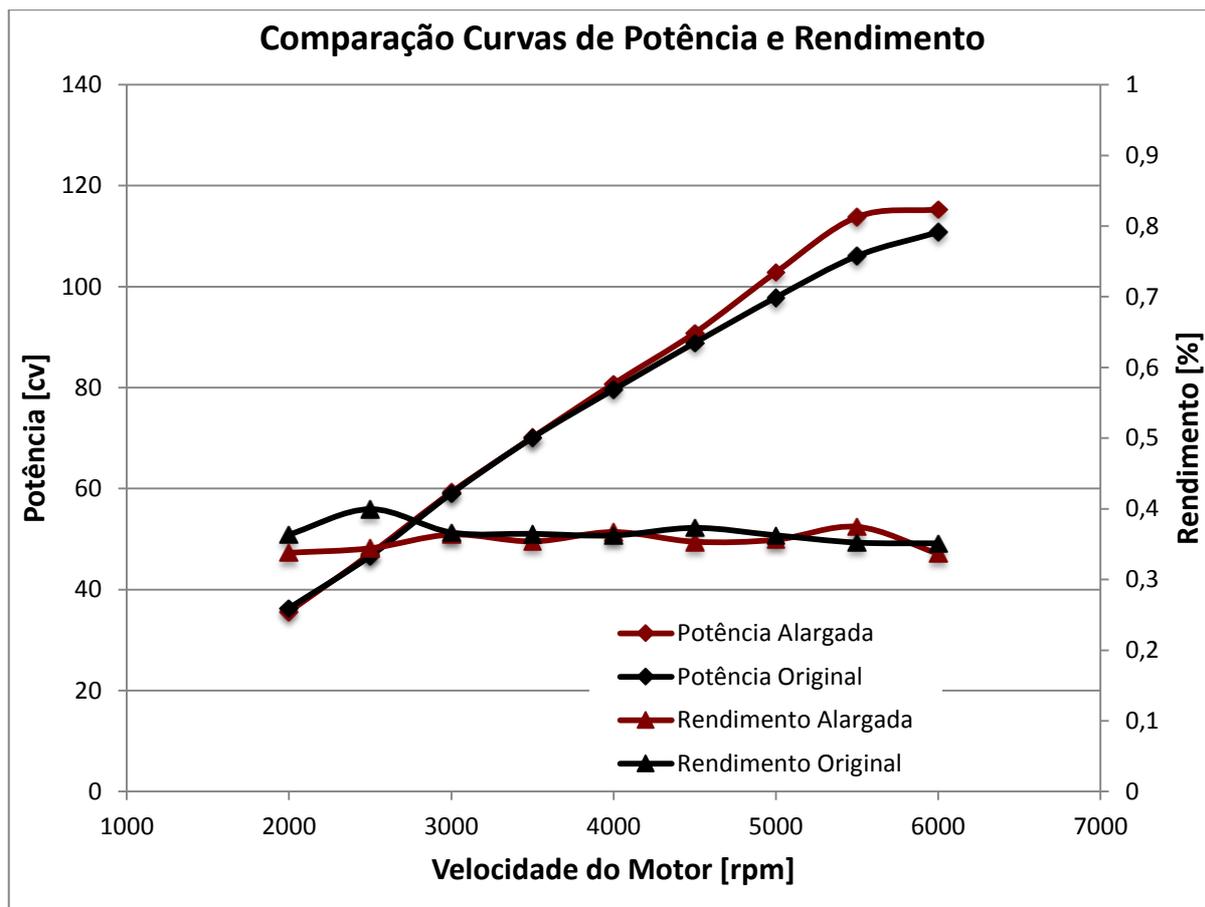
Posto isto, verifica-se agora a comparação das curvas de binário e do avanço de ignição (Figura 93).



**Figura 93 – Comparação das curvas de binário e avanço de ignição para o motor original e motor com as condutas alargadas e sedes maquinadas.**

Verifica-se realmente, e como expectável, que o binário é consideravelmente superior para as condutas alargadas a partir das 4500 rpm. Às 5500 rpm, quando o binário é máximo para o motor alterado, há um aumento de binário de cerca de 7% em relação ao motor original. O avanço de ignição consegue também ser superior para as condutas alargadas, o que resulta num aumento do binário.

Relativamente às curvas de potência, verifica-se também um aumento significativo a partir da mesma velocidade do motor (Figura 94). Isto demonstra que, realmente, o aumento do caudal de ar induzido pelo alargamento das condutas de admissão na culassa e respetivo alargamento das sedes de válvula, resultou em aumentos nas prestações do motor. Em termos de rendimento, verifica-se pelas curvas obtidas (Figura 94), que não existem alterações significativas, tendo-se mantido o rendimento praticamente sem grandes variações relativamente às duas culassas (original e alargada).



**Figura 94 – Comparação das curvas de potência e rendimento para o motor original e do motor com as condutas alargadas e sedes maquinadas.**

No que diz respeito ao consumo de combustível verifica-se, como seria de esperar, um aumento deste no motor com as condutas alargadas (Figura 95 e Figura 96) em quase toda a gama de velocidades de rotação do motor. Em velocidades de rotação mais elevadas (a partir das 5000 rpm) verifica-se um decréscimo de consumo específico do motor com as condutas alargadas em relação ao motor original, uma vez que em termos energéticos, o aumento de potência justifica o consumo de combustível. A esta gama de velocidades o motor alterado consegue uma melhor eficiência volumétrica e o aumento de potência justifica-se pela maior capacidade de introduzir uma maior quantidade de combustível. De notar que este parâmetro não é muito relevante neste caso, uma vez que quando se fala em motores de competição, o mais importante é alcançar boas prestações, como aumento de binário e potência, redução de peso, aumento de robustez e aumento da relação potência/peso, com o objetivo de ganhar corridas/competições.

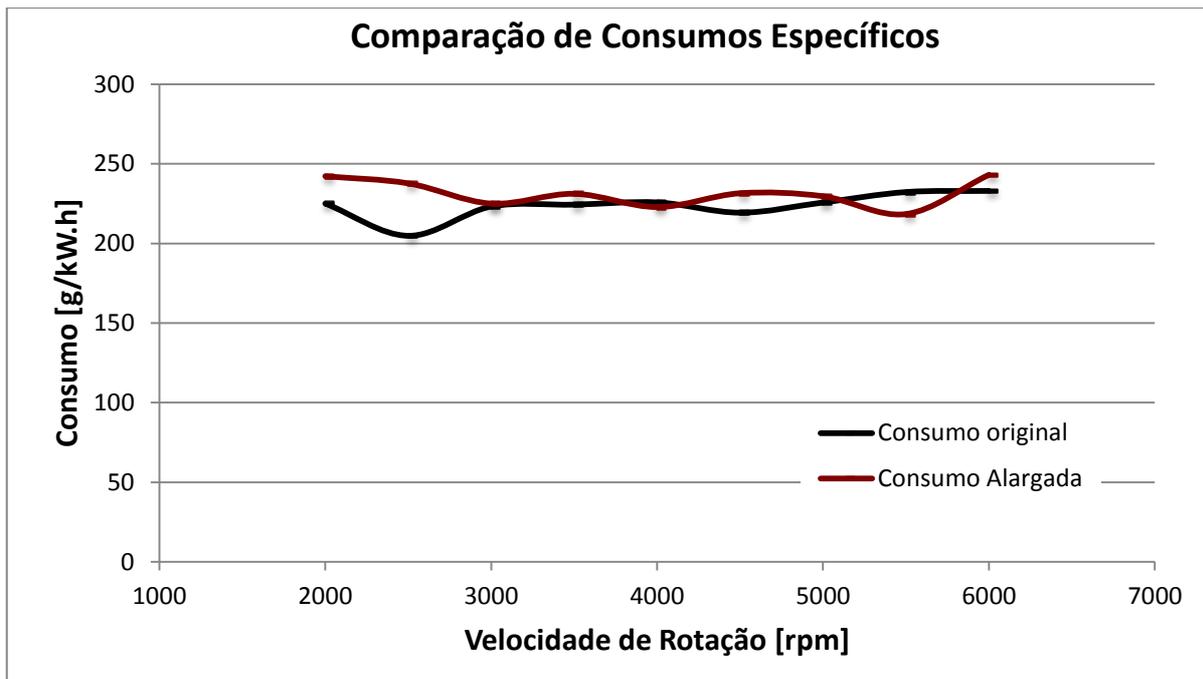


Figura 95 – Comparação do consumo [g/kW.h] do motor original e do motor com as condutas largadas e sedes maquinadas.

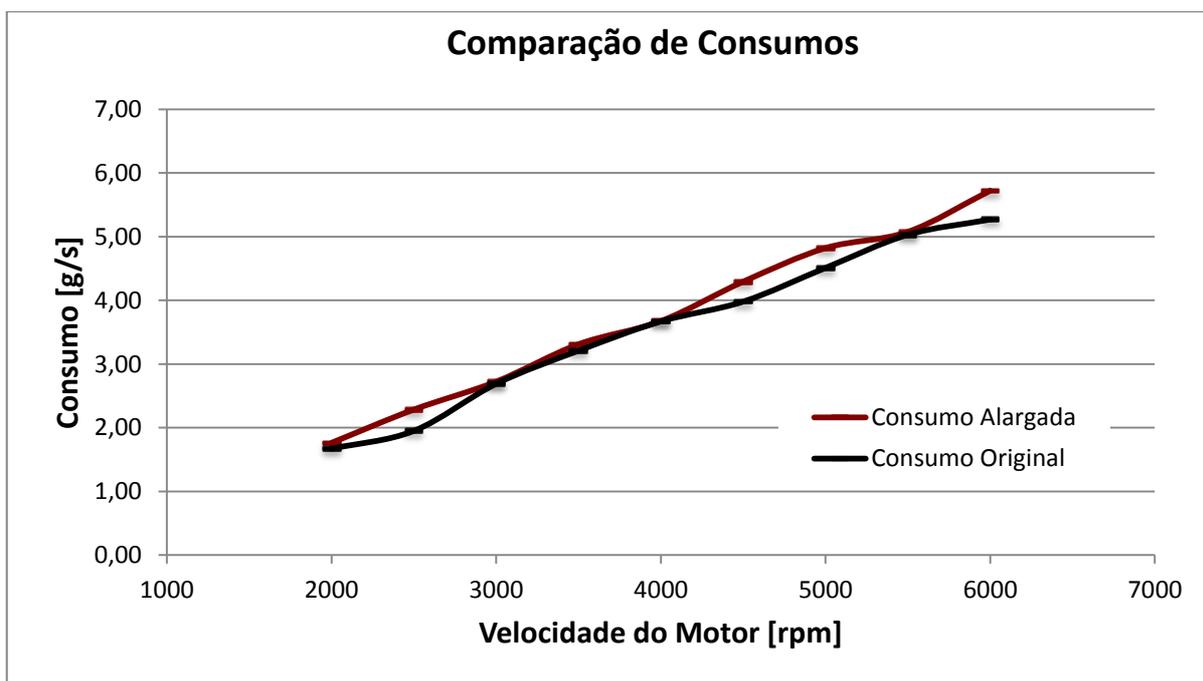


Figura 96 – Comparação do consumo [g/s] do motor original e do motor com as condutas largadas e sedes maquinadas.



## 6. REFLEXÃO FINAL

### 6.1 Conclusões

Os motores de competição podem ter duas variantes. Ou são desenvolvidos à partida para serem utilizados num carro de corrida (como é o caso de competições mais famosas como a Formula 1, o WRC, entre outros) ou então escolhe-se um motor de um carro de série com potencial para realizar alterações (como é o caso de estudo deste projeto) de forma a melhorar ao máximo as suas prestações e competir em campeonatos destinados a esta variante de desenvolvimento, digamos, mais “caseira”. Na primeira, como facilmente se compreende, existe mais dinheiro envolvido e equipas especializadas no desenvolvimento dos motores, pelo que são realizados mais estudos ao nível construtivo de todos os elementos dos motores. Estes estudos contribuem para um conhecimento mais profundo do desenho de componentes e uso de tecnologias nos motores de combustão utilizados e quais os reais efeitos que estes têm nas suas prestações e comportamento e dinâmica do carro em que serão aplicados. Por outro lado, os motores preparados numa oficina de mecânica, apesar de na prática revelarem realmente melhorias no desempenho dos carros em que são aplicados, nem sempre se sabe ao certo que alterações levaram a essas melhorias e muito menos se sabe quais os reais ganhos em termos de binário e potência.

Assim, este estudo tinha o objetivo de verificar se realmente as alterações realizadas pela Retificadora de Guimarães no seu motor de competição, utilizado num Peugeot 106, tinha ganhos efetivos nos valores de potência e binário pelo aumento do caudal de ar nas condutas de admissão e sedes de válvula de maior diâmetro. Verificou-se, nos testes realizados no fluxómetro, que o caudal de ar aumentou com a utilização de uma culassa com condutas de admissão e sedes de válvula alargadas. No dinamómetro os efeitos deste alargamento foram também notórios, verificando-se um aumento dos valores de binário (8,5%) e potência (6%) a partir das 4500 rpm para a carga de acelerador a 100%. Normalmente em ambiente de corrida, estes motores encontram-se quase sempre acima deste regime de velocidade do motor e sempre que possível com o acelerador na sua carga máxima, pelo que se verificarão realmente melhorias no desempenho do veículo nestas condições.

Para além destes, foram ainda realizados testes no dinamómetro com diferentes aditivos de combustível a fim de se descobrir o seu efeito nas prestações do motor. Verificou-se que do uso de apenas Biogasolina não resultaram alterações significativas no binário e potência. Já no consumo e rendimento, houve ligeiras melhorias em velocidades baixas do motor (entre as 2000 e as 3000 rpm),

o que é benéfico uma vez que este estudo acarreta esse mesmo objetivo tendo em conta que se destina à utilização em motores, digamos, de estrada. Ao contrário deste, com o uso de Etanol nos outros dois casos verificou-se um aumento significativo das prestações do motor, sendo que, por outro lado, afetou negativamente o rendimento e o consumo do motor em quase toda a gama de velocidade do motor, pelo que não seria benéfico o seu adicionamento ao combustível base (RON95).

## **6.2 Problemas Encontrados, Sugestões de Melhorias e Trabalhos Futuros**

### 6.2.1 Problemas Encontrados e Sugestão de Melhorias

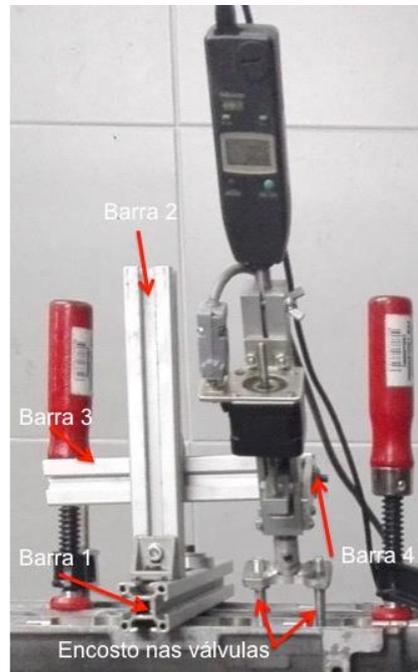
No decorrer dos testes realizados, tanto no fluxómetro como no dinamómetro, foram encontrados diversos problemas. Alguns foram identificados e resolvidos, outros apenas identificados e outros ainda em que foi impossível perceber qual a sua origem.

No fluxómetro os resultados nem sempre foram coerentes, pelo que se identificaram alguns problemas como:

- Dificuldade em garantir a concentricidade da câmara de combustão com o orifício do fluxómetro;
- Dificuldade em garantir o perfeito alinhamento do dispositivo de atuação nas válvulas.

O primeiro resultou em alguns testes falhados uma vez que este descentramento fez com que uma das válvulas, ao ser atuada, colidisse com as bordas do cilindro acoplado ao orifício do fluxómetro. Isto fazia com que a abertura mostrada no *software* de controlo não correspondesse à abertura real das duas válvulas de admissão ao mesmo tempo, o que deu origem a resultados inferiores ao que era suposto, estando por isso, corrompidos. O segundo problema advém da estrutura que suporta o dispositivo de atuação das válvulas. Este é composto por quatro barras ajustáveis – uma que é fixa à parte superior da culassa (zero graus de liberdade), a segunda fixa à primeira com um grau de liberdade (translação), a terceira fixa à segunda com um grau de liberdade na direção perpendicular a esta (também de translação) e por último a quarta fixa à terceira com um grau de liberdade de rotação em torno do eixo desta (Figura 97). O que acontece é que nas zonas de fixação destas barras existem folgas, o que deu azo a desalinhamentos entre os diferentes componentes da estrutura. Isto resultou em aberturas das válvulas irregulares, ou seja, uma válvula poderia estar a abrir mais do que outra e vice-versa, o que provocava a aquisição de dados com teor errático. No entanto, foram realizadas

várias repetições dos testes para as quatro condutas, tendo sido tomada a máxima atenção para estes pormenores e tendo obtido resultados aceitáveis no final.



**Figura 97 – Mecanismo de acionamento das válvulas no fluxómetro.**

No dinamómetro, os problemas identificados foram:

- Sobreaquecimento da linha de escape;
- Válvula de escape partida;
- Oscilação exagerada dos valores de binário a partir das 6000 rpm.

A linha de escape causou vários problemas logo à partida pois sobreaquecia, principalmente quando o motor era testado acima das 5000 rpm. Este sobreaquecimento provocou inicialmente o rompimento da manga flexível acoplada ao coletor de escape e à restante linha até ao exterior do laboratório. A manga foi posteriormente reparada e reforçada, o que não se mostrou suficiente uma vez que esta voltou a romper. Posteriormente foi adotada uma outra solução. Foi adquirido um tubo rígido para substituir a manga em que este tinha um ângulo superior ao da manga. Este provocou demasiadas vibrações ao motor, pelo que os valores de binário foram extremamente influenciados. Por fim foi cortada uma porção do tubo, o mais próximo possível da saída do coletor, e substituída por um componente flexível de forma a absorver estas vibrações (Figura 98). O sobreaquecimento continuou, porém a linha não teve mais problemas.

Este problema foi causado por ausência de ventilação suficientemente eficaz para arrefecer o coletor de escape. Entretanto já foi instalado um ventilador potente especialmente direcionado para o coletor, de forma que o problema ficou resolvido.



**Figura 98 – Ligação da linha de escape. À esquerda – manga flexível; à direita – tubo rígido.**

No decorrer dos testes foram detetados valores de binário anormais e um funcionamento irregular do motor. Os trabalhos foram descontinuados até se perceber a proveniência do problema. Com a utilização de um medidor de compressão dos cilindros, verificou-se que um dos cilindros não atingia tanta pressão como os outros três, pelo que foi necessário desmontar a culassa. Veio a perceber-se que a origem do problema era realmente uma válvula de escape partida, sendo que não se chegou a qualquer conclusão acerca do que o poderá ter originado.

Verificou-se ainda uma oscilação muito acentuada (superiores a 10%) dos valores de binário acima das 6000 rpm, o que tornou impraticável a realização dos testes acima desta velocidade, principalmente no motor com as condutas de admissão alargadas. Para este problema, não foi ainda possível perceber qual a sua causa. No entanto foi mandado fabricar um sensor de pressão da câmara de

combustão para investigar o problema mais a fundo. Este será colocado no orifício da vela de ignição para não ter que se furar a culassa num outro local sob risco de a fragilizar e a inutilizar para competição. O Laboratório de Motores da UM adquiriu recentemente um sensor deste tipo (Figura 99) preparado para instalar numa vela equivalente à do motor.



**Figura 99 – Sensor de pressão de câmara de combustão.**

#### 6.2.2 Trabalhos Futuros

No futuro seria importante realizar alguns trabalhos referentes ao motor estudado, como:

- Adoção de um sistema de suporte do atuador de válvulas mais fiável;
- Adoção de um sistema para garantir a concentricidade das culassas;
- Testar o motor dotado das condutas com *dimpling*;
- Automatização dos parâmetros da unidade de controlo;

Por automatização dos parâmetros da unidade de controlo entende-se que esta seja programada de forma a que se adapte às condições de funcionamento do motor. Por exemplo, se a temperatura de admissão está mais baixa ou mais alta, o controlador injete mais ou menos combustível de forma a manter a estequiometria, ou adapte ainda o avanço da ignição consoante o valor adquirido pelo sensor de *knock* aumente ou diminua. Existe ainda a possibilidade de melhorar os mapas ajustáveis do controlador e mapear usando o sensor de pressão absoluta das condutas (MAP – *Manifold Absolute Pressure*).

No que diz respeito à bancada de potência, seria importante também a realização de alguns trabalhos:

- Instalação de uma câmara de isolamento de som na bancada de potência e ventilação própria;

- Instalar um sistema de escape do motor universal para mais fácil utilização quando se pretende testar motores diferentes na bancada de potência.

Realmente verificou-se que, durante a realização dos testes na bancada, o ruído era ensurdecedor, havendo até queixas de alguns professores do departamento. Assim sendo tentou-se realizar os testes em horas de menor afluência de docentes no seu horário de trabalho. Quanto ao sistema de ventilação seria importante para evitar o sobreaquecimento de alguns componentes e resultaria também numa simulação mais fidedigna da realidade.

No que diz respeito ao sistema de escape seria importante utilizar uma ligação universal de modo a facilitar o seu acoplamento a outros motores a serem testados na bancada de potência.



## BIBLIOGRAFIA

- [1] N. D., “1900 Mercedes 35HP Rennwagen | Review | SuperCars.net,” 2016. [Online]. Available: <http://www.supercars.net/blog/1900-mercedes-35hp-rennwagen/>. [Accessed: 09-Jul-2016].
- [2] N. D., “1906 Mercedes 120HP Rennwagen | Review | SuperCars.net,” 2016. [Online]. Available: <https://www.supercars.net/blog/1906-mercedes-120hp-rennwagen/>. [Accessed: 09-Jul-2016].
- [3] I. Pozega and S. Marjoram, “The Fire-Breathing 1905 Darracq 200 HP Land Speed Record Car | The Old Motor,” 2014. [Online]. Available: <http://theoldmotor.com/?p=134988>. [Accessed: 15-Sep-2016].
- [4] Sérgio Gonçalves, “A evolução do turbo,” 2012. [Online]. Available: <http://www.autoblog.pt/a-evolucao-do-turbo/>. [Accessed: 03-Mar-2016].
- [5] N. D., “1922 Mercedes 6/40/65HP Rennwagen | Review | SuperCars.net,” 2016. [Online]. Available: <http://www.supercars.net/blog/1922-mercedes-64065hp-rennwagen/>. [Accessed: 09-Jul-2016].
- [6] “1955 Mercedes-Benz 300 SL Gullwing W 198 I specifications, information, data, photos 61941,” 2013. [Online]. Available: <http://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=61941>. [Accessed: 15-Jul-2016].
- [7] “Máquina Desengordurante.” [Online]. Available: [http://ferramentavitalicia.com/contents/media/fvm1\\_1.jpg](http://ferramentavitalicia.com/contents/media/fvm1_1.jpg). [Accessed: 20-Nov-2016].
- [8] “Ferramentas de Polimento Interior.” [Online]. Available: <https://ae01.alicdn.com/kf/HTB15pfwMVXXXXbfXpXXq6xXFXxz/129Pcs-Dremel-Accessories-font-b-Polishing-b-font-Wheel-font-b-Polishing-b-font-font-b.jpg>. [Accessed: 25-Sep-2016].
- [9] “FERDIMAT - Inovação Contínua.” [Online]. Available: <http://www.ferdimat.com.br/>. [Accessed: 16-Nov-2016].
- [10] “Ferramenta de Polimento.” [Online]. Available: <http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/imagens/010170121113-oleo-pistao.jpg>. [Accessed: 13-Oct-2016].
- [11] J. Baechtel and S. Parkhurst, *Competition engine building: advanced engine design and assembly techniques*. CarTech, 2012.

- [12] “Cabeça de Motor.” [Online]. Available: [http://www.dem.ist.utl.pt/~m\\_desl/imalunos/DI9900/cabeça\\_motor1.jpg](http://www.dem.ist.utl.pt/~m_desl/imalunos/DI9900/cabeça_motor1.jpg). [Accessed: 20-Nov-2016].
- [13] S. Gillieri, *Preparación de motores de serie para competición*, 1a ed. 1994.
- [14] S. G. Souza, “Um estudo sobre a evolução das câmaras de combustão dos motores do ciclo Otto à gasolina e sua aplicação ao etanol hidratado como combustível alternativo,” Biblioteca Digital de Teses e Dissertações da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.
- [15] V. L. Maleev, *Internal-combustion engines : theory and design*. New York: McGraw-Hill, 1933.
- [16] H. Heisler, *Advanced engine technology*. SAE International, 1995.
- [17] A. G. Bell and A. G. Bell, *Modern engine tuning*. Foulis, 1997.
- [18] Muscle car DIY, “Eliminating Cylinder Head Valve Shrouding for Improved Performance - Part 9,” 2015. [Online]. Available: <http://www.musclediy.com/cylinder-heads/eliminating-cylinder-head-valve-shrouding-improved-performance-part-9/>. [Accessed: 24-May-2016].
- [19] T. Anderson, “Improving Cylinder Head Flow With SuperFlow,” 2016. [Online]. Available: <http://www.enginehobby.com/news/improving-cylinder-head-flow-with-superflow/>. [Accessed: 16-Jul-2016].
- [20] J. McFarland, “Race Engine Airflow - Air Flow Tricks For Better Performance - Hot Rod Network,” 2003. [Online]. Available: <http://www.hotrod.com/articles/ctrp-0309-race-engine-airflow/>. [Accessed: 30-Mar-2016].
- [21] P. N. Shirao, K. B. Salve, and S. S. Pente, “Swirl Induction with Dimpled Cylinder Head and its Effect on Exhaust Emission of Diesel Engine,” *Int. J. Sci. Res. ISSN (Online Index Copernicus Value Impact Factor)*, vol. 14611, no. 10, pp. 2319–7064, 2013.
- [22] J. Azevedo and C. Costa, *Dimpling Effect in Golf Balls*, 2016th ed., vol. 1, no. 68602. .
- [23] H. P. Lenz and W. (Walter) Böhme, *Mixture formation in spark-ignition engines*. Springer-Verlag, 1992.
- [24] E. Antila, M. Imperato, O. Kaario, and M. Larmi, “Effect of Intake Channel Design to Cylinder Charge and Initial Swirl,” Apr. 2010.
- [25] S. Omori, K. Iwachido, M. Motomochi, and O. Hirako, “Effect of Intake Port Flow Pattern on the In-Cylinder Tumbling Air Flow in Multi-Valve SI Engines,” Feb. 1991.
- [26] “Rottler P69AHD 5 Axis CNC Head Porting & Multi Purpose Machining Center.” [Online]. Available: [http://www.rottermfg.com/multi\\_purpose\\_cnc.php?model=P69AHD](http://www.rottermfg.com/multi_purpose_cnc.php?model=P69AHD). [Accessed: 20-Sep-2016].

- [27] S. P. F. Marques, “Desenvolvimento de Bancadas para Testes de Motores e Veículos,” Universidade do Minho, 2014.
- [28] S. P. Plants, “Technical Specifications :,” pp. 50–51, 2009.
- [29] R. Kinnan, “Understanding and Working With SuperFlow Flowbenches - EngineLabs,” 2014. [Online]. Available: <http://www.enginelabs.com/engine-tech/cylinder-heads/understanding-and-working-with-superflow-flowbenches/>. [Accessed: 11-Jul-2016].
- [30] “Saenz | Flujómetros.” [Online]. Available: <http://www.saenzdynos.com.ar/flujometros.php>. [Accessed: 02-Sep-2016].
- [31] “TU5JP4 Technical Specifications.” [Online]. Available: <http://www.peugeot206cc.co.uk/repair-206/206/info/gb/b1bbmek3.htm>. [Accessed: 24-Oct-2016].
- [32] “Engine Management Unit.” [Online]. Available: <http://www.ecumaster.co.uk/products/engine-management-unit>. [Accessed: 11-May-2016].
- [33] AA1Car, “Engine Air Temperature and Coolant Temperature Sensors.” [Online]. Available: [http://www.aa1car.com/library/air\\_temp\\_sensors.htm](http://www.aa1car.com/library/air_temp_sensors.htm). [Accessed: 13-Jan-2017].
- [34] “Hall vs. Variable Reluctance Sensors,” 2012. [Online]. Available: [http://fullfunctioneng.com/info/Hall vs VR.pdf](http://fullfunctioneng.com/info/Hall%20vs%20VR.pdf). [Accessed: 07-Jun-2016].
- [35] “Fuel Injectors Technical Specification.” [Online]. Available: <http://www.thundermax.com/techdocs/FuelInjectorSpecs.pdf>. [Accessed: 15-Jun-2016].
- [36] J. M. M. Martins, *Motores de combustão interna*. Publindústria, 2012.
- [37] GAUSS, “Bobina de Ignição - Códigos e Conexões,” 2016. [Online]. Available: <http://www.gauss.ind.br/img/downloads/es/00000007.pdf>. [Accessed: 12-Jul-2016].
- [38] “Engine Management Unit User Manual,” *February-2013*, 2013. [Online]. Available: [http://www.ecumaster.co.uk/pobierz/emu/emu\\_manual.pdf](http://www.ecumaster.co.uk/pobierz/emu/emu_manual.pdf).
- [39] “KNOCK SENSOR FEATURES.” p. 2.
- [40] “Piezoelectric vibration sensor Measurement of structure-borne sound and acceleration.” pp. 1–3.
- [41] “Knock Amplifier and Digital Interface; Installation and Configuration Manual Digital Knock Interface 2.”
- [42] J. Magnusson, “An Investigation of Maximum Brake Torque Timing based on Ionization Current Feedback Master’s thesis performed in Vehicular Systems,” 2007.



# ANEXO I – SENSOR DE *KNOCK*

0 261 231 176

1/3

## Piezoelectric vibration sensor

### Measurement of structure-borne sound and acceleration

Input quantity: a  
Output quantity: U

- Reliable detection of structure-borne sound to protect machines and motors.
- Piezoceramic element with high measurement sensitivity.
- Sturdy compact design.



#### Application

Vibration sensors of this type are suitable for detecting structure-borne vibration occurring for example in motor-vehicle engines due to irregular combustion and in machines. Thanks to their robust design, these vibration sensors can withstand even the most severe operating conditions. - Knock control for internal-combustion engines - Machine-tool protection - Cavitation detection - Monitoring of pivot bearings - Anti-theft systems

#### Design and operation

On account of its inertia, a mass exerts compressive forces on an annular piezoceramic element in the same rhythm as the vibrations causing them. As a result of these forces, charge transfer occurs within the ceramic element and a voltage is generated between the upper and lower sides of the ceramic element. The voltage is tapped via contact washers - often filtered and integrated - and is available for use as a measurement signal. Vibration sensors are bolted to the object to be measured so as to relay the vibrations at the measurement location directly to the sensors.

#### Note

1 connector housing, contact pins and individual seals are required for a connector. Use must be made of genuine Tyco crimping tools for motor vehicle applications.

#### Measurement sensitivity

Each vibration sensor has individual transmission characteristics closely related to the measuring sensitivity. The sensitivity is defined as the output

voltage per unit of acceleration due to gravity (refer to characteristic curve). The production-related sensitivity scatter is acceptable for applications in which the main emphasis is on recording the occurrence of vibrations rather than on their amplitude. The low voltages supplied by the sensor can be evaluated using a high-impedance AC voltage amplifier.

#### Evaluation

The signals from these sensors can be evaluated with an electronic module.

#### Installation instructions

The sensors must rest directly on their metal surfaces. Use must not be made of packing plates, spring or toothed lock washers for support. The contact surface of the mounting hole must be of high quality to ensure low-resonance coupling of the sensors to the measurement location. The sensor cable is to be laid such that no resonance vibration can occur. The sensor must not be allowed to have contact with liquids for lengthy periods.

<b>REACH Conformity</b>

Bosch knock sensors might contain the following substance from the actual candidate list of the EC REACH Regulation 1907/2006 with a concentration more than 0.1%: lead-titanium-trioxide.

#### Explanation of characteristic quantities

$E$  Sensitivity  $f$  Frequency  $g$  Acceleration due to gravity

#### Pin assignment

Pin 1, 2 Measurement signal  
Pin 3 Screen, dummy; if provided

Robert Bosch GmbH  
Automotive Aftermarket  
Postfach 410960  
76225 Karlsruhe  
Germany

www.bosch-sensoren.de



**BOSCH**

Invented for life

## Part number

## 0 261 231 176

### Measuring range (pressure) - min.

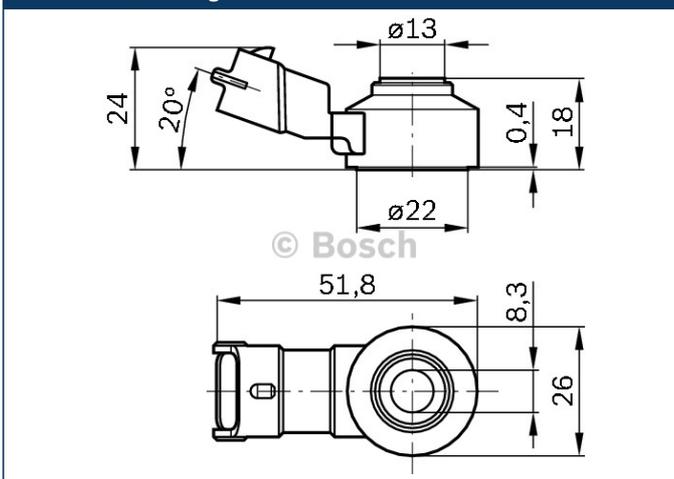
Vibration sensors	2-pole, without cable
Frequency range	3 ... 22 kHz
Sensitivity at 5 kHz	30 mV/g
Linearity between 5...20 kHz at resonance	10 %
Main resonance frequency (>)	> 30 kHz
Self-impedance (>)	> 30 MΩ
Capacitance range	950 ... 1350 pF
Temperature dependence of sensitivity	≤ 0,04 mV/g · K
Operating temperature range	- 40 ...+ 130 °C
Permissible sustained vibration	≤ 50 g
Permissible short-term vibration	≤ 400 g

### Installation

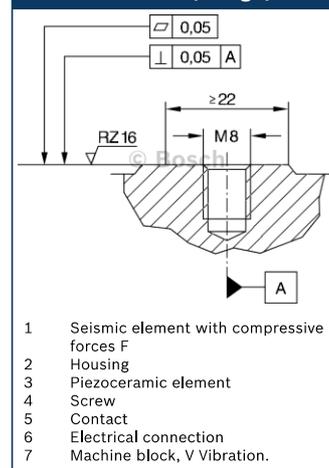
Grey cast iron bolt	M 8 x 25 ; Quality 8.8
Aluminium bolt	M 8 x 30 ; Quality 8.8
Breakaway torque	20 Nm
Installation position	Any

Accessories are not included in the scope of delivery of the sensor and are therefore to be ordered separately as required.

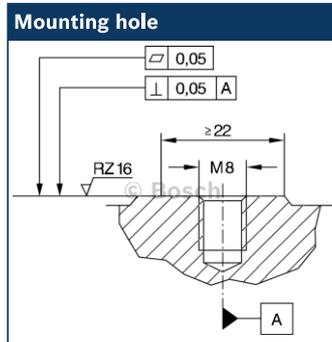
### Dimensional drawing



### Vibration sensor (design)



- 1 Seismic element with compressive forces F
- 2 Housing
- 3 Piezoceramic element
- 4 Screw
- 5 Contact
- 6 Electrical connection
- 7 Machine block, V Vibration.



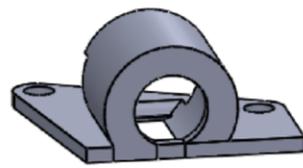
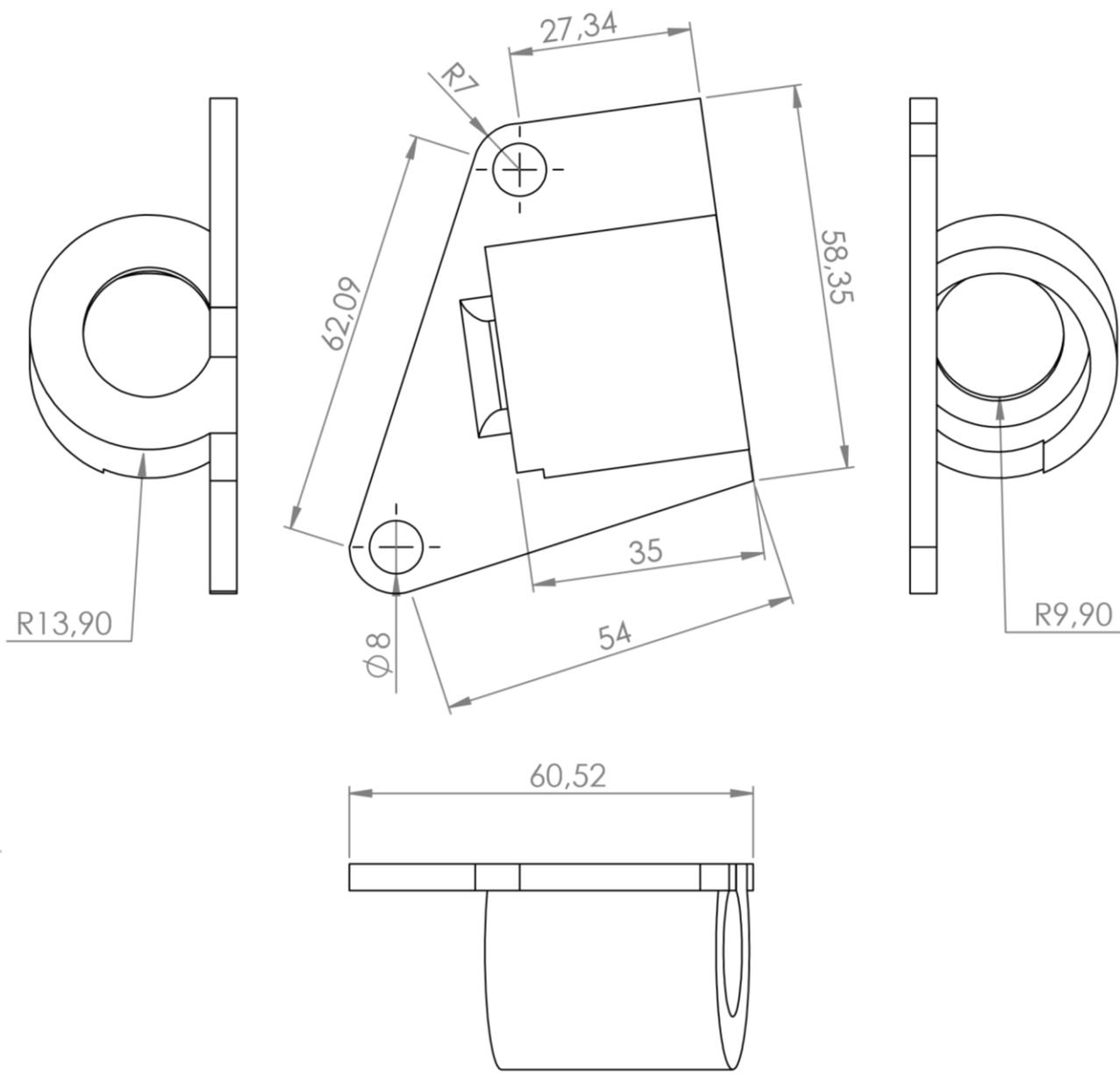
Accessories	Part number
Connector housing	2-pin 1 928 403 874
Contact pins	For Ø 0.5...1.0 mm <sup>2</sup> ; Contents: 100 x 1 928 498 056
Contact pins	For Ø 1.5...2.5 mm <sup>2</sup> ; Contents: 100 x 1 928 498 057
Individual seal	For Ø 0.5...1.0 mm <sup>2</sup> ; Contents: 10 x 1 987 300 599
Individual seal	For Ø 1.5...2.5 mm <sup>2</sup> ; Contents: 10 x 1 987 300 600
Dummy plug	For Ø 1.5...2.5 mm <sup>2</sup> ; Contents: 10 x 1 928 300 601

Accessories are not included in the scope of delivery of the sensor and are therefore to be ordered separately as required.



## **ANEXO II – APOIO DO SENSOR DE ROTAÇÃO DA CÂMBOTA**



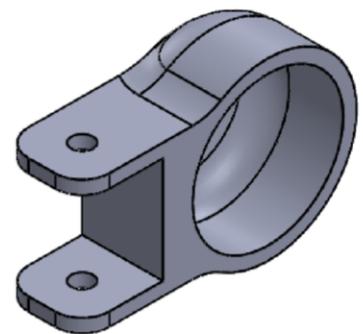
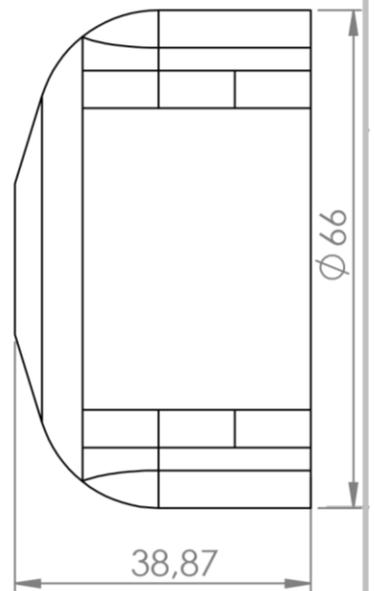
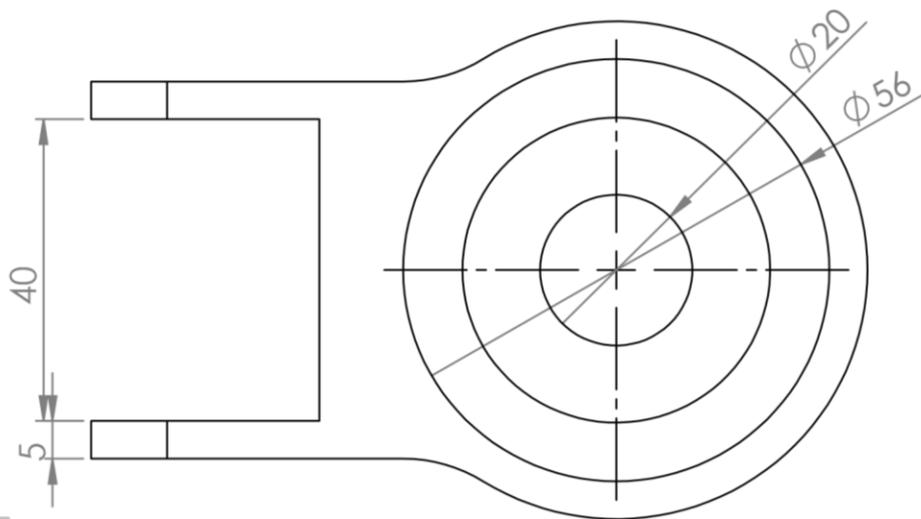
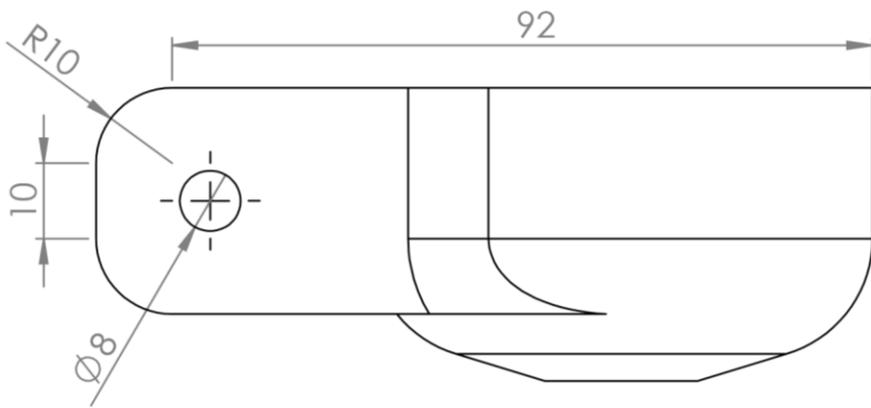


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE: Apoio sensor de rotação da cambota			
CHK'D				SIGNATURE		DATE		DWG NO.			
APPV'D				SIGNATURE		DATE		115 A4			
MFG				SIGNATURE		DATE		SCALE:1:1			
Q.A				SIGNATURE		DATE		SHEET 1 OF 1			
MATERIAL: PP				WEIGHT:							



## **ANEXO III – APOIOS DA BOMBA DE COMBUSTÍVEL**





UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				PP	
				WEIGHT:	

TITLE:

Apoio 1 da bomba de combustível

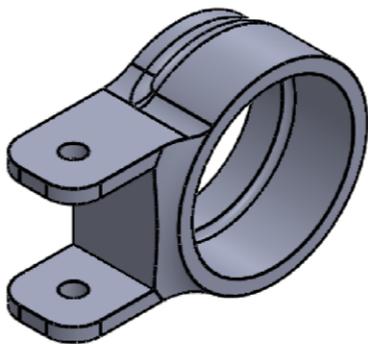
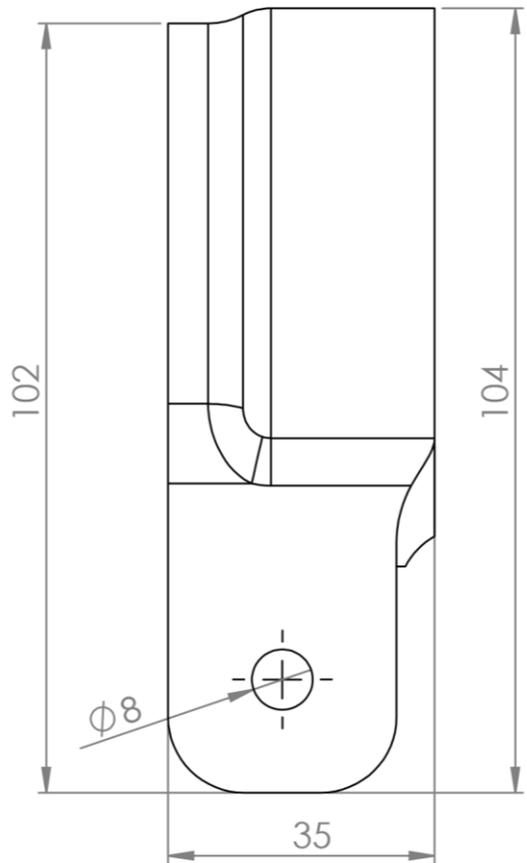
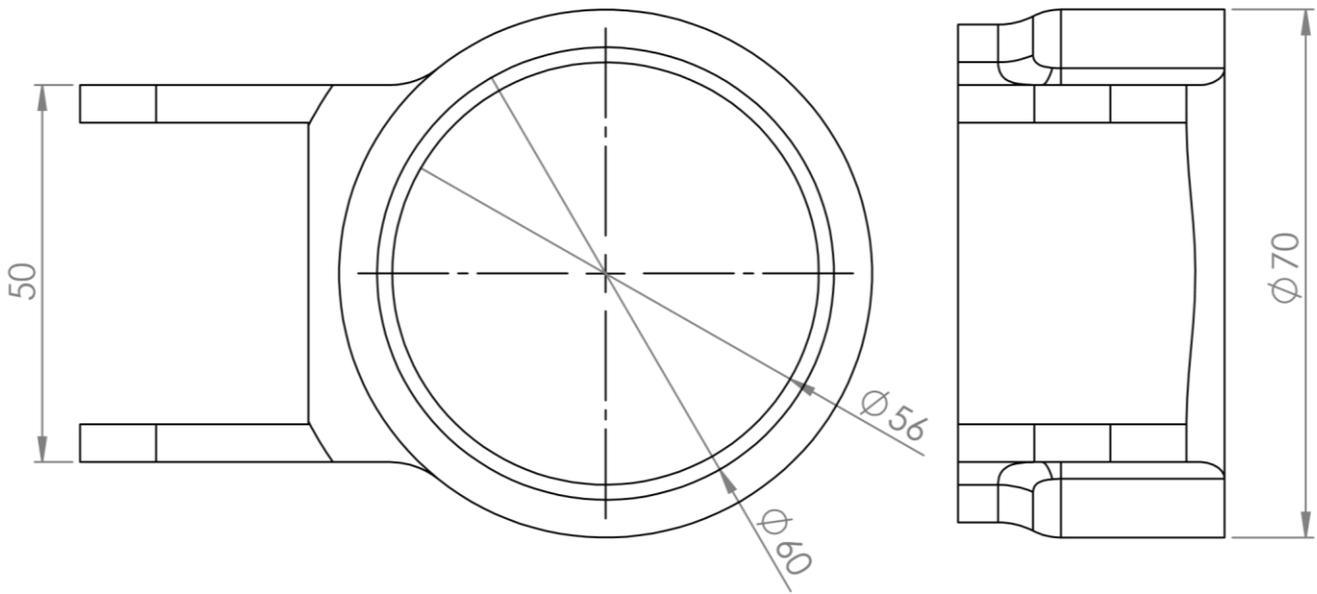
DWG NO.

119

A4

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

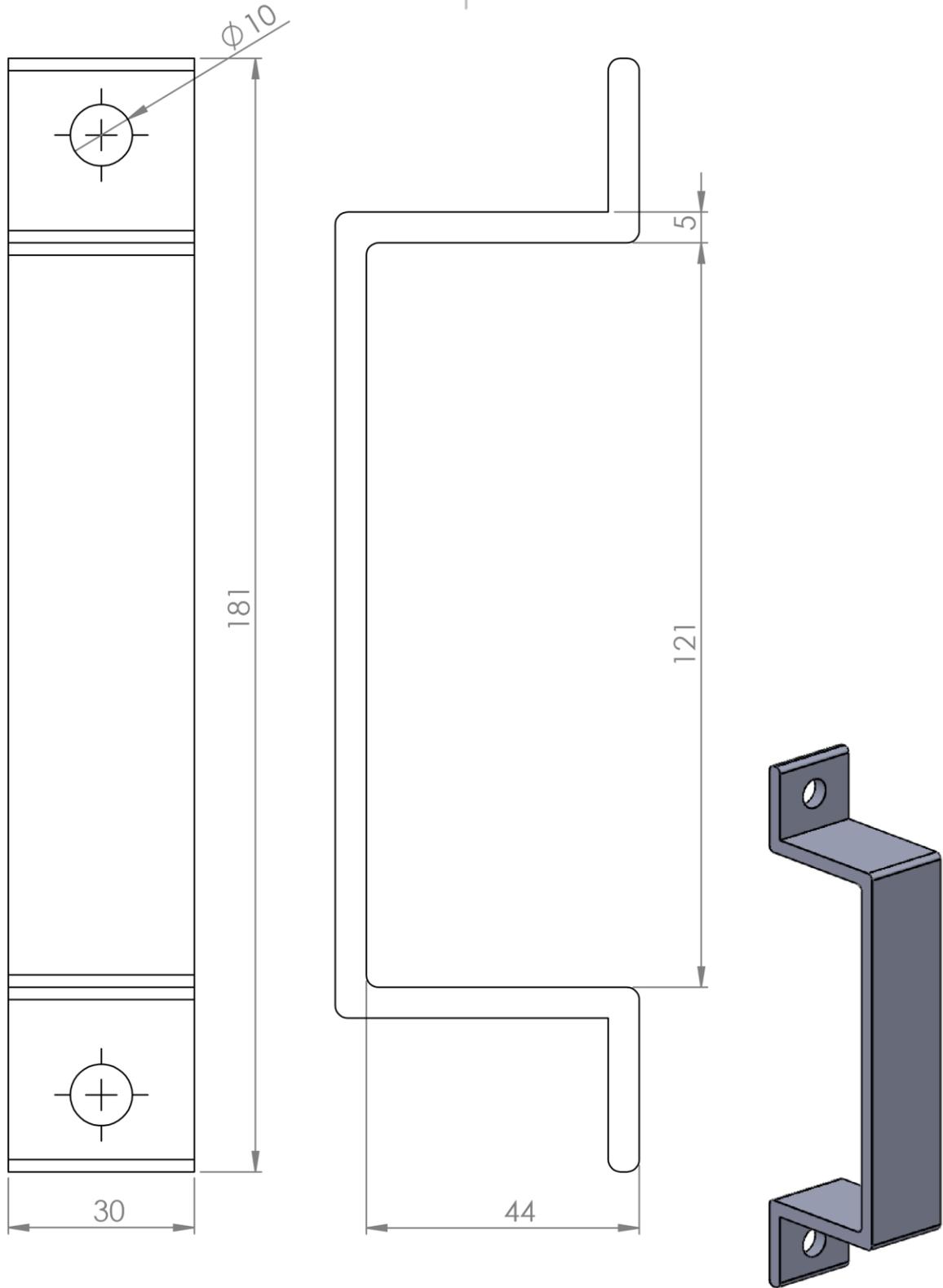
REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				PP	
				WEIGHT:	

TITLE:	Apoio 2 Bomba de Combustível	
DWG NO.		120
SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1

## **ANEXO IV – APOIO DO CONTROLADOR (2)**



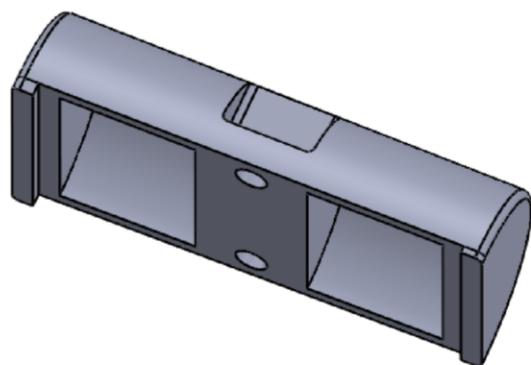
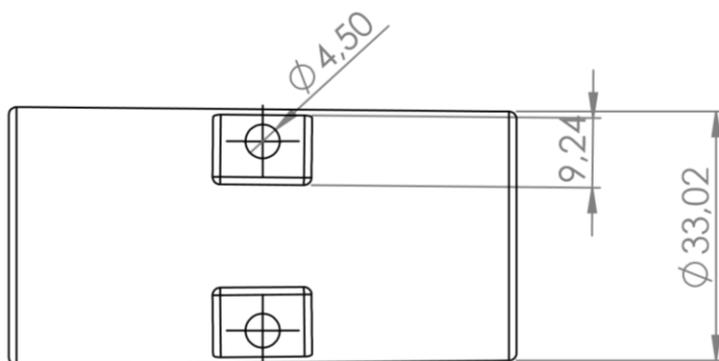
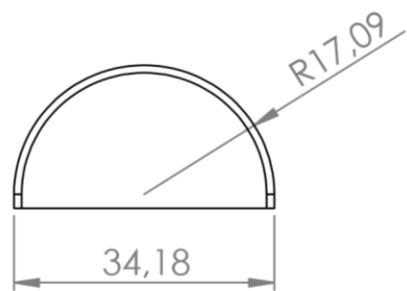
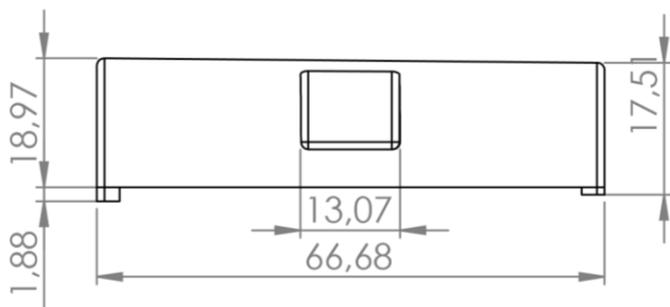


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:  Apoio do Controlador			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								MATERIAL:  PP		DWG NO.  123	
								WEIGHT:		SCALE:1:1	
										SHEET 1 OF 1	
										A4	



## **ANEXO IV – MANIPULO DO ACELERADOR**





UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APP'VD					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				PP	
				WEIGHT:	

TITLE:

Manipulo do Acelerador

DWG NO.

127

A4

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1

