



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Otimização de portas de admissão e escape em  
motores de 4 tempos***

**Tiago Miguel Galamba Fialho**

Leiria, *Março* de 2017





Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Otimização de portas de admissão e escape em  
motores de 4 tempos***

**Tiago Miguel Galamba Fialho**

Trabalho de Projeto de Mestrado realizado sob a orientação do Doutor João Fonseca Pereira, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, *Março* de 2017

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Agradecimentos

---

Quero agradecer antes de mais à minha família por todo o esforço realizado ao longo da minha vida, por me transmitirem a melhor educação, os melhores valores e por me proporcionarem esta oportunidade única que é estudar. Agradeço também à minha namorada Raquel Cruz, por todo o tempo que dedicou a ajudar-me e a incentivar-me.

Quero agradecer ao Professor Doutor João Pereira Fonseca pela ajuda prestada durante a realização desta tese; ao Professor Hélder Santos pela ajuda disponibilizada; ao Eng<sup>o</sup> Nuno Pires e Eng<sup>o</sup> Diogo Duro, técnicos do Laboratório de Engenharia Automóvel que me ajudaram na elaboração da parte prática da tese.

À Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria pelos meios laboratoriais disponíveis.

Por último, quero agradecer ao Eng<sup>o</sup> Ricardo Varanda, representante da empresa Veicomer, que sempre se disponibilizou para me ajudar prontamente, na realização da parte prática, nomeadamente ao nível da preparação da cabeça de motor utilizada neste trabalho.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Resumo

---

O sistema de admissão de um motor de combustão interna a quatro tempos, é um componente que influencia de forma significativa o desempenho do motor. Na otimização destes motores, procura-se aumentar a quantidade de ar admitida através da melhoria do processo de admissão de ar. Esta melhoria pode ser feita quer pela alteração das dimensões do sistema de admissão, quer pela alteração geométrica e das superfícies das paredes das condutas de admissão na cabeça de motor. Estas últimas técnicas, apuradas com a prática ao longo de anos, designadas *porting* (geometria), *dimpling* e *polishing* (superfície), são aplicadas nas condutas na cabeça do motor (com mais influência nas portas de admissão), corrigindo imperfeições de construção/projeto e simultaneamente igualando a sua geometria entre os vários cilindros. O estudo científico destas técnicas é praticamente inexistente, encontrando-se bibliografia que apenas aborda esta temática do ponto de vista empírico ou prático.

Neste trabalho, foram estudadas as técnicas de *porting*, *dimpling* e *polishing*, realizadas em condutas de admissão, por uma empresa especializada neste serviço (Veicomer). Foram realizados ensaios experimentais em fluxómetro e testes computacionais em Lotus Engine Simulation (LES), avaliando as consequências destas técnicas no desempenho do motor. O estudo experimental foi realizado numa cabeça de motor Ford SOHC 2.0, em que na conduta de admissão de cada cilindro foi utilizada uma técnica diferente.

As condutas foram caracterizadas em fluxómetro e os resultados utilizados na simulação computacional em LES, permitindo a obtenção de uma curva de binário para cada técnica. Nestes ensaios foi possível quantificar as consequências de cada técnica no desempenho do motor, como por exemplo um aumento de 12 % de caudal volúmico médio de ar medido no fluxómetro obtido com *dimpling* Veicomer, teve como consequência um aumento de binário de 5,2% às 6250 rpm.

*Palavras-chave: Motores de combustão interna, portas de admissão, escoamento de ar, Dimpling, Porting, Polishing*

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Abstract

---

The intake system of a four-stroke internal combustion engine is a component that significantly influences engine performance. One step in the optimization of these engines, is to increase the air that flows into the engine by improving the air intake process. This improvement can be made either by changing the dimensions of the intake system or by the change in engine head intake ducts geometry and wall's surface. These last techniques, improved over the years, are called porting (geometry), dimpling, and polishing (surface), and are applied to the ducts in the engine head (with greater influence on the intake ports), correcting construction/design imperfections and simultaneously matching its geometry between all cylinders. The scientific study of these techniques is practically non-existent, with the few studies available in the literature addressing this issue only from an empirical or practical point of view.

In this work, the techniques of porting, dimpling and polishing, carried out in intake ducts by a company specialized in this service (Veicomer), were studied. Experimental flowmeter and computational tests in Lotus Engine Simulation (LES) were been performed to evaluate the impact of these techniques on engine performance. The experimental study was performed on a Ford SOHC 2.0 engine head, where each different technique was used in the intake duct of each cylinder.

The ducts were characterized in flowmeter and the results were used in LES computations, allowing to obtain a torque curve for each technique. These tests allowed quantifying the impact of each technique on the engine performance, such as an incensement of 12% in the air flow rate average measured in the flowmeter with the dimpling Veicomer technique, had produced a torque incensement of 5,2% at 6250 rpm.

Keywords: Internal combustion engine, intake ports, air flow, Dimpling, Porting, Polishing.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Lista de figuras

---

Figura 2.1 – Componentes do sistema de admissão (2).....	3
Figura 2.2 – Formato da conduta de admissão na cabeça segundo Kowalewicz (3).....	4
Figura 2.3 – Formato da conduta de admissão na cabeça segundo Vizard (7).....	4
Figura 2.4 – Perfil de velocidades do Escoamento Laminar (8).....	6
Figura 2.5 – Regime turbulento (8).....	7
Figura 2.6 – Efeito “Drag” na bola de golf (11) .....	7
Figura 2.8 – Exemplo de um sistema carburador (9).....	8
Figura 2.7 – Injeção indireta multiponto (10).....	8
Figura 2.9 – Separação de combustível na conduta (8) .....	9
Figura 2.10 – Separação de combustível conforme a velocidade (8) .....	9
Figura 2.11 – Tipo de atomização (8).....	10
Figura 2.12 – Cabeça de motor (20) .....	11
Figura 2.13 – Rugosidades (63).....	12
Figura 2.14 – Ângulo de inclinação da garganta das válvulas (16).....	12
Figura 2.15 – Geometria típica das válvulas e gargantas de admissão e escape (25).....	13
Figura 2.16 – Evolução da pressão no sistema de admissão, cilindro e escape num ciclo de motor (13) .....	14
Figura 2.17 – Gráfico de pressões durante as fases do ciclo (5).....	15
Figura 2.18 – Pressões no ciclo de funcionamento (27).....	16
Figura 2.19 – Estágios de abertura da válvula .....	17
Figura 2.20 – Valores típicos de fluxo de ar na abertura e fecho de válvulas (27).....	18
Figura 2.21 – Áreas de Estágios de abertura da válvula (27) .....	19
Figura 2.22 – Valores de $L_v/D_g$ para os diferentes estágios (27).....	20
Figura 2.23 – Ângulos de válvulas (32).....	21
Figura 2.24 – Eficiência das gargantas em função dos ângulos da sede (7).....	22

Figura 2.25 – Comparação entre ângulos de 30° e 45° (7).....	22
Figura 2.26 – Efeitos na abertura de válvulas, (35).....	23
Figura 2.27 – Efeito Swirl Alto (vermelho) e Baixo (preto).....	24
Figura 2.28 – Temperaturas de válvulas de escape num motor a gasolina (42).....	27
Figura 2.29 – Transferência de calor no corpo da válvula de escape (45).....	28
Figura 2.30 – Efeitos de redução de eficiência volumétrica (15).....	31
Figura 2.31 – Variação da eficiência volumétrica em função da rotação de motor (A), em função do AFVA (B)(48).....	32
Figura 2.32 – Porting numa conduta de admissão Veicomer.....	33
Figura 2.33 – Alteração da geometria da conduta (53).....	34
Figura 2.34 – Alteração da guia da válvula (53).....	34
Figura 2.35 – Efeito Venturi (53).....	34
Figura 2.36 – Gráfico efeito Venturi (53).....	34
Figura 2.37 – Formato da porta (47).....	35
Figura 2.38 – Ângulo de entrada na cabeça (54).....	35
Figura 2.39 – Polimento nas condutas de escape Veicomer.....	37
Figura 2.40 – Dimpling Veicomer.....	38
Figura 2.41 – Velocidade junto ao dimpling (59).....	39
Figura 2.42 – Gráfico da relação de compressão alterada (53).....	40
Figura 2.43 – Câmara de combustão com adição de solda (53).....	41
Figura 3.1 – Modelo computacional (27).....	43
Figura 3.2 – Menu de definição do combustível e do tipo de sistema de combustível (27).....	45
Figura 3.3 – Tubos secundários (27).....	46
Figura 3.4 – Tubo secundário (27).....	46
Figura 3.5 – Câmara de Plenum do motor real (27).....	47

Figura 3.6 – Câmara de plenum caracterizada no LES .....	47
Figura 3.7 – Tubos primários de admissão caracterizado no LES (esquerda), no motor real (direita).....	48
Figura 3.8 – Diagrama de distribuição da válvula de admissão (27).....	49
Figura 3.9 – Diagrama de distribuição da válvula de escape (27).....	49
Figura 3.10 – Coeficiente de descarga da porta de admissão .....	50
Figura 3.11 – Coeficiente de descarga da porta de escape .....	50
Figura 3.12 – Menu de caracterização dos cilindros .....	51
Figura 3.13 – Diagrama de distribuição dos 4 cilindros (27) .....	51
Figura 3.14 – Exemplo de Fuelling para um regime de 3000 rpm (27).....	52
Figura 3.15 – Dados de Combustion Data (27) .....	53
Figura 3.16 – Menu de caracterização do modelo de transferência de calor. Em cima “Open”, em baixo “Close” (27) .....	53
Figura 3.17 – Modelo em silicone (27).....	54
Figura 3.18 – Modelação da área (27) .....	54
Figura 3.19 – Menu “Surface Area Data” (27) .....	55
Figura 3.20 – Menus de caracterização de temperaturas de superfícies (27). .....	56
Figura 3.21 – Sistema de escape (27) .....	58
Figura 3.22 – União de tubos secundários (27) .....	58
Figura 3.23 – Menu Steady State Teste Data Wizard (27) .....	59
Figura 3.24 – Exemplo de condições de fronteira usadas a 1500 rpm (27).....	60
Figura 3.25 – Modulo “Friction Estimator Tool” usado (27) .....	61
Figura 3.26 – Modelo simplificado do motor .....	62
Figura 3.27 – Valores de coeficiente de descarga para dimpling .....	64
Figura 3.28 – Gráficos de teste dimpling.....	64
Figura 3.29 – Alteração do diâmetro na conduta da cabeça no porting na admissão .....	66
Figura 3.30 – Gráficos no porting na admissão .....	66

Figura 3.31 – Gráficos no porting na admissão e escape.....	68
Figura 3.32 – Alteração da rugosidade de superfície no teste de polimento .....	70
Figura 3.33 – Gráficos no teste de de polimento .....	70
Figura 3.34 – Alteração do tipo de material no teste de alteração do material do coletor de admissão.....	72
Figura 3.35 – Gráficos do teste de alteração do material do coletor de admissão.....	72
Figura 3.36 – Alteração das propriedades do material no teste de alteração de calor específico do material do coletor de admissão.....	74
Figura 3.37 – Alteração das propriedades do material no teste de alteração de condutividade térmica.....	75
Figura 4.1 – Motor Ford Pinto 2.0 (57) .....	78
Figura 4.2 – Moldes em Silicone .....	79
Figura 4.3 – Caixa de molde.....	79
Figura 4.4 – Vazamento da resina.....	80
Figura 4.5 – Provetes .....	80
Figura 4.6 – Cabeça original.....	81
Figura 4.7 – Alisamento da conduta .....	82
Figura 4.8 – Dimpling Veicomer .....	82
Figura 4.9 – Dimpling com afastamento.....	83
Figura 4.10 – Dimpling com profundidade.....	83
Figura 4.11 – Fluxómetro .....	84
Figura 4.12 – Port flow analyzer.....	85
Figura 5.1 – Gráfico do caudal volúmico da cabeça original .....	88
Figura 5.2 – Gráfico do caudal volúmico da cabeça ondulada .....	89
Figura 5.3 – Gráfico da cabeça com dimpling Veicomer com a cabeça original .....	90

Figura 5.4 – Gráfico comparativo do caudal volúmico da cabeça com dimpling afastamento com a cabeça original.....	91
Figura 5.5 – Gráfico comparativo do caudal volúmico da cabeça com dimpling em profundidade com a cabeça original .....	92
Figura 5.6 – Alteração da câmara de combustão .....	93
Figura 5.7 – Gráfico comparativo do caudal volúmico da alteração da câmara de combustão com a cabeça original.....	94
Figura 5.8 – Gráficos de binário e de diferenças percentuais de binário para validação do modelo.....	96
Figura 5.9 – Gráficos de binário e diferenças percentuais da conduta ondulada e original	97
Figura 5.10 – Gráficos de binário e diferenças percentuais de binário com dimpling Veicomer e original.....	98
Figura 5.11 – Gráficos de binário e diferenças percentuais do dimpling com afastamento	99
Figura 5.12 – Gráficos de binário e diferenças percentuais do dimpling com profundidade .....	100
Figura 6.1 – Gráfico de caudal volúmico de ar em fluxómetro .....	101
Figura 6.2 – Diferenças de caudal volúmico entre testes realizados com as várias técnicas e o original .....	102
Figura 6.3 – Gráfico de binário com as diversas técnicas.....	103
Figura 6.4 – Diferença percentual de binário entre testes experimentais em LES .....	104
Figura A.1 – Gráfico de coeficiente de descarga.....	119
Figura D.1 - Características técnicas da Resina HB R16-26 .....	124
Figura D. 2 – Características técnicas da Resina HB R16-25.....	125

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Lista de tabelas

---

Tabela 2.1 – Percentagem de Perdas na cabeça de motor (20).....	11
Tabela 2.2 – Velocidade média do pistão para diferentes formatos da câmara de combustão (47).....	29
Tabela 2.3 – Comparação alteração de ângulo de entrada na porta.....	35
Tabela 2.4 – Tabela de dados da razão de compressão alterada (53) .....	40
Tabela 3.1– Dimensões do sistema de admissão .....	47
Tabela 3.2 – Dimensões do sistema de escape .....	58
Tabela 3.3 – Dimensões das válvulas originais .....	63
Tabela 3.4 – Propriedades do tubo primário original na cabeça (Ferro) .....	63
Tabela 3.5 – Propriedades do tubo primário original no coletor (Alumínio) .....	63
Tabela 3.6 – gráfico de binário de teste dimpling.....	65
Tabela 3.7 – Dados alterados no porting na admissão.....	66
Tabela 3.8 – Diferenças de binário no porting na admissão .....	67
Tabela 3.9 – Dados alterados no porting na admissão e escape .....	68
Tabela 3.10 – Diferenças de binário no porting na admissão e escape.....	69
Tabela 3.11 – Diferenças de binário no teste de polimento.....	71
Tabela 3.12 – Dados alterados no teste de alteração do material do coletor de admissão...	72
Tabela 3.13 – Diferenças de binário no teste de alteração do material do coletor de admissão .....	73
Tabela 3.14 – Dados alterados no teste de alteração de calor específico do material do coletor de admissão .....	74
Tabela 3.15 – Diferenças de binário no teste de alteração de calor específico do material do coletor de admissão.....	74
Tabela 3.16 – Dados alterados no teste de alteração de condutividade térmica .....	75

Tabela 3.17 – Diferenças de binário no teste de alteração de condutividade térmica .....	75
Tabela 3. 18 - Conclusões dos testes .....	76
Tabela 4.1 – Plano de alterações.....	80
Tabela 4.2 – Características do Fluxómetro e sistema de medição e controlo de fluxo FlowCom .....	85
Tabela 4.3 – Exemplo de ensaio realizado.....	86
Tabela 5.1 – Caudal volúmico da cabeça original .....	88
Tabela 5.2 – Caudal volúmico da cabeça ondulada.....	89
Tabela 5.3 – Caudal volúmico da cabeça com dimpling Veicomer .....	90
Tabela 5.4 – Caudal volúmico da cabeça com dimpling afastamento.....	91
Tabela 5.5 – Caudal volúmico da cabeça com dimpling profundidade.....	92
Tabela 5.6 – Alteração da câmara de combustão.....	93
Tabela 5.7 – Binário e Potência obtidos experimentalmente e em LES com a cabeça original .....	95
Tabela 5.8 – Comparação entre o binário obtido com a conduta ondulada e original.....	97
Tabela 5.9 – Comparação entre binário de dimpling Veicomer e original.....	98
Tabela 5.10 – Comparação entre binário de dimpling com afastamento e original .....	99
Tabela 5.11 – Comparação entre binário de dimpling com profundidade e original .....	100
Tabela 6.1 – Comparações entre testes em fluxómetro .....	101
Tabela 6.2 – Resultados de binário de testes em LES .....	103
Tabela 6.3 – Diferenças percentuais entre modificações.....	104
Tabela 6.4 – Comparação dos ensaios em fluxómetro com binário máximo .....	105

Tabela A.1 – Dados de Fluxómetro .....	119
Tabela A.2 – Exemplo de determinação do coeficiente de descarga.....	120
Tabela B.1 – Características do material de construção de componentes estudados nos ensaios exploratórios.....	121
Tabela B.2 – Características térmicas nos componentes estudados .....	121
Tabela B.3 – Rugosidade típica da superfície dos componentes em estudo.....	121
Tabela C.1 – Caracterização do motor.....	122
Tabela C.2 – Caracterização da cabeça do motor .....	123
Tabela C.3 – Caracterização da distribuição do motor .....	123
Tabela C.4 – Caracterização do sistema de admissão original .....	123
Tabela C.5 – Caracterização do sistema de escape.....	123

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Nomenclatura

---

## Letras Romanas

$A_c$	Secção transversal do cilindro [ $m^2$ ]
$A_{cv}$	Área de corte da válvula [ $m^2$ ]
$A_{ef}$	Área efectiva da válvula [ $m^2$ ]
$A_{gar}$	Área da secção transversal da garganta da válvula [ $m^2$ ]
$A_m$	Área (geométrica) mínima da válvula [ $m^2$ ]
$a_p$	Distância entre o eixo da cambota e o eixo do cavilhão [m, mm]
$A_p$	Secção transversal do tubo primário [ $m^2$ ]
$A_{ref}$	Área de referência da válvula [ $m^2$ ]
$A_s$	Secção transversal do tubo secundário [ $m^2$ ]
$c$	Número de cilindros [-]
$c_b$	Comprimento da biela [m]
$C_d$	Coefficiente de descarga [-]
$c_p$	Calor específico a pressão constante J/(kg.K)
$c_v$	Curso da válvula [m]
$cv$	Potência [cv]
$D_b$	Diâmetro das chumaceiras da biela [m, mm]
$D_c$	Diâmetro do cilindro [m, mm]
$d_g$	Diâmetro da garganta da válvula [m, mm]
$d_h$	Diâmetro da haste da válvula [m, mm]
$d_p$	Diâmetro dos tubos primários [m, mm]
$d_s$	Diâmetro dos tubos secundários [m, mm]
$d_v$	Diâmetro da cabeça da válvula [m, mm]
$k$	Razão dos calores específicos a pressão e volume constante $c_p / c_v$ do gás

$L_b$	Comprimento da chumaceira principal [m, mm]
$l_c$	Curso do pistão [m, mm]
$l_p$	Comprimento do tubo primário [m, mm]
$l_s$	Comprimento do tubo secundário [m, mm]
$\dot{m}$	Caudal mássico [kg/s]
$m_{\text{ciclo}}$	Massa de ar retida no cilindro por ciclo [kg]
$n$	Rotação do motor [rpm]
$p_{\text{adm}}$	Pressão na admissão [mbar]
$p_{\text{atm}}$	Pressão atmosférica no local [mbar]
$p_j$	Pressão a jusante da válvula (relativo a ensaios em banco de fluxo) [mbar]
$p_m$	Pressão a montante da válvula (relativo a ensaios em banco de fluxo) [mbar]
$p_{\text{ma}}$	Pressão média de atrito [kPa]
$q$	Taxa de transferência de calor específica [J/kg]
$Q$	Caudal volúmico de ar [l/s]
$R$	Constante de um gás perfeito [J/kgK]
$r_c$	Razão de compressão [-]
$Re$	Número de Reynolds [-]
$t$	Tempo [s]
$T_{\text{atm}}$	Temperatura atmosférica no local [°C]
$V$	Cilindrada total do motor [cm <sup>3</sup> , m <sup>3</sup> , l]
$V_c$	Cilindrada unitária [cm <sup>3</sup> , m <sup>3</sup> , l]
$V_{\text{cc}}$	Volume da câmara de combustão [cm <sup>3</sup> , m <sup>3</sup> , l]
$v_{\text{mp}}$	Velocidade média do pistão [m/s]
$V_{\text{pl}}$	Volume da câmara de plenum [cm <sup>3</sup> , m <sup>3</sup> , l]
$Z_1$	Número de tubos primários [-]
$Z_2$	Número de tubos secundários [-]

## Letras Gregas

$\beta$	Ângulo da sede das válvulas [°]
$\eta_v$	Rendimento volumétrico [%]
$\theta_{AVA}$	Ângulo de abertura da válvula de admissão [°]
$\theta_{FVA}$	Ângulo de fecho da válvula de admissão [°]
$\rho$	Massa volúmica do ar [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_0$	Massa volúmica do ar à entrada do sistema de admissão [kg/m <sup>3</sup> ]

## **Abreviaturas**

AFR	Razão ar/combustível (do inglês Air Fuel Ratio)
APMI	Antes do ponto morto inferior
APMS	Antes do ponto morto superior
ATDC	Após o Ponto Morto Superior (After Top Dead Center)
AVA	Abertura da válvula de admissão
AVE	Abertura da válvula de escape
CNC	Controlo Numérico Computorizado
DPMI	Depois do ponto morto inferior
DPMS	Depois do ponto morto superior
FVA	Fecho da válvula de admissão
FVE	Fecho da válvula de escape
LES	Lótus Engine Simulation – software de modelação de motores
MBT	Avanço à ignição que maximiza o binário (do inglês Maximum Brake Torque)
PMA	Ponto de máxima abertura da válvula (admissão ou escape)
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PMS <sub>comp</sub>	Ponto morto superior na fase de compressão
PMS <sub>cruz</sub>	Ponto morto superior na fase de cruzamento de válvulas
WOT	<i>Wide Open Throttle</i> (carga máxima do motor)

# Índice

---

<b>AGRADECIMENTOS</b>	<b>III</b>
<b>RESUMO</b>	<b>V</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>VII</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>IX</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>XV</b>
<b>NOMENCLATURA</b>	<b>XIX</b>
<b>ÍNDICE</b>	<b>XXIII</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1. Organização do trabalho	2
<b>2. ENQUADRAMENTO CIENTÍFICO</b>	<b>3</b>
2.1. Sistema de admissão	3
2.1.1. Conduitas de Admissão	5
2.1.2. Escoamento de ar nas condutas de admissão	6
2.1.3. Atomização de Combustível	8
2.2. Aspectos geométricos das condutas na cabeça de motor	10
2.3. Válvulas	13
2.3.1. Variação de pressão na admissão e escape num ciclo do motor	13
2.3.2. Escoamento nas válvulas	17
2.3.2.1. Abordagem geométrica	17
2.3.3. Ângulo de sede de válvulas	21
2.3.4. Efeitos na abertura de válvulas de admissão	23
2.3.5. Coeficiente de descarga	24
2.3.6. Temperatura nas válvulas	27
2.4. Parâmetros de desempenho do motor	29
2.4.1. Velocidades de pistão	29
2.4.2. Eficiência Volumétrica teórica	30
2.5. Alterações geométricas na cabeça do motor	33
2.5.1. Porting	33
2.5.2. Polishing	37
2.5.3. Dimpling	38
2.5.4. Alteração da relação de compressão	40
2.5.5. Alteração geométrica da câmara de combustão	41
<b>3. MODELAÇÃO COMPUTACIONAL DO MOTOR</b>	<b>43</b>
3.1. Caracterização do motor no LES (4 cilindros)	44

3.1.1.	Sistema de combustível	45
3.1.2.	Caracterização geométrica e termodinâmica de tubos	45
3.1.3.	Tubos secundários de admissão	46
3.1.4.	Câmara de plenum	47
3.1.5.	Tubos primários de admissão	48
3.1.6.	Diagrama de distribuição	49
3.1.7.	Portas de admissão e de escape	50
3.1.8.	Cilindros	51
3.1.8.1.	Combustão	52
3.1.8.2.	Modelo de combustão	53
3.1.8.3.	Modelos de transferência de calor	53
3.1.8.4.	Caracterização da superfície de componentes	54
3.1.8.5.	Temperatura de superfícies	55
3.1.8.6.	Fase de combustão	57
3.1.9.	Sistema de escape	57
<b>3.2.</b>	<b>Condições de teste</b>	<b>59</b>
<b>3.3.</b>	<b>Atrito no motor</b>	<b>61</b>
<b>3.4.</b>	<b>Testes exploratórios (modelo simplificado)</b>	<b>62</b>
3.4.1.	Teste 1 – Dimpling	64
3.4.2.	Teste 2 – Porting na admissão	66
3.4.3.	Teste 3 – Porting na admissão e escape	68
3.4.4.	Teste 4 - Polimento	70
3.4.5.	Teste 5 – Alteração do material do coletor de admissão	72
3.4.6.	Teste 6 – Alteração de calor específico do material do coletor de admissão	74
3.4.7.	Teste 7 – Alteração da condutividade térmica	75
3.4.8.	Conclusões dos testes exploratórios	76
<b>4.</b>	<b>MONTAGEM EXPERIMENTAL</b>	<b>77</b>
<b>4.1.</b>	<b>Motor em estudo</b>	<b>78</b>
<b>4.2.</b>	<b>Réplica da cabeça de motor em estudo</b>	<b>79</b>
<b>4.3.</b>	<b>Alterações na cabeça de motor</b>	<b>81</b>
4.3.1.	Conduta ondulada	82
4.3.2.	Dimpling Veicomer	82
4.3.3.	Dimpling com afastamento	83
4.3.4.	Dimpling com profundidade	83
<b>4.4.</b>	<b>Fluxómetro</b>	<b>84</b>
<b>5.</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>87</b>
<b>5.1.</b>	<b>Resultados experimentais</b>	<b>88</b>
5.1.1.	Caudal Volúmico na Cabeça Original	88

5.1.2.	Caudal volúmico na conduta ondulada	89
5.1.3.	Caudal Volúmico no dimpling Veicomer	90
5.1.4.	Caudal volúmico no dimpling em afastamento	91
5.1.5.	Caudal volúmico no dimpling em profundidade	92
5.1.6.	Caudal Volúmico com alteração da câmara de combustão	93
<b>5.2.</b>	<b>Resultados computacionais</b>	<b>95</b>
5.2.1.	Validação do modelo computacional	95
5.2.2.	Binário LES na conduta ondulada	97
5.2.3.	Binário LES no dimpling Veicomer	98
5.2.4.	Binário LES no dimpling com afastamento	99
5.2.5.	Binário LES no dimpling com profundidade	100
<b>6.</b>	<b>ANÁLISE DE RESULTADOS</b>	<b>101</b>
<b>7.</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>107</b>
7.1.	Conclusões	107
7.2.	Trabalho futuro	110
	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>111</b>
	<b>ANEXO A – CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE DESCARGA NAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO E ESCAPE</b>	<b>117</b>
	<b>ANEXO B – PROPRIEDADES DE MATERIAL E TIPO DE ARREFECIMENTO – LES</b>	<b>121</b>
	<b>ANEXO C – CARACTERIZAÇÃO DO MOTOR</b>	<b>122</b>
	<b>ANEXO D – RESINA HB R16</b>	<b>124</b>







# 1. Introdução

---

Este trabalho centrou-se nos aspetos que influenciam o comportamento do escoamento de ar na cabeça de um motor, principalmente nas condutas de admissão, que afetam fortemente o desempenho do motor.

O primeiro passo no desenvolvimento do presente estudo, consistiu numa revisão bibliográfica sobre a influência da forma e acabamento das paredes no escoamento do ar nas condutas de admissão, técnicas de alteração de condutas de admissão, assim como de outros fatores que podem interferir no processo de admissão de ar para o motor.

A parte experimental do estudo baseou-se na cabeça de um motor Ford SOHC 2.0 que, com o apoio da empresa Veicomer, alterou as condutas de admissão e escape originais, recorrendo às técnicas *porting*, *dimpling* e *polishing*. Dentre estas três, uma vez que, o *porting* e o *polishing* já têm resultados comprovados experimentalmente, o *dimpling* foi estudado de uma forma mais detalhada, nomeadamente, variando o diâmetro, a profundidade e o espaçamento entre as cavidades.

As condutas da cabeça para os diversos cilindros, foram alteradas de modo diferente para estudar e compreender as diferentes técnicas de alteração das condutas. O impacto dessas alterações foi quantificado através da medição do caudal mássico em fluxómetro para o cálculo do coeficiente de descarga das condutas. Esses valores foram utilizados num modelo computacional em Lotus Engine Simulation (LES) para avaliar como cada técnica pode afetar o binário no motor.

Numa fase inicial, optou-se por fabricar cinco réplicas da cabeça do motor em resina, cada uma reproduzindo as condutas do cilindro. Em cada réplica, seria utilizada uma técnica de alteração geométrica e/ou de superfície, para posterior medição em fluxómetro. Esta opção foi, no entanto, abandonada uma vez que, na colocação das peças para maquinação, foi detetado que, a metodologia utilizada na conceção das réplicas não garantia rigor face à grandeza das alterações em estudo. Deste modo, foi adquirida uma cabeça original, na qual se realizaram os ensaios acima referidos.

## 1.1. Organização do trabalho

---

No **Capítulo 1** consta uma breve descrição de todo o trabalho realizado.

No **Capítulo 2** foi feita uma revisão bibliográfica aos autores que, técnica ou cientificamente, estudaram os assuntos tratados neste trabalho.

No **Capítulo 3** caracterizou-se o modelo base do motor no *software* de simulação de motores Lotus Engine Simulation (LES). O modelo baseou-se no modelo facultado por João F. Pereira (27), onde foram realizadas adaptações específicas para este estudo. Foi também criado um modelo simplificado do motor (monocilindro com simplificação no sistema de admissão e escape), com o objetivo de reduzir o tempo de cálculo em ensaios exploratórios.

No **Capítulo 4** foram descritas as técnicas de construção das réplicas da cabeça de motor, as técnicas utilizadas nas várias condutas na cabeça de motor (*dimpling*, *polishing*, *porting* e alisamento), e ainda a metodologia utilizada na medição do caudal de ar para caracterização das condutas.

No **Capítulo 5** apresentaram-se os resultados dos ensaios em fluxómetro, e consequentes cálculos do coeficiente de descarga para cada técnica usada nas condutas, assim como os resultados de binários obtidos pela modelação no LES.

No **Capítulo 6** foram analisados e comparados todos os resultados obtidos com as diferentes técnicas de alteração de condutas, relacionando o aumento de caudal de ar obtido no fluxómetro com o aumento de binário do motor.

No **Capítulo 7** foram descritas as principais conclusões deste trabalho.

## 2. Enquadramento Científico

---

O enquadramento científico teve como objetivo o aprofundamento dos conhecimentos em motores de combustão interna e conhecer os fundamentos científicos inerentes às alterações na cabeça do motor realizadas neste trabalho.

Na pesquisa bibliográfica concluiu-se que não existem obras de carácter científico que abordem as alterações geométricas e de superfícies das condutas em estudo neste trabalho. Assim, recorreu-se à análise de diversas publicações técnicas de autores reconhecidos onde são descritas as técnicas e consequentes resultados práticos.

### 2.1. Sistema de admissão

---

O sistema de admissão é um dos sistemas mais importantes para o desempenho de um motor de combustão interna, pois é o que controla a entrada de ar no motor. Se o escoamento de ar não for o melhor, existirão perdas que condicionam a sua máxima eficiência, existindo assim falta de potência, (1).

O sistema de admissão inicia no tubo terciário, e termina na válvula de admissão, passando pelo filtro de ar, tubo secundário, câmara de *plenum*, coletores de admissão, tubos primários, Figura 2.1.

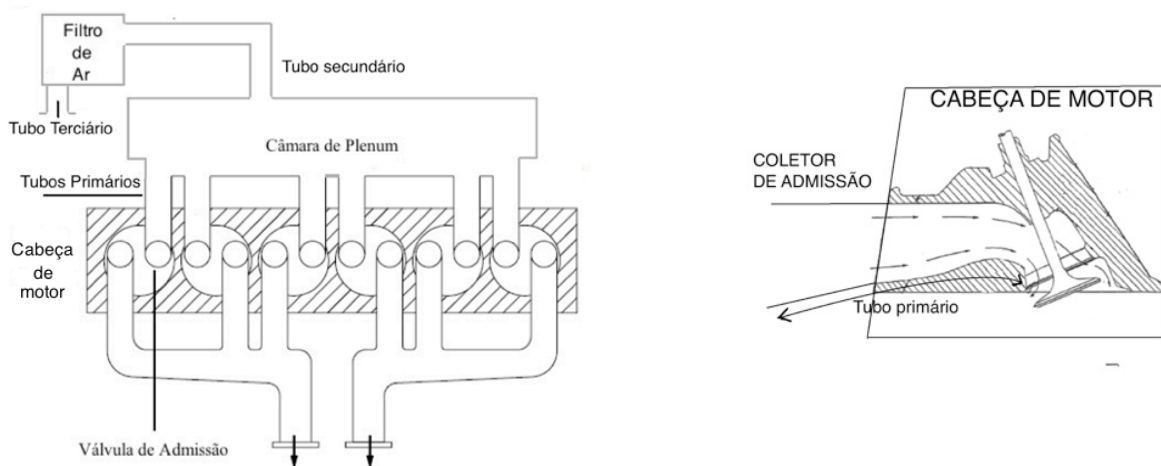


Figura 2.1 – Componentes do sistema de admissão (2)

De entre todos os componentes do sistema de admissão, é importante destacar a conduta na cabeça, que se subdivide na porta de admissão, garganta e sede da válvula, uma vez que tem uma grande influência no escoamento de ar de admissão e consequentemente na eficiência volumétrica de um motor de combustão interna.

Em relação à geometria da conduta na cabeça, Kowalewicz (3) demonstra que, pela Figura 2.2, a área da secção transversal deve diminuir regularmente até chegar à sede da válvula, onde se encontra a secção transversal menor. Ao longo do cone transiente, formado pela sede da válvula, a porta deve ter um formato de difusor, com o objetivo de restaurar parte da pressão dinâmica, reduzindo deste modo, a perda de carga durante o processo de admissão.

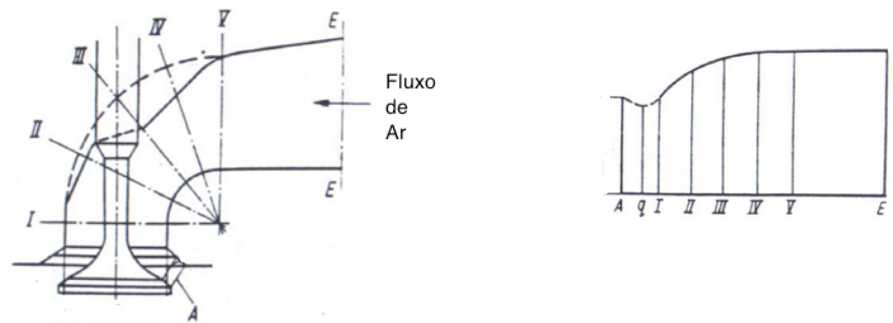


Figura 2.2 – Formato da conduta de admissão na cabeça segundo Kowalewicz (3)

Tal como Kowalewicz, David Vizard (4) partilha da mesma opinião onde diz que a secção transversal da conduta deve diminuir (B), Figura 2.3.

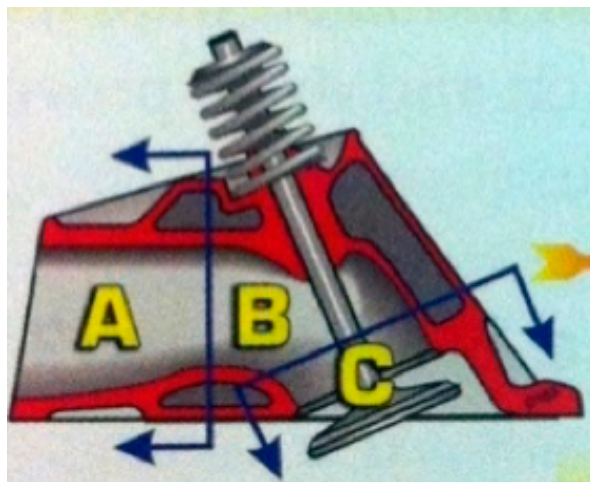


Figura 2.3 – Formato da conduta de admissão na cabeça segundo Vizard (4)

### 2.1.1. Conduitas de Admissão

---

A principal função das conduitas de admissão nos motores de combustão interna é conduzir o ar atmosférico até aos cilindros, maximizando a quantidade de ar e garantindo que existe uniformidade de massa de ar entre eles, de modo a produzir baixas perdas de carga ao longo do escoamento, otimizando assim o rendimento volumétrico.

A geometria das conduitas é projetada de acordo com as características pretendidas para o motor e com o espaço existente no compartimento do motor. O comprimento e o diâmetro das conduitas de admissão têm um papel fundamental no desempenho do motor, uma vez que os efeitos pulsantes são largamente influenciados por aqueles parâmetros geométricos que, por sua vez, influenciam o escoamento de ar de admissão.

O motor de combustão interna de ciclo *Otto* é uma máquina térmica alternativa em que o gás admitido (ar) para o cilindro, é descarregado através de válvulas que trabalham sincronizadas com o movimento do pistão. Como consequência, o movimento do gás é pulsante, e não estacionário, ou seja, a velocidade e a pressão do ar variam no tempo ao longo de um ciclo de motor. O movimento do gás é determinado, em cada instante, pela diferença de pressão entre a entrada da conduta de admissão e o cilindro. No interior da conduta, sobrepostos aos fenómenos pulsantes (oscilação de pressão devido ao movimento das válvulas e do pistão), surgem também, fenómenos de inércia (movimento do ar) e troca de calor, (5).

Segundo Heisler (1995) e Maftouni et al. (2006) os objetivos a ter no projeto de um coletor de admissão passam por:

- Promover um fluxo de ar mais direto para cada cilindro e estimular uma distribuição uniforme de mistura (ar e gasolina) para cada cilindro;
- Criar um diâmetro ideal para que se mantenha a velocidade do ar em baixas rotações, sem afetar a eficiência volumétrica nas rotações mais altas;
- Conceber um meio que permita evitar interferências negativas entre processos de admissão dos cilindros, ou tirar proveito dessas mesmas interferências, de modo a aumentar o caudal de ar admitido nos cilindros.

## 2.1.2. Escoamento de ar nas condutas de admissão

---

O escoamento de ar nas condutas de admissão pode ocorrer em regime laminar ou turbulento. Para o escoamento em regime laminar, as linhas de corrente não se cruzam. Neste tipo de escoamento, existe um mínimo de agitação das várias camadas de fluido, ou seja, é praticamente linear. As diferentes secções do fluido deslocam-se em planos paralelos, (8).

No caso das condutas de um sistema de admissão, a superfície das condutas atua de igual modo, produzindo um arrasto ou resistência ao escoamento de ar, fazendo com que este seja atrasado. Esta resistência, cria uma divisão denominada “camada limite”, que pode ser observada na Figura 2.4. O número de Reynolds é um número adimensional que é usado para verificar o tipo de regime de escoamento de um determinado fluido sobre uma superfície, neste caso para escoamentos laminares, o fluxo toma valores de Reynolds abaixo de 2400.

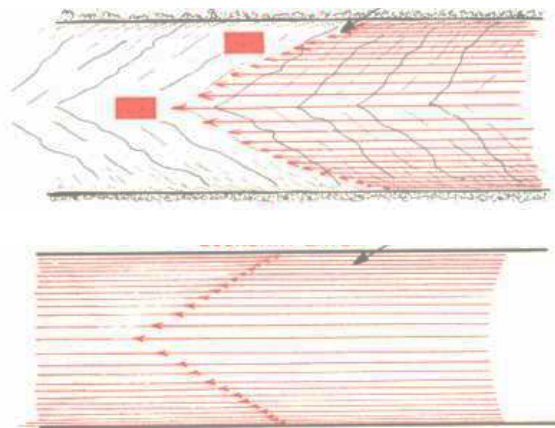


Figura 2.4 – Perfil de velocidades do Escoamento Laminar (8)

Num escoamento laminar o fluido tende a seguir a superfície que o envolve. Se a velocidade do ar se tornar bastante elevada, ou encontrar uma curva demasiado acentuada, o fluido irá descolar-se da superfície, e irá formar pequenos turbilhões na camada limite, como se pode notar na Figura 2.5. Se o ar é obrigado a fluir em torno de um objeto, ou a fazer uma curva apertada, o escoamento laminar será interrompido, causando um escoamento turbulento. A turbulência, por sua vez, faz com que, o fluxo de ar principal saia do seu percurso habitual, e crie uma deflexão. Neste regime, a velocidade do fluxo é elevada, e toma valores de Reynolds acima de 2400, resultando num regime turbulento, (8).

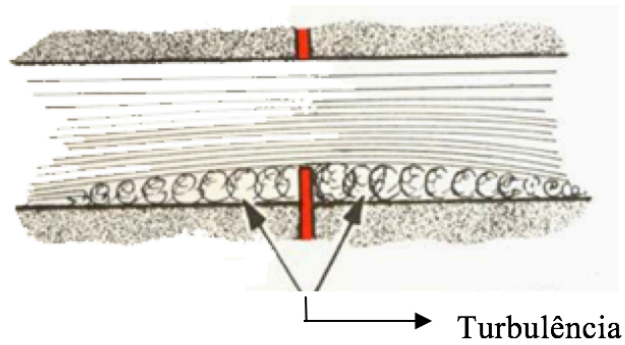


Figura 2.5 – Regime turbulento (8)

Nos escoamentos turbulentos, e também quando existe uma separação e inversão de sentido do escoamento, é estabelecida uma Força de Resistência (*Drag*) acrescida, contrária ao deslocamento, o que faz abrandar a velocidade do ar nesse ponto, criando vórtices. No entanto, também existe um efeito positivo no escoamento turbulento, que consiste na facilidade de misturar, eficientemente, as camadas de ar com maior energia cinética, com as camadas estagnadas, transferindo energia à camada limite. Com esta mistura, no caso das condutas de admissão dos motores, o escoamento de ar favorece a atomização do combustível e conseqüentemente maior homogeneidade na mistura a ser admitida na câmara de combustão.

Este mesmo princípio é usado nas bolas de golfe, que têm a sua superfície coberta por pequenas cavidades. Estas irregularidades visam a criação de um escoamento turbulento. A resistência aerodinâmica adicional à superfície (*Skin Drag*), proporcionada pela turbulência, é compensada pela redução considerável da esteira (*Form Drag*). Isto é possível, uma vez que, o escoamento turbulento tende a permitir uma maior aderência e ao longo de uma curvatura mais apertada do que o escoamento laminar, visível na Figura 2.6, (11).

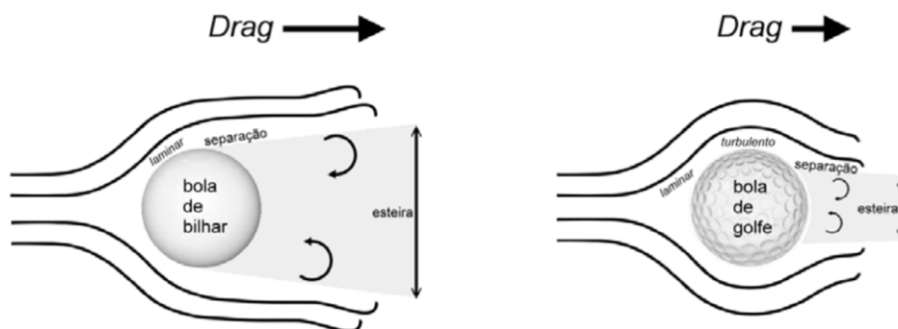


Figura 2.6 – Efeito “Drag” na bola de golfe (11)

As cavidades anteriormente referidas, impostas na conduta de admissão, melhoram o escoamento e conseqüentemente produzem um efeito de aumento na área efetiva da válvula.

Com o aumento da área efetiva da válvula, obtém-se um aumento de coeficiente de descarga, ver 2.3.5, resultando assim numa porta mais eficiente, para a mesma relação de curso de válvula com o diâmetro da garganta ( $L_v/D_g$ ), ver secção 2.3.2.1.

### 2.1.3. Atomização de Combustível

---

No funcionamento de motores de injeção indireta ou de carburador, pequenas partículas de combustível são misturadas com o ar no sistema de admissão - processo de atomização, Figura 2.8 e Figura 2.7. Estas partículas de combustível são consideravelmente mais pesadas do que o ar e, por conseguinte, são mais afetadas pela inércia podendo dificultar o processo de atomização. A condição mais favorável à atomização é conseguir velocidade e turbulência no escoamento de ar na conduta de admissão, de modo a manter estas partículas em suspensão. No entanto, existe sempre a probabilidade de parte dessas partículas se precipitarem nas paredes da conduta, quer na entrada de mistura para o cilindro, quer quando existe retorno de mistura do cilindro para admissão, ou *backflow*. (8).

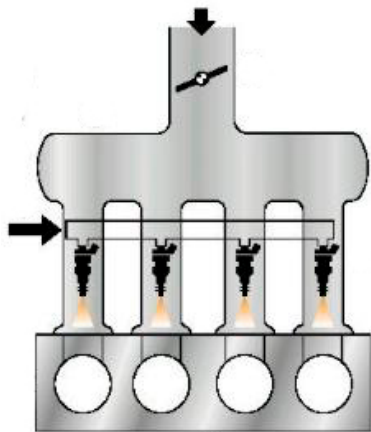


Figura 2.8 – Injeção indireta multiponto (10)

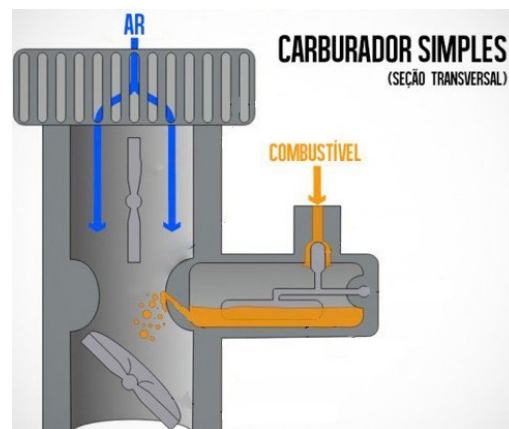


Figura 2.7 – Exemplo de um sistema carburador (9)

À medida que a mistura flui, num tubo de diâmetro constante, o escoamento passará por toda a secção transversal desse mesmo tubo. No centro deste, o escoamento será mais rápido do que na camada que está em contacto com a parede. Isto porque, a velocidade do escoamento de ar tende a diminuir, motivada pela perda de atrito. Por outro lado, se existir uma curva no tubo, a mistura de ar/combustível, comportar-se-á de forma diferente, ou seja,

os gases resultantes da mistura percorrerão a curvatura mais rapidamente. Uma vez que, os gases são incapazes de produzir energia para aumentarem a velocidade, estes tendem a seguir o caminho de menor resistência, seguindo um “atalho”, tal como é demonstrado na Figura 2.9, (8).

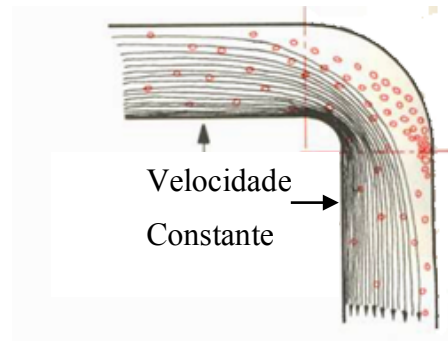


Figura 2.9 – Separação de combustível na conduta (8)

Ao mesmo tempo que o ar é pressionado contra a parede da conduta, que está no raio da curvatura inferior, as partículas de combustível (mais pesadas), por possuírem inércia, mantêm o percurso pelo lado superior do raio da curvatura. Se a velocidade da mistura for o suficiente elevada, a inércia, fará com que o combustível prossiga o seu caminho até à câmara de combustão. Caso contrário, o combustível separar-se-á do fluxo de ar precipitando, fazendo com que, a mistura não fique uniforme, conseqüentemente, a mistura será mais rica no lado superior do raio da curvatura do que no lado inferior da mesma. Caso a porta de admissão esteja, imediatamente, a seguir à curva, as partículas de combustível, entrarão pelo lado da sede da válvula, enquanto o escoamento de ar entrará pelo lado onde o raio da curvatura for mais acentuado, conforme se pode constatar pela observação da Figura 2.10.

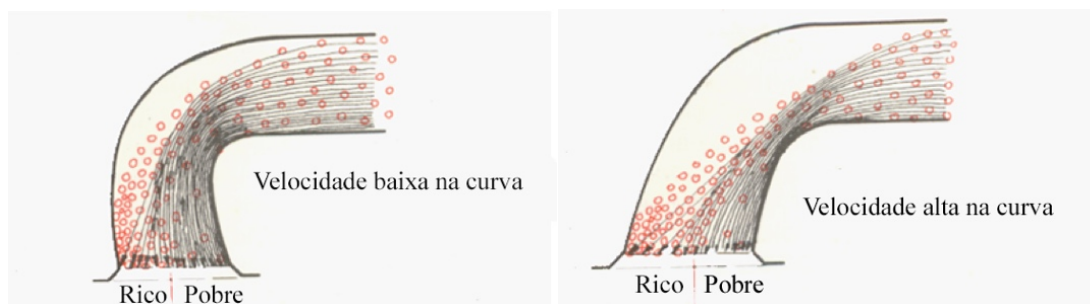


Figura 2.10 – Separação de combustível conforme a velocidade (8)

Esta variação na uniformidade da mistura produz, dentro do cilindro, áreas onde a mistura dos gases é rica ou pobre. Assim, melhorar a turbulência poderá ajudar na remistura do combustível com o ar e conseqüentemente a uniformização da mistura.

Uma mistura mais uniforme, cria uma boa atomização, isto é quando a massa de combustível está bem distribuída sobre a massa de ar, Figura 2.11 (lado esquerdo). Quando não existe uniformidade na mistura, esta fica rica em certos pontos, como se pode ver no lado direito da Figura 2.11.



*Figura 2.11 – Tipo de atomização (8)*

Esta separação do combustível do ar e precipitação nas paredes, influencia a qualidade da combustão e conseqüentemente o binário do motor. Quando num motor existe a probabilidade destes fenómenos existirem no motor, para o otimizar, as condutas de admissão terão de ser refeitas ou melhoradas, (8).

## **2.2. Aspectos geométricos das condutas na cabeça de motor**

---

Do ponto de vista do desempenho, a cabeça do motor é considerada o órgão mais importante no motor. A sua geometria, mais concretamente das condutas e das portas de admissão, tem mais influência sobre o binário, do que qualquer outro componente do motor. Se a cabeça do motor não for eficiente, nunca se conseguirá obter um binário específico elevado, (16). A geometria das condutas e portas de escape, assim como da câmara de combustão também afetam o desempenho do motor, mas com menor relevância face às condutas e portas de admissão. Estas geometrias dependem fortemente do ângulo das válvulas (ver 2.2.2) e condicionam muito o escoamento do ar e gases na cabeça e conseqüentemente o binário do motor. Simultaneamente aqueles parâmetros condicionam as dimensões exteriores da cabeça do motor. Deste modo as geometrias são uma relação de compromisso entre desempenho e dimensões do motor.

Para melhorar e aumentar o escoamento do ar de admissão, as perdas nas condutas da cabeça devem ser analisadas, de modo a identificar zonas para potencial melhoria (17,18). As perdas traduzem-se em restrições que diminuem a área efetiva de passagem do ar, diminuindo conseqüentemente o coeficiente de descarga das válvulas, ver 2.3.5.

A Tabela 2.1 e a Figura 2.12 apresentam um exemplo do manual do fluxómetro Superflow SF-120, para uma cabeça de motor CHEVROLET (válvula de  $\varnothing=49.3$  mm), onde foram avaliadas as perdas de carga em cada zona da conduta de admissão (20,21,47).

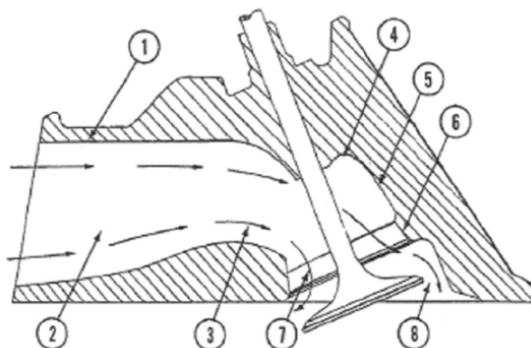


Figura 2.12 – Cabeça de motor (20)

Segundo a Tabela 2.1, verifica-se que as percentagens de perda mais significativas, estão localizadas imediatamente a montante e a jusante da garganta das válvulas.

Tabela 2.1 – Percentagem de Perdas na cabeça de motor (20)

Nr.	Fonte de perda de fluxo	% de perda
1	Rugosidade das paredes*	4
2	Contração na passagem da haste de atuação da válvula	2
3	Curvatura na guia da válvula	11
4	Expansão a jusante da guia da válvula	4
5	Expansão 25 graus	12
6	Expansão 30 graus	19
7	Curvatura na saída da válvula	17
8	Expansão à saída da válvula	31
	Total	100

\*3% para parede polida, 4% para acabamento em fundição de areia, (27).

Algumas das alterações possíveis a serem efetuadas, para reduzir essas perdas, são: a técnica *porting*, onde se altera a porta, aumentando raio da conduta e consequentemente reduzindo os ângulos mais acentuados; a técnica *dimpling*, onde se cria na superfície da porta e conduta de admissão, o efeito de camada de bola de golfe e a técnica *polishing*, que consiste em reduzir a rugosidade da conduta, ver secção 2.5.

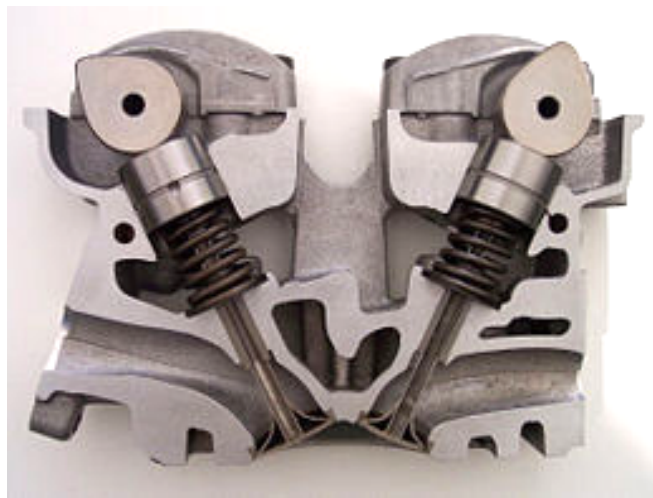
A rugosidade nas condutas de admissão e escape numa cabeça de motor, tipicamente construída por fundição, a rugosidade toma valores entre 0,8 e 50  $\mu\text{m}$ . Na secção 3.1, onde se caracteriza o motor num software de simulação, foi usado inicialmente o valor de rugosidade de 0,25 mm que corresponde ao valor pré-definido no programa, e comparou-se com um valor correspondente a um possível polimento de 50  $\mu\text{m}$ , segundo Figura 2.13.



## 2.3. Válvulas

---

Como referido em 2.1.1, as válvulas, as gargantas e as condutas de admissão e escape na cabeça de motor condicionam a área disponível para o escoamento do fluxo de ar. Pela complexidade geométrica do caminho do ar, as válvulas e gargantas constituem a mais importante restrição nos sistemas de admissão e escape de motores de quatro tempos, ver Figura 2.15. Nestas, o que restringe o caudal mássico é, essencialmente, o diâmetro e o tempo de abertura das válvulas conjugado com perfil da zona da garganta, (24).



*Figura 2.15 – Geometria típica das válvulas e gargantas de admissão e escape (25)*

### 2.3.1. Variação de pressão na admissão e escape num ciclo do motor

---

O escoamento de ar e gases nos sistemas de admissão e escape, dos motores de combustão interna alternativos, é instável devido à propagação das ondas da pressão pelas condutas de admissão e escape. A variação da pressão a montante das válvulas de admissão e a jusante das válvulas de escape, tem um efeito significativo no enchimento e descarga dos cilindros, e conseqüentemente, na massa de ar e de combustível introduzido no cilindro.

Durante a fase de admissão, a válvula de admissão encontra-se aberta, o pistão atinge o Ponto Morto Superior (PMS) e inicia o movimento do PMS para o Ponto Morto Inferior (PMI), criando uma depressão que conduz ao enchimento do cilindro com a mistura ar/combustível. A pressão no interior do cilindro varia conforme a posição em que se

encontra o pistão, sendo idealmente sempre inferior à pressão no sistema de admissão, para que maximize a quantidade de ar admitido, como é possível observar na Figura 2.16.

De forma a melhorar o preenchimento de mistura ar/combustível no interior do cilindro, a árvore de cames é projetada de modo a que a válvula de admissão abra imediatamente antes do pistão atingir o PMS. Assim, a válvula de admissão, permanece aberta em toda a fase de admissão, fechando já no início da fase de compressão (FVA). A sincronização da abertura (AVA) e do fecho (FVA) da válvula de admissão com a variação de pressão na admissão condicionam fortemente o caudal de ar que é admitido para o cilindro. O período angular em que tanto as válvulas de admissão, como as de escape, estão abertas na região de PMS, é designado por cruzamento de válvulas, (6, 13).

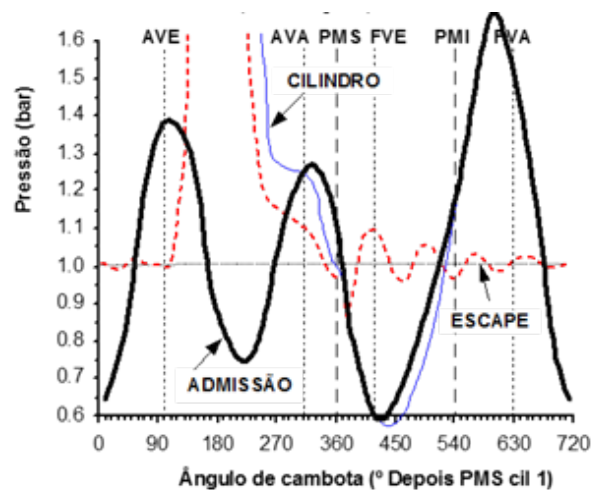


Figura 2.16 – Evolução da pressão no sistema de admissão, cilindro e escape num ciclo de motor (13)

Na fase de compressão, após o fecho das válvulas de admissão, o pistão desloca-se na direção PMI - PMS, reduzindo o volume de ar admitido ao comprimi-lo. Aqui, a pressão na admissão, em nada influencia o processo de admissão ou escape.

Na fase de expansão, o pistão volta a deslocar-se do PMS para o PMI. Cria-se uma faísca que queima a mistura, transformando essa explosão em energia mecânica, originando a descida do pistão. Tal como na fase de anterior, a pressão na admissão em nada influencia o processo de admissão e escape, pois nenhuma das válvulas se encontra aberta.

Na fase de escape, o pistão desloca-se na direção PMI - PMS. A válvula de escape abre (AVE) antes do pistão atingir o PMI, de modo a maximizar a saída do cilindro dos gases resultantes da combustão, Este processo é maximizado caso, logo que a válvula de escape é aberta, a pressão no interior do cilindro seja superior à pressão do escape, resultando numa saída mais rápida de escoamento de ar, Figura 2.17.

Na Figura 2.17, verifica-se que a pressão no interior do cilindro é, consecutivamente reduzida até, atingir, no PMS (pontos 2 e 12), o valor próximo de pressão atmosférica. Após o PMS, o avanço da abertura da válvula de admissão (AVA), permite que a massa de ar admitida, devido a sua inércia, continue a entrar no cilindro, voltando assim ao início do ciclo, (6).

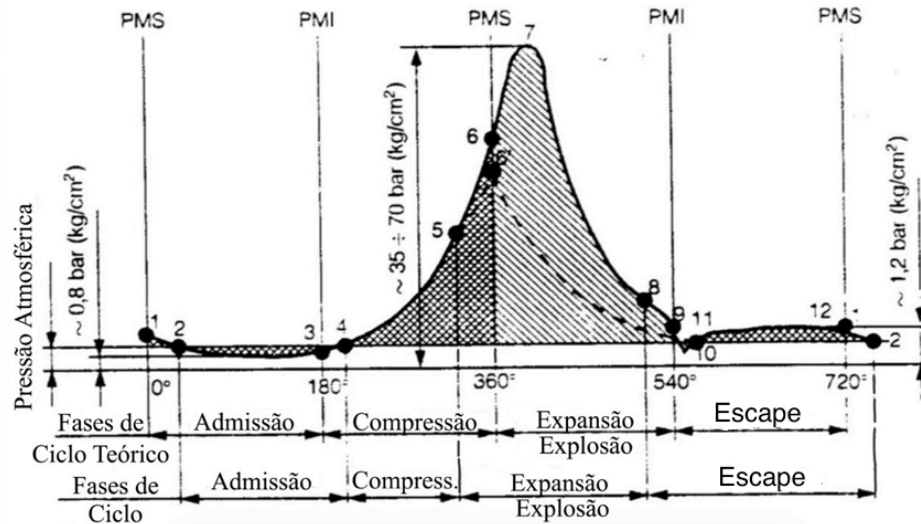


Figura 2.17 – Gráfico de pressões durante as fases do ciclo (6)

Além destes processos, existe ainda um efeito de interferência entre cilindros. A onda de pressão de um cilindro é afetada no sistema de admissão, por ondas de pressão, que têm origem noutros cilindros. Esta interferência, pode ser negativa ou positiva. Por conseguinte, a reflexão das ondas de pressão nos motores pluricilíndricos, em que o coletor de admissão é comum, é muito mais complexa do que em motores monocilíndricos. No sistema de admissão e escape, as ondas de pressão, deslocam-se à velocidade do som no meio, e à medida que o motor sobe de rotação, a frequência e amplitude das ondas de pressão aumentam, (14).

Estes fatores, estão interligados. Para extrair de um motor, todo o seu potencial, num determinado regime, devem ser otimizados. Variando um deles, todos os outros devem ser reajustados, (12,13).

Todos estes processos, têm como objetivo criar as condições para que a velocidade do escoamento de ar/combustível (mistura) seja máxima e não exista a inversão deste durante o período de abertura da válvula de admissão. Os momentos mais propícios à inversão de fluxo, são imediatamente após a abertura, e antes do fecho da válvula de admissão. Na Figura 2.18, ilustraram-se diferentes situações exemplificativas do sentido do escoamento,

consoante os diferenciais de pressão na admissão, cilindro e escape. Para garantir a não inversão do fluxo nesses momentos, a pressão de admissão deve ser superior à pressão do cilindro (1º e 4º imagem da Figura 2.18). Quando existe uma pressão inferior de escape face à do cilindro (3º imagem) também dificulta o retorno de fluxo ou *backflow*, (2º imagem). Quanto maior forem estas diferenças de pressão melhor é o escoamento de ar, ou seja, consegue-se admitir mais massa de ar para a mesma conduta quando se tem uma maior diferença de pressão entre o cilindro, admissão e escape. Quando é conseguido um máximo de pressão a montante da(s) válvula(s) de admissão, nos momentos da sua abertura e fecho, através das ondas de pressão, diz-se que o sistema de admissão está “afinado”. Por outro lado, um sistema de escape também é considerado “afinado”, quando é atingido um mínimo de pressão, imediatamente antes da válvula de escape fechar. Este processo, que melhora o rendimento volumétrico do motor, quer ocorra no escape ou na admissão, designa-se por afinação acústica ou “*wave action*”, (12,27,28).

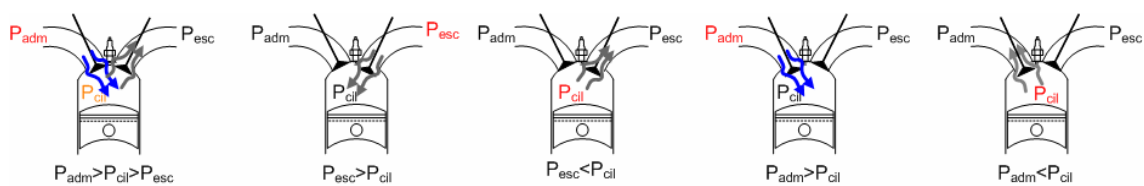


Figura 2.18 – Pressões no ciclo de funcionamento (27)

Na otimização de motores, em primeiro lugar, deve-se explorar a afinação acústica, ajustando o comprimento das condutas de admissão e escape, assim como o diagrama de distribuição (comando de válvulas). Atingindo o ponto de otimização com aqueles processos, o motor poderá ainda ser melhorado através da diminuição da perda de carga, principalmente na admissão. Se a diferença de pressão admissão-cilindro-escape se mantiver constante é importante reduzir, ao máximo, as perdas de carga nas condutas de admissão. Para a mesma diferença de pressão, obtém-se maior caudal de ar se o sistema de admissão possuir menor perda de carga. Isto pode ser realizado através das técnicas estudadas neste trabalho, *dimpling*, *polishing* e *porting*, ver secção 2.5.

## 2.3.2. Escoamento nas válvulas

---

Na análise das válvulas, do ponto de vista da troca de gases no motor, surgem duas abordagens: a geométrica e a da dinâmica de fluídos.

Na abordagem geométrica, consideram-se apenas as dimensões da válvula e de todos os componentes com ela relacionados, surgindo o termo “área geométrica de escoamento da válvula” e a notação “g” (geométrico).

Na abordagem dinâmica, são considerados os efeitos aerodinâmicos do escoamento, ou seja, a área a ser considerada é calculada a partir da área de corte da válvula, sendo diferente face à abordagem geométrica quando toma valores elevados de abertura, (27).

### 2.3.2.1. Abordagem geométrica

---

A área geométrica de escoamento da válvula pode ser caracterizada de duas formas, pela área de escoamento mínima ou pela área de corte da válvula. A área de escoamento mínima depende, em cada instante (curso de válvula), dos detalhes geométricos da cabeça do motor, da sede, da haste e do curso da válvula. A evolução da área geométrica de escoamento em função do curso da válvula é, usualmente, dividida em três estágios representados na Figura 2.19.

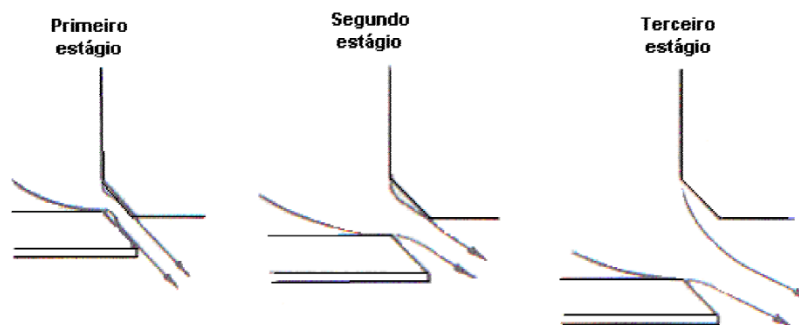


Figura 2.19 – Estágios de abertura da válvula

Na Figura 2.20, apresentam-se valores típicos de área de passagem durante o movimento das válvulas correspondentes aos três estágios. Nota-se que, na fase de admissão, encontram-se os valores mais elevados de fluxo de ar, do que na fase de escape. Isto, deve-se ao facto de as válvulas de admissão serem maiores que as de escape, (27).

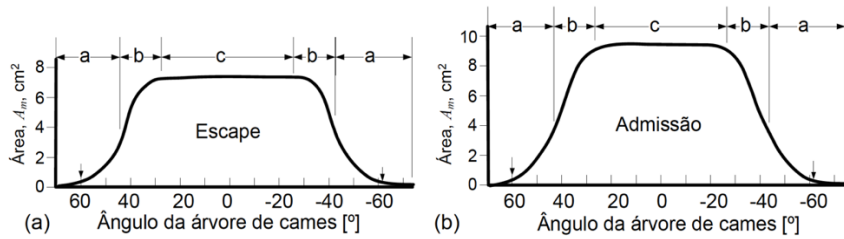


Figura 2.20 – Valores típicos de fluxo de ar na abertura e fecho de válvulas (27)

### - 1º Estágio

Para baixos valores de curso da válvula, é desenvolvido um escoamento mínimo, o que corresponde à área do tronco de cone circular, compreendido entre a válvula e a sua sede, (39). A área mínima é dada por:

$$se : s \frac{w}{\text{sen}\beta * \text{cos}\beta} > L_V > 0 \quad 2.1$$

$$A_m = \pi * L_V * \text{cos}\beta * (D_V - 2w + \frac{L_V}{2} * \text{sen}(2\beta)) \quad 2.2$$

Onde:

$\beta$ : ângulo do assento da válvula (grau);

$L_V$ : deslocamento da válvula (mm);

$D_V$ : diâmetro da cabeça da válvula (mm);

$w$ : largura da sede da válvula (mm).

### - 2º Estágio

No segundo estágio, o curso da válvula já se encontra com valores intermédios. A área mínima está ainda relacionada com a inclinação da superfície do tronco do cone circular. Porém, não é perpendicular à sede da válvula, e o ângulo base do cone cresce de  $(90^\circ - \beta)$  até  $90^\circ$ , ou seja:

$$\left[ \left( \frac{D_P^2 - D_S^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w * \text{tan}\beta \geq L_V > \frac{w}{\text{sen}\beta * \text{cos}\beta} \quad 2.3$$

A área mínima:

$$A_m = \pi * D_m * [(L_v - w * \tan\beta)^2 + w^2]^{1/2} \quad 2.4$$

Onde:

$D_p$ : diâmetro da porta da válvula [mm];

$D_s$ : diâmetro da haste da válvula [mm];

$D_m$ : diâmetro médio do assento da válvula ( $D_v - w$ ) [mm];

$D_v$ : diâmetro da cabeça de válvula [mm].

### - 3º Estágio

Quando a válvula está próxima do seu curso máximo de abertura, a área mínima de escoamento do fluido é dada pela área da porta da válvula, subtraindo a área do eixo da mesma, isto é:

$$L_v > \left[ \left( \frac{d_g^2 - d_h^2}{4d_{smed}} \right) - L_s^2 \right]^{1/2} + l_s * \tan\beta \quad 2.5$$

$$A_m = \frac{\pi}{4} (d_g^2 - d_h^2) \quad 2.6$$

Onde:

$L_s$ : comprimento da sede (diferença entre o raio interior e exterior da sede) [mm];

$d_g$ : diâmetro da garganta [mm];

$d_h$ : diâmetro da haste da válvula [mm];

$d_{smed} = d_v - l_s$ : diâmetro médio da sede [mm];

$d_v$ : diâmetro da cabeça da válvula [mm], (17).

Para a abordagem geométrica, as áreas calculadas a utilizar em cada estágio são de acordo com a Figura 2.21.

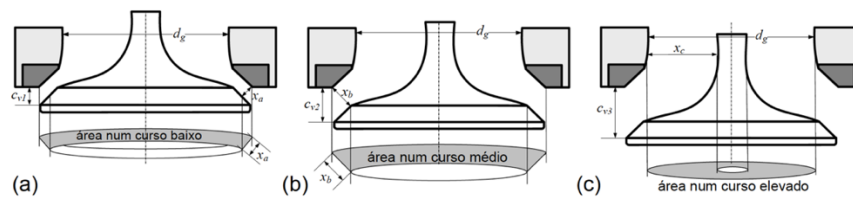


Figura 2.21 – Áreas de Estágios de abertura da válvula (27)

Segundo Heywood (39), no primeiro estágio encontram-se valores de  $L_v/D_g$  menores que 0,123, no segundo, os valores são superiores a 0,125 e, no último estágio, a área a utilizar já é diferente, tal como é demonstrado na Figura 2.22.

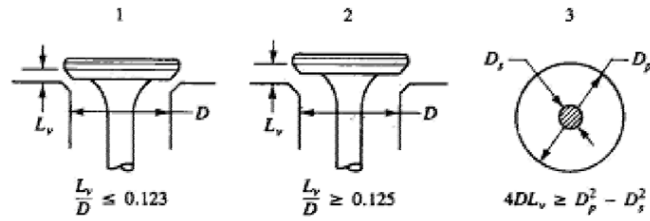


Figura 2.22 – Valores de  $L_v/D_g$  para os diferentes estágios (27)

### 2.3.3. Ângulo de sede de válvulas

Existem vários ângulos nas cabeças válvulas, quer de admissão quer de escape, nomeadamente, válvulas com 30°, 45°, 60° ou combinações destes com outros ângulos, existindo assim, válvulas e sedes com cinco ângulos diferentes.

Habitualmente, a válvula mais comum, é composta por três tipos de ângulos: 60° na área da garganta da porta; 45° na área de contato da válvula (ângulo da sede da válvula); e 15° a 35° de transição para a câmara de combustão, (29).

Em alguns casos, a garganta da válvula é maquinada até 70° a 75°, dependendo das suas características. O ângulo mais comum da sede válvula é de 45°. Em veículos de utilização de alto desempenho, o ângulo é de 55°. Este, foi encontrado para aumentar o fluxo de ar, no entanto, acarreta dois inconvenientes, sendo o primeiro, o tempo de vida útil da válvula, que é inferior, e o segundo, o fato de não poder ser utilizado em motores sobrealimentados, pois não aguenta temperaturas mais elevadas, (29).

Normalmente as sedes das válvulas têm os mesmos ângulos que a face da válvula, mas podem também ter ângulos diferentes. A isto dá-se o nome de ângulo de interferência. O ângulo de interferência, admite uma variação no ângulo de contato, ao expandir-se com o calor, (32, 33)

Quando as sedes das válvulas e as faces não têm os mesmos ângulos, ou seja, quando a sede tem 45° e a face tem 30°, ou vice-versa, designa-se de sede multi-ângulo, mencionado na Figura 2.23. Com esta diferença de ângulos, é possível prevenir a acumulação excessiva de carvão.

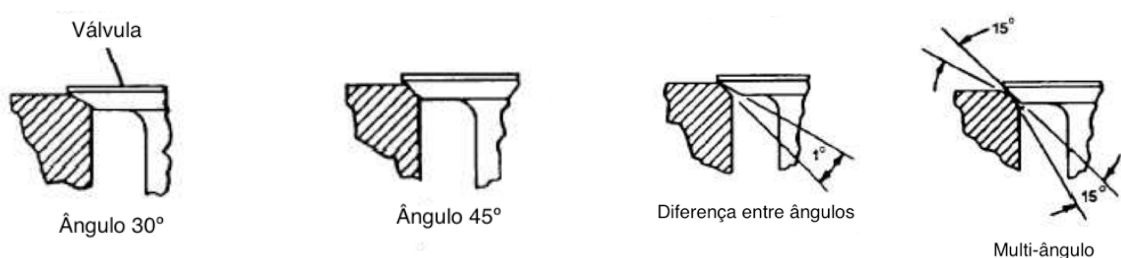


Figura 2.23 – Ângulos de válvulas (32)

Segundo David Vizard (4), a eficiência da garganta de uma válvula aumenta conforme o número de ângulos que nela existe, por outras palavras, uma garganta que contém um só ângulo tem uma eficiência cerca de 65%, enquanto que outra com cinco ângulos impostos, tem uma eficiência superior a 70%, Figura 2.24.

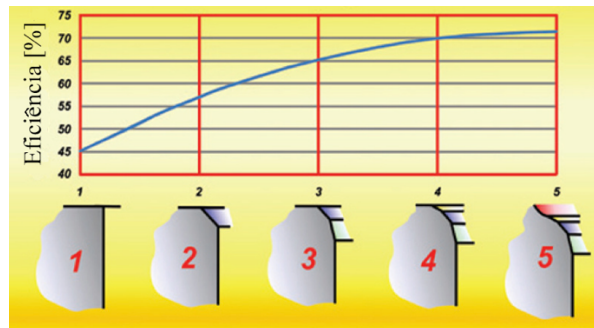


Figura 2.24 – Eficiência das gargantas em função dos ângulos da sede (4)

Uma garganta com um maior número de ângulos, consegue ser mais eficiente, pois conduz melhor o fluxo de ar durante os três estágios de abertura.

O mesmo autor fez uma comparação entre válvulas de 30° e 45°, onde verificou que, para pequenos levantamentos da válvula, até cerca de 25 mm, a válvula de 30° é superior à de 45° em cerca de 15%. Para elevados levantamentos da válvula (+ 37 mm), este ganho torna-se praticamente nulo. Esta comparação pode ser analisada através da Figura 2.25, note-se que as unidades dos gráficos apresentados a partir daqui foram convertidos do sistema imperial para o sistema métrico.

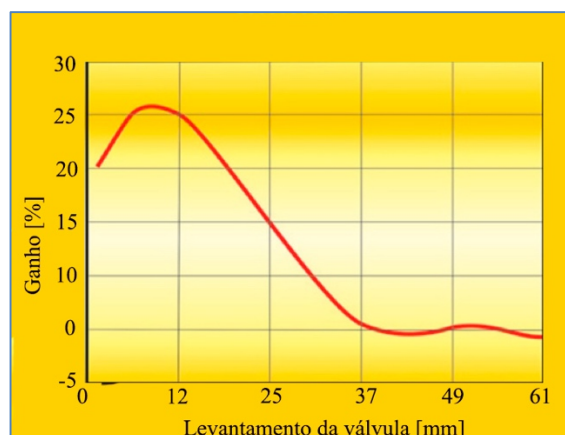


Figura 2.25 – Comparação entre ângulos de 30° e 45° (4)

David Vizard conclui ainda que, uma válvula de 45° tem de ter uma dimensão superior, em cerca de ¼ de uma válvula de 30°, para conseguir atingir o mesmo desempenho.

## 2.3.4. Efeitos na abertura de válvulas de admissão

No funcionamento do motor, existem diversos fenômenos referentes à abertura das válvulas, que interferem com a quantidade e com a forma de entrada do fluxo de ar admitido no cilindro.

O escoamento na entrada da câmara de combustão, interage com as paredes do cilindro e com o movimento do pistão, criando turbulência dentro do cilindro. Os efeitos do escoamento são fortemente dependentes da geometria da conduta de entrada, da válvula de admissão, da geometria da cabeça de cilindro e da câmara de combustão. Estas variáveis causam diversos efeitos no escoamento durante a abertura das válvulas de admissão, que irão ser explicados de seguida, (29):

- O *tumble* - rotação do fluxo de ar na direção radial do cilindro, do plano x-z em torno do eixo y;

- O *cross-tumble* - rotação na direção radial do cilindro, no plano y-z em torno do eixo x;

- O *swirl* - rotação do fluxo de ar na direção axial do cilindro, em torno do eixo z;

Figura 2.26. O *Swirl* é uma medida de movimento do ar no interior do cilindro. A quantidade correta de rotação de fluxo de ar melhora a taxa de queima, ou seja, aumenta a eficiência do motor, (34,35,36,37).

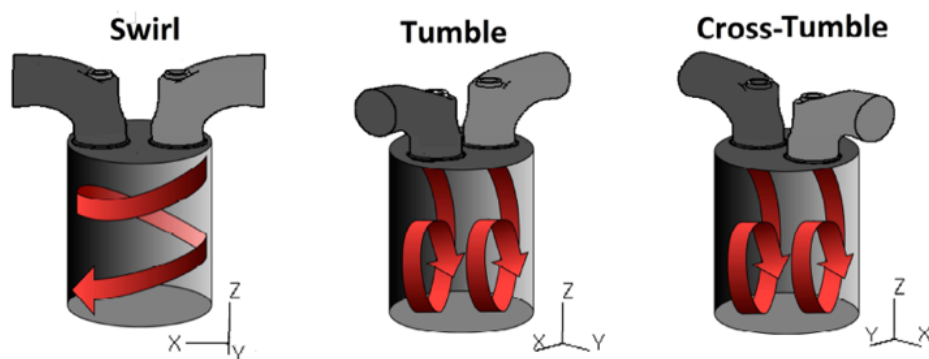


Figura 2.26 – Efeitos na abertura de válvulas, (35).

Existem outras condicionantes para a criação destes efeitos, entre elas os perfis das portas, o formato das válvulas e o tipo de acabamento. Estas condições podem ampliar ou

reduzir os efeitos mencionados, ver subsecção 2.5. O tipo de injeção também influencia a criação destes efeitos, ver 2.1.3.

O *swirl* é considerado o efeito mais importante na influência de entrada de ar no cilindro. Vizard (4) mostra a importância de ter um alto *swirl* face a um baixo *swirl* no mesmo motor. Verifica-se assim que, um alto *swirl* apresenta uma curva de binário mais constante e linear, introduzindo uma maior quantidade de ar e, provavelmente, uma mistura mais uniforme, demonstrado na Figura 2.27.

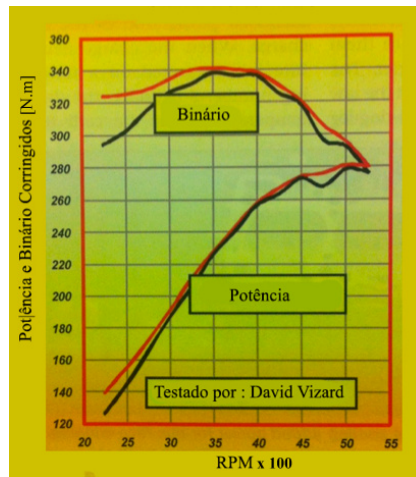


Figura 2.27 – Efeito Swirl Alto (vermelho) e Baixo (preto)

### 2.3.5. Coeficiente de descarga

Nos programas de simulação de motores, como é o caso do software LES utilizado neste trabalho, para aumentar o rigor dos resultados é necessário introduzir como dados de entrada do conjunto válvula e porta de admissão/escape, os valores da área efetiva ( $A_{ef}$ ) ou dos coeficientes de descarga ( $C_d$ ) das válvulas. O tipo escoamento do ar nas portas e condutas de admissão influenciam o coeficiente de descarga, ver subsecção 2.1.2.

O coeficiente de descarga pode ser representado pela relação entre a área efetiva da válvula ( $A_{ef}$ ) e uma área de referência ( $A_{ref}$ ), ou seja:

$$C_d = \frac{A_{ef}}{A_{ref}} \quad 2.7$$

Segundo Pearson e Winterbone em (12), o coeficiente de descarga toma valores típicos entre 0.8 a 0.9 em cursos baixos, 0.5 em cursos elevados, para ambas as válvulas sejam elas de admissão ou escape. Note-se, no entanto, que estes valores estão dependentes da definição

da sua área de referência, conforme discutido mais a frente. O valor de coeficiente de descarga ( $C_d$ ) também varia com a queda de pressão na válvula, diminuindo ligeiramente com o aumento da pressão. Em cursos elevados, o valor de  $C_d$  não é função no número de Reynolds ( $Re$ ), mas em regimes baixos tende a diminuir com o aumento de  $Re$  porque o efeito da viscosidade torna-se mais importante. O valor de  $C_d$  não é influenciado pelo ângulo da sede da válvula como também pelo fenómeno *swirl*, ver 2.3.4, (27).

No escoamento de ar, através de válvulas, o desenvolvimento de regiões de recirculação e separação cria uma vena-contracta, onde a área da secção transversal real de passagem do fluxo de ar é inferior à área geométrica do orifício, surgindo por isso área efetiva da válvula  $A_{ef}$ .

Segundo Kastner et. al. em (37) considera que a área de referência pode ser a área mínima de escoamento, que depende do curso das válvulas, definida nas equações dos três estágios de abertura, pequeno, medio e longo curso (equação 2.2, 2.4, 2.6). Woods e Khan em (38) indicam que a área de referência pode ser a área da secção transversal da garganta, que é equivalente à área mínima definida pela equação de longo curso (2.6).

Kastner et al. em (37) concede a possibilidade de considerar várias características da geometria da válvula, por exemplo, ângulo da sede da válvula, diâmetro da haste da válvula, entre outros, ficando assim a aproximação perto da realidade.

Segundo Pearson e Winterbone em (12), a utilização de um coeficiente de descarga em programas de modelação de motores, que varie com o curso de válvula, torna-se fácil, concordando assim com Woods e Khan (38). Estes defendem uma aproximação simples para definir o coeficiente de descarga, utilizando a área da secção transversal da garganta. Isto tem a vantagem do coeficiente de descarga aumentar uniformemente com o curso da válvula.

Neste trabalho foi utilizado, no software de simulação de motores LES, o coeficiente de descarga calculado segundo a abordagem de Woods e Khan (38), onde a área de referência é a área mínima definida pela equação (2.6), conforme exemplificado no Anexo A.

O caudal mássico de ar ( $\dot{m}$ ) através de uma válvula de admissão ou de escape é normalmente calculado através da equação para escoamento compressível através de uma restrição. A equação surge da análise do escoamento unidimensional isentrópico, e inclui os efeitos do escoamento de gases reais através do coeficiente de descarga das válvulas, que são determinados experimentalmente. Assim o caudal mássico de ar é definido por:

$$\dot{m} = \frac{C_d * A_{ref} * P_m}{\sqrt{R * T_m}} * \left[ \left( \frac{2k}{k-1} \right) * \left( \frac{P_j}{P_m} \right)^{\frac{2}{k}} * \left[ 1 - \left( \frac{P_j}{P_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right]^{1/2} \quad 2.8$$

Onde:

$P_m$ : pressão de estagnação a montante [Pa],

$P_j$ : pressão estática a jusante da válvula [Pa],

$k$ : razão dos calores específicos a pressão e volume constante (cp/cv do gás),

$R$ : constante específica do gás para o ar [J/kg.K],

$T_m$ : temperatura de estagnação a montante [K],

$A_{ref}$ : área geométrica da abertura da válvula [m<sup>2</sup>],

$C_d$ : coeficiente de descarga,

Manipulando a equação 2.9, a área efetiva  $A_{ef}$  é :

$$A_{ef} = \frac{\frac{\sqrt{R * T_m} * \dot{m}}{P_m}}{\left[ \left( \frac{2k}{k-1} \right) * \left( \frac{P_j}{P_m} \right)^{\frac{2}{k}} * \left[ 1 - \left( \frac{P_j}{P_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right]^{1/2}} \quad 2.9$$

A área geométrica da abertura da válvula,  $A_{ref}$ , é determinada com valores de medição dimensional da garganta e haste da válvula e utilização da equação 2.6.

A área efetiva da válvula,  $A_{ef}$ , é calculada através da equação 2.9. Para isso, determina-se o caudal mássico ( $\dot{m}$ ) com os resultados do fluxómetro de caudal volúmico na válvula, assim como os resultados pressões e temperaturas no teste. Com ambas as áreas efetiva ( $A_{ef}$ ) e de referência ( $A_{ref}$ ), determina-se o coeficiente de descarga (equação 2.8), ver exemplo no Anexo A, (27).

### 2.3.6. Temperatura nas válvulas

As válvulas trabalham em diferentes cargas cíclicas e temperaturas, são o elemento do motor que está mais sujeito a forças aplicadas. Elas estão constantemente expostas a fluxos de gases muito quentes provenientes da combustão. Devido à sua geometria e ao fraco arrefecimento, estas temperaturas tornam-se muito elevadas, (40).

As válvulas de escape estão sujeitas a temperaturas muito mais elevadas que as válvulas de admissão. As válvulas de escape abrem e permitem que os gases quentes saiam contornando a cabeça da válvula para a conduta na cabeça do motor, enquanto que as válvulas de admissão são contornadas por ar fresco, praticamente à temperatura atmosférica, exceto em motores sobrealimentados, (41).

Quando o motor funciona em cargas mais elevadas, a válvula de escape pode atingir cerca de 800°C, Figura 2.28. Algumas situações comuns que contribuem para o elevado desgaste da válvula são: a sede da válvula/face ser demasiada estreita; a guia da válvula estar desgastada e/ou a haste de válvula; a mola da válvula estar fraca; a folga das válvulas ser incorreta; ter a cabeça da válvula queimada; ter depósitos na válvula, (42).

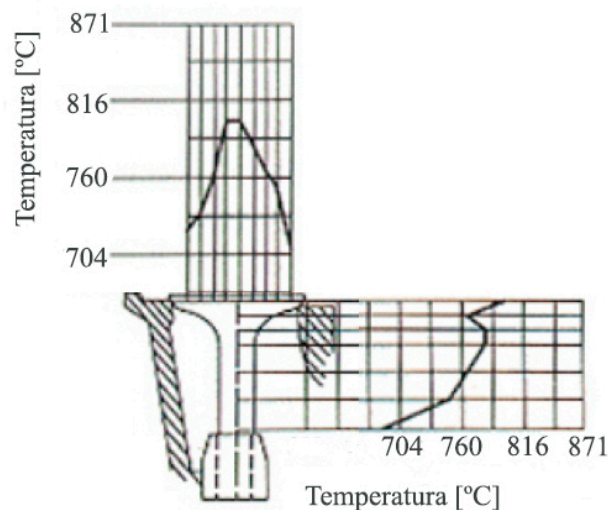


Figura 2.28 – Temperaturas de válvulas de escape num motor a gasolina (42)

Os efeitos da temperatura nas válvulas manifestam-se de diversas formas, deformações, fraturas na superfície cônica da válvula, fragmentação do material, etc, (43).

As temperaturas elevadas, na válvula de escape, fazem com que a dureza do material da válvula se reduza e também afete a sua resistência à fadiga. O sobreaquecimento é, em

grande parte, responsável pela oxidação da superfície e escoriação na haste da válvula, (42,44,46).

No mesmo motor, as válvulas de escape são de tamanho inferior às válvulas de admissão para terem uma maior rigidez face às elevadas temperaturas a que estão sujeitas. Mas o diâmetro da cabeça das válvulas de admissão também é superior para poder facilitar a entrada de maior caudal de ar fresco para o motor, isto em motores com o número par de válvulas por câmara de combustão. Caso o número seja ímpar, as válvulas de admissão são inferiores às de escape separadamente, mas a área do conjunto é superior à área da válvula de escape.

Tal como a área das válvulas de admissão é superior à área das válvulas de escape, o curso das mesmas também é superior às de escape devido a ter de introduzir mais fluxo de ar na câmara de combustão. Ao ter mais curso, mais caudal de ar entra, devido à área efetiva ser superior, ver secção 2.3.5.

A energia térmica, gerada pelos gases de escape, é a principal fonte de calor para a válvula. As percentagens de transferência de calor de cada parte são mostradas na Figura 2.29.

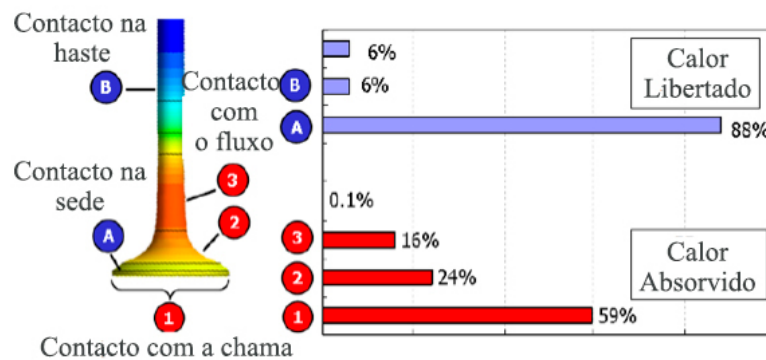


Figura 2.29 – Transferência de calor no corpo da válvula de escape (45)

A maior quantidade de calor é absorvida pela cabeça da válvula que está em contacto com a chama da câmara de combustão (1). Uma pequena parte do calor é absorvida durante a abertura da válvula pela passagem dos gases de escape.

O calor absorvido é transferido para a cabeça do motor, principalmente pela cabeça das válvulas no seu contacto com a sede. Uma parte residual é transferido para a cabeça do motor pela haste no seu contacto com a guia, (45).

## 2.4. Parâmetros de desempenho do motor

---

### 2.4.1. Velocidades de pistão

---

A velocidade a que o pistão se desloca é proporcional à velocidade de rotação do motor. É uma variável que se relaciona com o escoamento de ar nas válvulas e o curso do pistão, ver secção 2.4.2, (24).

A velocidade do pistão influencia o escoamento de ar através da diferença de pressão que este proporciona quando se situa numa determinada posição de cambota, (47).

A velocidade média do pistão não só afeta o rendimento volumétrico como também influencia o rendimento mecânico do motor e o seu tempo de vida. Para velocidades baixas, o rendimento mecânico é relativamente alto, aproximadamente 85%. Segundo Lumley, para velocidades do pistão altas (cerca de 25 m/s, por vezes mais em motores desportivos e de competição) o valor de rendimento mecânico pode descer para os 60%. Para o mesmo autor, verifica-se a existência do aumento da temperatura nas válvulas de escape e coroa dos pistões proporcionalmente ao aumento da turbulência dos gases, fator que por sua vez depende da velocidade do pistão, para um dado motor. É importante que a velocidade média do pistão seja o mais baixa possível. Para um motor de Fórmula 1 atual, este valor é de aproximadamente 26 m/s. Comparativamente, alguns motores de turismo atingem velocidades médias de pistão aproximadas à referida, apesar da grande diferença de velocidades de rotação, Tabela 2.2, (26, 47).

*Tabela 2.2 – Velocidade média do pistão para diferentes formatos da câmara de combustão (47)*

<b>Formato da câmara de combustão</b>	<b>Velocidade média do pistão <math>V_{mp}</math> [m/s]</b>
Banheira	15
Cavada na cabeça do pistão	14
Telhado (4 válvulas)	20
Hemisférica	18

A velocidade do pistão influencia o declive da queda de pressão após a abertura da válvula de admissão. Quanto maior a velocidade maior a taxa de queda de pressão e consequentemente maior inércia induzida ao ar de admissão, favorecendo a quantidade de ar admitida no cilindro no início do ciclo de admissão.

## 2.4.2. Eficiência Volumétrica teórica

---

Segundo Heywood, o desempenho do sistema de admissão de ar é quantificado através da eficiência volumétrica ( $\eta_v$ ), que é definida como a razão entre a massa de ar que fica retida no cilindro num ciclo e a massa de ar correspondente ao volume da cilindrada unitária totalmente preenchida com ar nas condições de pressão e temperatura exteriores ao motor.

$$\eta_v = \frac{\text{massa de ar que fica retida num cilindro em cada ciclo teórico}}{\text{massa de ar correspondente à cilindrada unitária nas condições de pressão e temperatura à entrada do sistema de admissão, por ciclo}}$$

Para um motor de quatro tempos, a eficiência volumétrica é:

$$\eta_v = \frac{2 \cdot 60 \cdot \dot{m}_a}{n \cdot V \cdot \rho_0} \quad 2.10$$

Onde:

$\dot{m}_a$ : o caudal mássico de ar retido nos cilindros após o fecho da válvula de admissão [kg/s];

n: rotação do motor [Rpm];

V: cilindrada total do motor [m<sup>3</sup>];

$\rho_0$ : massa volúmica do ar à entrada do sistema de admissão [kg/m<sup>3</sup>].

A eficiência volumétrica pode ser afetada por diversas variáveis de operação do motor, tais como:

- Tipo de combustível, razão ar/combustível e quantidade de combustível vaporizado no sistema de admissão;
- Temperatura da mistura (influencia a transferência de calor);
- Razão entre pressões de admissão e escape;
- Taxa de compressão;
- Velocidade de rotação do motor;
- Geometria da cabeça e sistema de válvulas.

Teoricamente, durante a fase de admissão, é possível introduzir no cilindro do motor, um volume de ar igual ao volume que é varrido pelos pistões. Mas com os avanços e atrasos de abertura das válvulas quer de admissão quer de escape, as elevadas velocidades do motor, as perdas de carga e diferentes pressões entre a admissão e escape, tudo isto faz com que se introduza menos ar do que seria geometricamente possível, (61).

Assim, para um motor de ignição por faísca, a linha dos 100% de rendimento volumétrico pode ser imediatamente reduzida pela perda devido à evaporação do combustível na mistura recebida. O vapor de gasolina é cerca de 3 ou 4 vezes mais denso que o ar à mesma pressão, e ocupa 1/15 da massa de ar, o deslocamento do ar é de 1/50, ou seja 2% de redução de eficiência volumétrica, assumindo que o combustível é totalmente evaporado à mesma temperatura que o ar, contudo raramente o combustível é totalmente evaporado. Quando existe esta evaporação a densidade aumenta, isto ainda reduz mais 1 % da eficiência volumétrica, ficando-se nos 97%.

A expansão residual também reduz a eficiência volumétrica em toda a gama de velocidade, na ordem dos 5%, mas depende da forma do sistema de admissão. É provável que seja um pouco superior a altas velocidades, devido às pressões de escape no cilindro serem superiores às existentes na admissão. Estes efeitos de redução da eficiência volumétrica podem ser visualizados na Figura 2.30, (15).

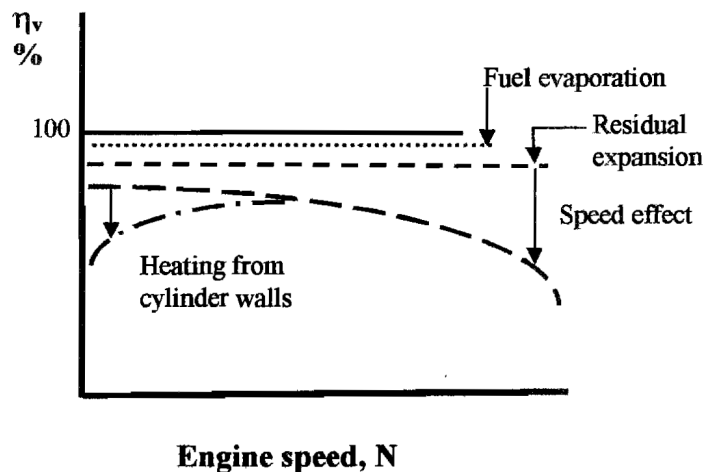


Figura 2.30 – Efeitos de redução de eficiência volumétrica (15)

Para baixas velocidades de rotação existe uma eficiência volumétrica inferior a devido à existência de uma maior transferência de calor nas paredes do cilindro, na válvula de escape e na admissão, (15).

Na Figura 2.31, podem ser observados os efeitos da influência da alteração do ângulo de fecho da válvula de admissão na eficiência volumétrica. Em rotações inferiores a 2000 rpm, observa-se que a eficiência volumétrica aumenta com menores ângulos de fecho da válvula. No entanto, conforme aumenta a rotação, o efeito inverte-se, o atraso no fecho da válvula de admissão favorece a eficiência volumétrica, uma vez que a duração da abertura da válvula aumenta, assim como, aumenta a quantidade de ar a entrar para o cilindro, (48).

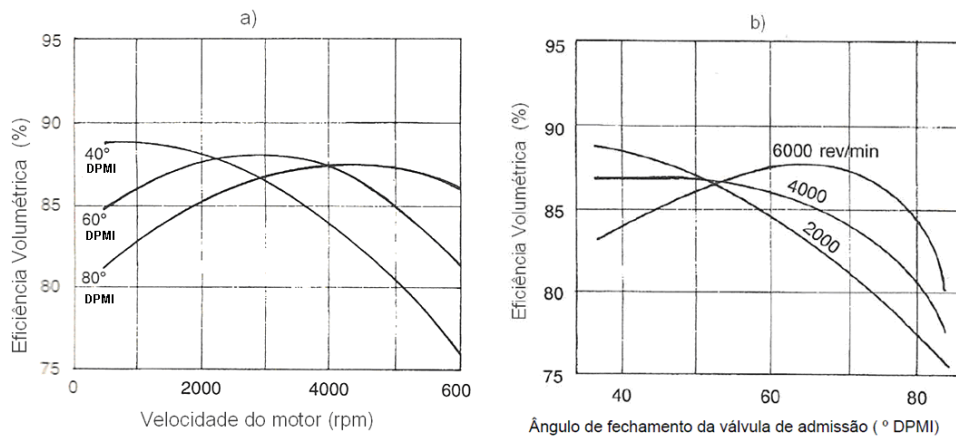


Figura 2.31 – Variação da eficiência volumétrica em função da rotação de motor (A), em função do AFVA (B)(48)

## 2.5. Alterações geométricas na cabeça do motor

### 2.5.1. Porting

*Porting* é uma técnica de modificação, que consiste em ampliar e aperfeiçoar quer as portas de admissão quer de escape e corrigir as irregularidades encontradas, tais como imperfeições de fundição ou maquinação, raios de curvas acentuadas, união entre a cabeça do motor e o coletor de admissão e de escape, Figura 2.32. Para efetuar esta modificação, são utilizados centros maquinação com controlo numérico (CNC) de modo a aperfeiçoar a forma básica da porta, devido a serem muito precisas. É também possível realizar esta técnica manualmente. Este processo garante que a mistura entra na câmara de combustão com a máxima velocidade, (4,30).



Figura 2.32 – Porting numa conduta de admissão Veicomer

Esta modificação é realizada com muita frequência em cabeças de motor mais antigas, cujo método de projeto e fabrico ainda permite serem melhoradas, ao contrário da maioria das cabeças de motor de hoje em dia, que já são muito otimizadas, mesmo em motores de série. Quanto mais antiga for a cabeça maior potencial de melhoria possui, sendo que, quanto menor for o comprimento de tubo primário de admissão, menor será o ganho obtido na modificação.

Uma das alterações, que se pode considerar *porting*, é retirar material na zona da guia da válvula, Figura 2.33, para que o fluxo tenha de percorrer uma curva menos acentuada, ou seja, remover os entalhes que existem para reduzir ao máximo a perda de carga, (53). A cabeça usada para este teste foi de um Ford SOHC 2.0. Quando se retira material na zona da guia de válvula é necessário ter cuidado, o excesso de material retirado poderá aumentar a perda de carga produzindo um efeito contrário ao pretendido, ver secção 2.1.

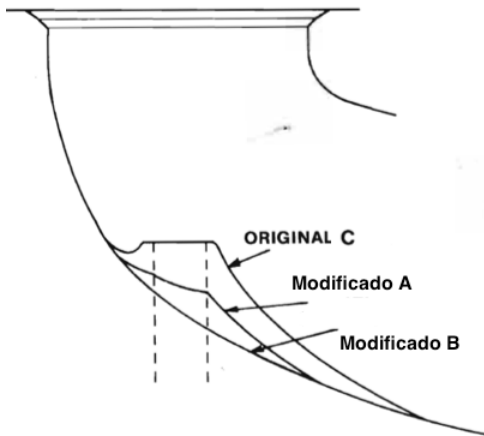


Figura 2.33 – Alteração da guia da válvula (53)

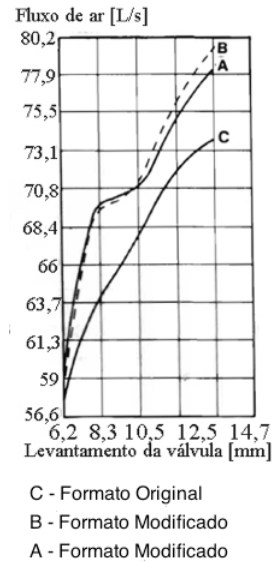


Figura 2.34 – Alteração da geometria da conduta (53)

Esta modificação apresenta melhorias significativas de acordo com a Figura 2.34, nomeadamente, melhora o caudal em todo o regime de abertura de válvula, em cerca de 5 a 8 L/s em alguns pontos (B).

Outra modificação consiste em adicionar uma pequena camada de material, à volta da sede da válvula, com cerca de 1 mm, a que se dá o nome de Venturi, devido ao fenómeno que cria. Esta camada fará com que para o mesmo caudal de ar, a área da secção transversal diminua, consequentemente a velocidade do escoamento irá aumentar.

Esta pequena camada é feita quando a cabeça de cilindros está em bom estado ou quando já se realizou o *porting* das condutas ou outras modificações, Figura 2.35, (53).

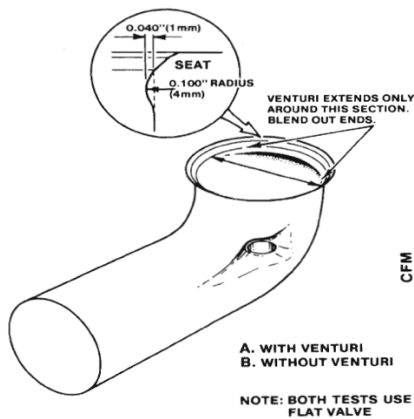


Figura 2.35 – Efeito Venturi (53)

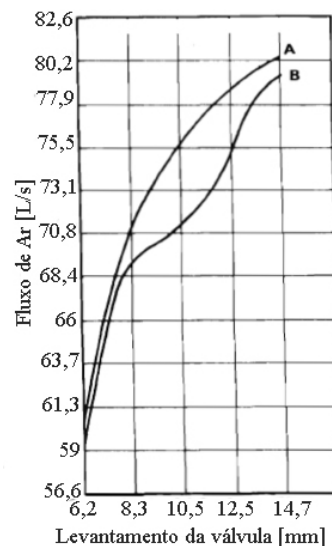


Figura 2.36 – Gráfico efeito Venturi (53)

Verifica-se que esta pequena modificação permite um maior caudal mássico de ar para cursos intermédios e elevados de válvula, Figura 2.36, representando a curva A, a modificação, e a curva B, o estado original.

O formato da porta também influencia o escoamento. Habitualmente as portas ou são circulares ou semi-circulares com um lado mais achatado, Figura 2.37.

Se a porta for somente circular, o fluxo concentrar-se-á num só local, devido à inércia, e aumentará a fricção da superfície, ou seja, irá perder velocidade. Se a porta possuir um lado mais achatado, o fluxo de ar irá espalhar-se mais na base ou superfície inferior, reduzindo assim o atrito de camada limite e aumentando o caudal de fluxo de ar, (47).

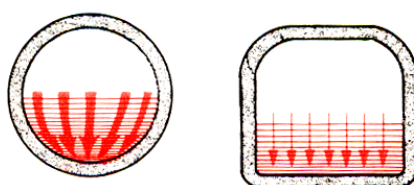


Figura 2.37 – Formato da porta (47)

Outra modificação, de maior dificuldade técnica, é a alteração do ângulo da conduta na cabeça. Com esta alteração em vez do escoamento realizar um ângulo de 90°, fará cerca de 70° ou 80°, formando assim uma curva muito mais suave, Figura 2.38, isto possibilitará a diminuição de perdas de carga e assim o caudal mássico de ar na entrada na cabeça do cilindro aumentará, Tabela 2.3, (53).

Tabela 2.3 – Comparação alteração de ângulo de entrada na porta

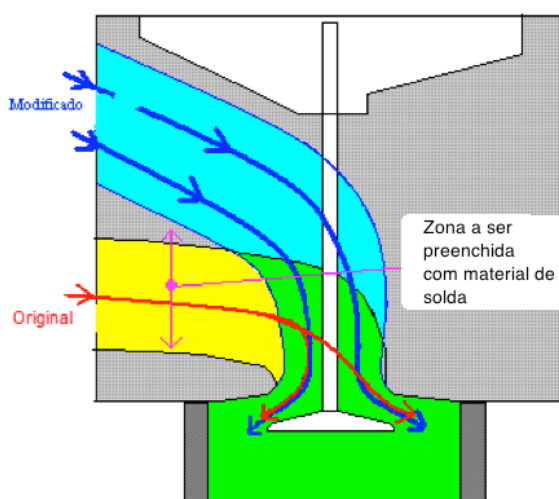


Figura 2.38 – Ângulo de entrada na cabeça (54)

Levantamento da válvula [mm]	Caudal volúmico de ar [L/s]	
	Porta Convencional	Porta Alterada
0,21	19,68	20,15
4,19	41,01	41,20
6,27	59,41	59,28
8,38	69,3	70,04
10,46	71,31	76,17
12,57	75,37	81,32
14,66	79,52	83,63
16,51	81,74	85,33

É necessário ter atenção quando se aplica a técnica *porting*, uma vez que, quando é realizada em excesso pode não trazer benefícios. Assim que se aumenta a área para o mesmo caudal de ar, a velocidade diminui. Deste modo, se a área for extremamente aumentada, a velocidade irá ser muito reduzida, ou seja, para a mesma duração de abertura da válvula de admissão, o caudal mássico de ar é inferior, ver 2.1.2.

## 2.5.2. Polishing

---

O *polishing* ou polimento é um outro tipo de modificação cujo objetivo é aumentar o caudal de ar admitido através da diminuição do atrito nas paredes, Figura 2.39. Esta modificação é habitualmente utilizada nas condutas de escape, pois espera-se que o fluxo escoe mais rapidamente e procura-se evitar a acumulação de resíduos carbonosos. Ao contrário do que acontece no escape, na admissão pretende-se a criação de um fluxo turbulento para aumentar a boa atomização de mistura ar/combustível na câmara de combustão, através da técnica *dimpling*, ver 2.1.3, (30).



Figura 2.39 – Polimento nas condutas de escape Veicomer

Como referido em 2.2, existem perdas na cabeça do motor, e o polimento é uma forma de diminuir as mesmas, em cerca de 3%. Mais do que reduzir perdas de escoamento na cabeça, o polimento das condutas também ajuda na saúde do motor, pois a superfície espelhada (polida), impede que depósitos resultantes da combustão se alojem nas paredes das condutas. Esta acumulação leva a que a secção da conduta diminua e que a superfície fique mais rugosa prejudicando assim o escoamento (fenómeno mais significativo no escape).

### 2.5.3. Dimpling

---

*Dimpling* é uma técnica de modificação que consiste em reproduzir a superfície de uma bola de golfe na conduta de admissão, Figura 2.40. São criadas pequenas cavidades para diminuir a resistência da passagem do ar, aumentando a pressão de ar no centro da conduta, como se de uma bola de golf se tratasse. Quando a bola de golf é deslocada a alta velocidade, impulsiona o ar por onde passa, formando várias correntes que tenderiam a travar seu movimento. Cada alvéolo cria uma turbulência que mantém a corrente principal mais próxima de toda a superfície da bola e não apenas à sua frente. Com isso, aumenta a pressão do ar na parte de trás, originando um impulso maior, ver subsecção 2.1.2.



Figura 2.40 – *Dimpling Veicomer*

O mesmo acontece nas condutas. Os vórtices criados pelas cavidades reproduzidas no tubo, fazem com que o escoamento de ar se torne mais rápido junto às extremidades e, conseqüentemente, no meio, (49). Essas cavidades dão à mistura ar / combustível um pouco de turbulência, remisturando, uma vez que os vórtices criados dão impulso ao escoamento de ar, (50). Na Figura 2.41, é possível observar que os vórtices criados na bola de golfe, no lado direito, dão origem a uma velocidade superior, em comparação a uma superfície lisa, lado esquerdo da figura.

As cavidades do *dimpling* também influenciam os efeitos do escoamento de ar, ou seja, com o *dimpling* pode existir um melhor *swirl* ou *tumble* no cilindro, devido ao turbilhão que as concavidades criam no escoamento de ar, ver subsecção 2.3.4.

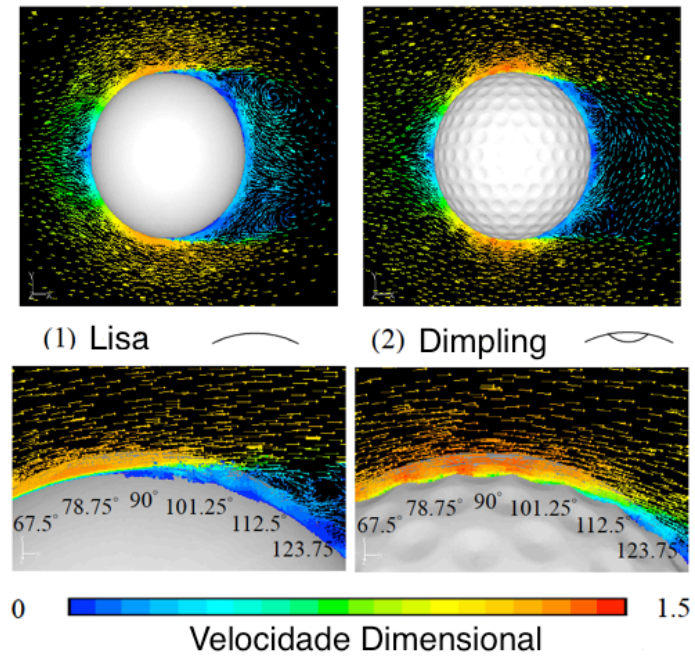


Figura 2.41 – Velocidade junto ao dimpling (59)

A nível termodinâmico, o *dimpling* também tem influência. Isto é, com as cavidades, a conduta consegue dissipar melhor a energia térmica. Os vórtices secundários gerados devido às cavidades, melhoram o coeficiente de transferência de calor por convecção, (51,52). A transferência de calor para o ar favorece a atomização do combustível.

## 2.5.4. Alteração da relação de compressão

A relação de compressão é um valor adimensional que representa a relação entre a soma do volume varrido (cilindro) ( $V_c$ ) com o volume da câmara de combustão ( $V_{cc}$ ) em relação ao próprio volume da câmara de combustão.

$$T_{cc} = \frac{V_{cc} + V_c}{V_{cc}} \quad 2.13$$

Os motores em que é mais favorável alterar a relação de compressão, para melhorar o desempenho, são os motores em que essa relação é baixa, cerca de 8:1. Por exemplo, de acordo com Vizard em (53), um motor FORD SOHC 2000, se se retirar cerca de 1,65:1 mm no facejamento da cabeça, a relação de compressão irá subir de 8,1 para 9,3:1; e se ainda foram removidos 1,016 mm à relação de compressão, sobe para 10,3:1.

Nos motores em que a relação de compressão já é de 9,0:1, como por exemplo o motor RS2000 da Ford, só é aconselhável retirar cerca de 0,4191 mm. Esta é uma forma rápida e barata de se conseguir uma maior potência e binário, visualizado na Figura 2.42 e na Tabela 2.4, (53).

Tabela 2.4 – Tabela de dados da razão de compressão alterada (53)

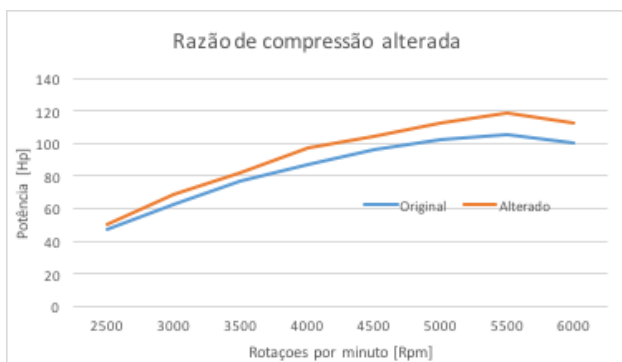


Figura 2.42 – Gráfico da relação de compressão alterada (53)

Rpm	Cabeça Original [Hp]	Cabeça Alterada [Hp]
2500	47	50
3000	62,1	68,4
3500	77,2	82,3
4000	87,3	97,5
4500	96,2	104,5
5000	102,1	112,9
5500	105,4	118,7
6000	99,8	112,2

Como foi referido em 2.4.2, o aumento da relação de compressão, amplifica a probabilidade de detonação devido à subida da temperatura e da pressão na câmara de combustão, o que leva a que a mistura queime antes da faísca da vela. A ocorrência de detonação reduz o binário do motor e pode comprometer a fiabilidade do mesmo.

### 2.5.5. Alteração geométrica da câmara de combustão

---

De acordo com David Vizard em (53), pode ser adicionado material na câmara de combustão do motor Ford SOHC 2000 como demonstrado na Figura 2.43, de modo a alterar o perfil do escoamento à saída da válvula de admissão, e assim proporcionar um aumento do caudal mássico de ar e a redução da distância que a chama originada pela faísca da vela tem de percorrer para iniciar a combustão.



*Figura 2.43 – Câmara de combustão com adição de solda (53)*

Esta adição de material proporciona ainda uma diminuição do volume da câmara de combustão, contribuindo assim para o aumento da relação de compressão, ver secção 2.5.4 e 5.1.6.



### 3. Modelação computacional do motor

Neste capítulo descreve-se a caracterização do motor no software de simulação de motores utilizado neste trabalho, designado Lotus Engine Simulation (LES). O LES é uma ferramenta de simulação que permite ao utilizador recriar muito rapidamente modelos computacionais de motores, semelhantes aos reais, podendo estes serem alterados e verificados até ao momento de iniciar o cálculo, (23).

O Lotus Engine Simulation é um dos três programas que constituem o Lotus Engineering Software. Os restantes são o Lotus Vehicle Simulation e o Lotus Concept Valve Train.

O modelo base do motor utilizado na simulação em LES neste trabalho, foi o mesmo motor Ford SOHC 2.0, utilizado por João Fonseca Pereira em (27), ver Figura 3.1. No âmbito deste trabalho, o modelo base aqui utilizado foi alvo de validação experimental, processo explicado de forma resumida em 5.2.1. Nas secções 3.1 e 3.2 descreve-se a caracterização e as condições de teste deste modelo, respetivamente.

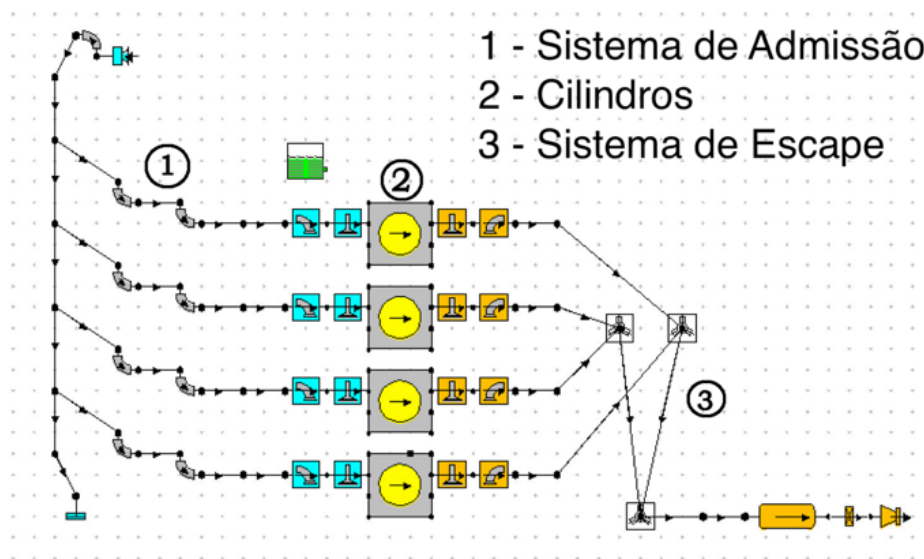


Figura 3.1 – Modelo computacional (27)

Conforme já referido o modelo base sofreu algumas alterações para a utilização neste trabalho.

Numa primeira fase, o modelo do motor foi simplificado para uma versão monocilíndrica de modo a diminuir o tempo de cálculo do modelo computacional. Esta fase destinou-se a perceber a influência de alguns parâmetros de alteração das características das

condutas em estudo, tais como, o formato, a rugosidade na superfície, a quantidade de ar a entrar no motor e conseqüentemente no binário produzido. A caracterização deste modelo simplificado assim como os respectivos resultados são apresentados na secção 3.4.

Numa segunda fase, foi utilizado o modelo do motor Ford SOHC 2.0 para comparar o desempenho do mesmo motor com as várias alterações nas condutas de admissão estudadas anteriormente. As alterações ao modelo base e conseqüentes resultados são apresentados no capítulo 5.

### **3.1. Caracterização do motor no LES (4 cilindros)**

---


A caracterização do motor e respectivos sistemas auxiliares serão apresentados em nove secções (3.1.1 a 3.1.9): combustível, caracterização geométrica e termodinâmica de tubos, tubos secundários de admissão, câmara de plenum, tubos primários de admissão, diagrama de distribuição, portas de admissão e escape, cilindros e sistema de escape. Nos menus de caracterização do motor foram definidos parâmetros geométricos, termodinâmicos, mecânicos e químicos, dos principais componentes e sistemas do motor e respectivos periféricos.

### 3.1.1. Sistema de combustível

---

O sistema de combustível definido no modelo foi o de injeção indireta, nas portas de admissão, designado “Port Injection” no menu “Fuel and fuel system”.

A gasolina foi o combustível selecionado, mantendo as características existentes por defeito, conforme apresentadas no menu da Figura 3.2. Esta opção coincide com as propriedades avançadas por Blair em (13) e por Heywood em (39). O fator de má distribuição de combustível não foi utilizado conforme já referido na subsecção 3.1.8.1.

Label	
Fuel System	Port Injection
Fuel Type	Gasoline
Calorific Value (kJ/kg)	43000.0
Density (kg/litre)	0.7500
H/C Ratio Fuel (molar)	1.8000
O/C Ratio Fuel (molar)	0.0000
Molecular Mass (kg/k.mol)	114.230
Maldistribution Factor	1.000
Conversion Tool	

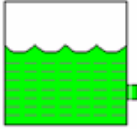


Figura 3.2 – Menu de definição do combustível e do tipo de sistema de combustível (27)

### 3.1.2. Caracterização geométrica e termodinâmica de tubos

---

A caracterização de tubos foi feita pelas suas dimensões, material e tipo de refrigeração. Nesta subsecção descreve-se os aspetos gerais dessa caracterização, enquanto as características mais específicas foram descritas quando necessário, (ver 3.1.3, 3.1.4, 3.1.5, 3.1.6, 3.1.7, 3.1.8, 3.1.9). A caracterização dimensional de tubos mais simples é a introdução do comprimento, do diâmetro inicial e final e da espessura da parede dos tubos. Com base nessas dimensões, o programa calcula o volume do tubo, a superfície interna e atribui a malha, cujo número mínimo oscilou entre 8 e 10, consoante a configuração, (27).

Para calcular a transferência de calor existente entre os tubos e o escoamento, é necessário conhecer a temperatura das paredes interiores desses tubos. Essa temperatura é calculada pelo LES através de uma malha simples, modelada com base no material, na espessura da parede, na temperatura do meio exterior ao tubo e no coeficiente de transferência de calor entre a parede externa do tubo e o fluido existente nesse meio.

Para os tubos não integrados na cabeça do motor, foi definida a refrigeração por ar, com coeficiente de transferência de calor de  $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Para os tubos na cabeça (condutas e portas de admissão e escape) foi definida a refrigeração pelo líquido de refrigeração do motor, água, em que é usado o valor da temperatura das condições fronteira e o coeficiente de transferência de calor de  $5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ , (27).

O software possui por defeito outras características dos materiais mais utilizados nos tubos dos motores e que são necessárias para os cálculos, conforme apresentado no Anexo B.

### 3.1.3. Tubos secundários de admissão

O sistema de admissão do motor real que se está a caracterizar foi simplificado, ver Figura 2.1. Este tubo foi caracterizado do filtro de ar até à entrada na câmara de plenum, ou seja, foi incluído: o sensor de massa de ar (cinza escuro), o tubo com curva a  $45^\circ$  em silicone (azul) o tubo que faz a ligação da curva à câmara de plenum (cinza claro) e o acessório de ligação à câmara de plenum, ver Figura 3.3.



Figura 3.3 – Tubos secundários (27)

O tubo secundário, Figura 3.4, foi caracterizado com um comprimento de 360 mm e uma largura de variável entre 55 e 63 mm, ver Anexo C.

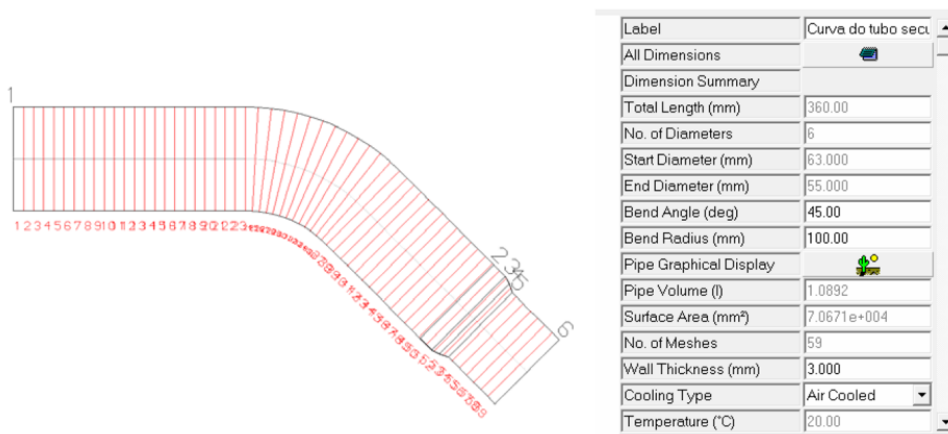


Figura 3.4 – Tubo secundário (27)

### 3.1.4. Câmara de plenum

A câmara de plenum é uma câmara que admite ar através do tubo secundário e onde os tubos primários admitem o ar de admissão para cada cilindro. A câmara de plenum foi caracterizada no modelo LES por um conjunto de tubos cuja soma dos volumes é igual ao volume da câmara de plenum real (1,3 litros), ver Figura 3.5 e Figura 3.6. O volume desses tubos foi apresentado na Tabela 3.1.

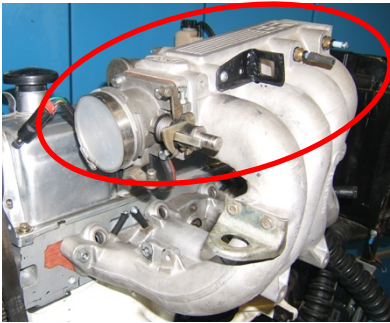


Tabela 3.1– Dimensões do sistema de admissão

Tubos	Comprimento [mm]	Diâmetro inicial [mm]	Diâmetro final [mm]	Espessura [mm]
A	60	55,0	59,2	5
B	60	59,2	59,2	5
C	102	59,2	59,2	5
D	102	59,2	59,2	5
E	102	59,2	59,2	5
F	60	59,2	59,2	5
G	60	59,2	55,0	5

Figura 3.5 – Câmara de Plenum do motor real (27)

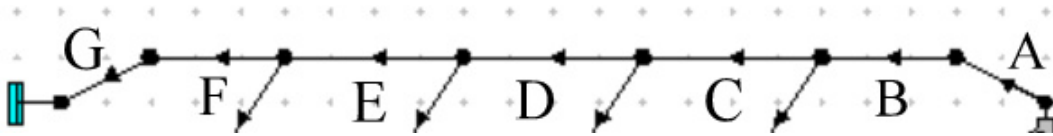


Figura 3.6 – Câmara de plenum caracterizada no LES

O material de construção da câmara de plenum foi definido como sendo alumínio, com uma espessura de 5 mm. O tipo de refrigeração definida foi ar. Foram mantidos por defeito os coeficientes de fricção e de transferência de calor nas paredes, apresentados no Anexo B.

### 3.1.5. Tubos primários de admissão

---

Os tubos primários são os tubos que admitem o ar de admissão para cada cilindro na câmara de plenum, ver secção 2.1. Estes tubos foram caracterizados no modelo LES com as suas dimensões reais. Cada um dos quatro tubos primários são iguais, ou seja, todos possuem um diâmetro interno e o mesmo comprimento. O tubo primário de admissão tem início na cabeça do motor (G) e fim no coletor de admissão (A), ver Figura 3.7.

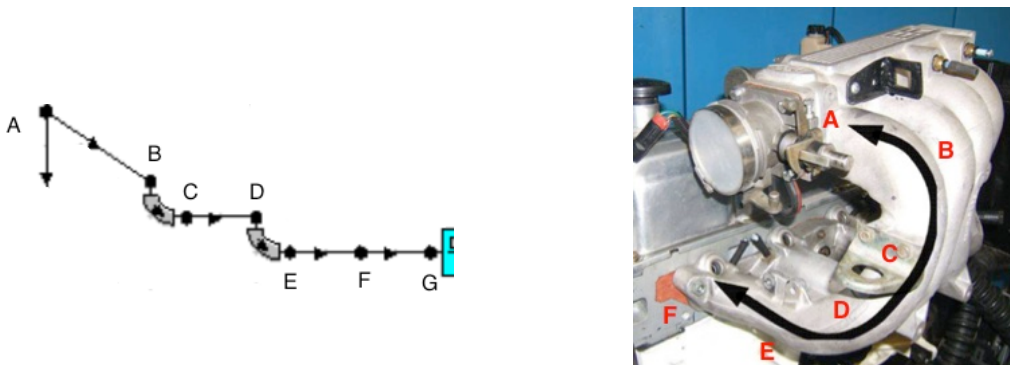


Figura 3.7 – Tubos primários de admissão caracterizado no LES (esquerda), no motor real (direita).

O ar desloca-se da câmara de plenum (A) para o tubo primário de admissão. O tubo AB tem 203,50 mm de comprimento e com diâmetro inicial de 60 mm e final de 38 mm. O tubo BC acompanha o percurso do fluxo de ar, numa curva com 26,50 mm de comprimento e 38 mm de diâmetro, sendo que faz um ângulo de 20° com raio de 60 mm, contendo uma espessura de 5 mm, ver Figura 3.7.

Após a curva, encontra-se o tubo CD com 95 mm de comprimento e 38 mm de diâmetro com 5 mm de espessura também.

Segue-se o tubo DE, também curvo, com 60 mm de comprimento e na mesma 38 mm de diâmetro, fazendo 90° com raio 38,20 mm, sendo que a espessura é de 5 mm.

O tubo primário de admissão termina no tubo EF, com 102 mm de comprimento e diâmetro de 38 mm com espessura de 5 mm. Sendo que o tubo primário é concluído já no interior da cabeça de motor com o tubo FG, de comprimento de 76 mm e diâmetro inicial de 38 mm e final de 36 mm, com espessura de 4 mm, sendo o único troço refrigerado a água.

### 3.1.6. Diagrama de distribuição

O diagrama de distribuição do motor foi caracterizado por 205 e 197 valores de curso das válvulas em função do ângulo de cambota para as válvulas de escape e de admissão, respectivamente, retirados do diagrama de distribuição sem folga de válvulas, ver Anexo C. Foi introduzida uma folga de 0,20 mm na válvula de admissão e de 0,25 mm na válvula de escape, uma vez que essas são as folgas utilizadas no motor real. Na Figura 3.8 e na Figura 3.9 apresentaram-se os menus com as definições acima descritas, (27).

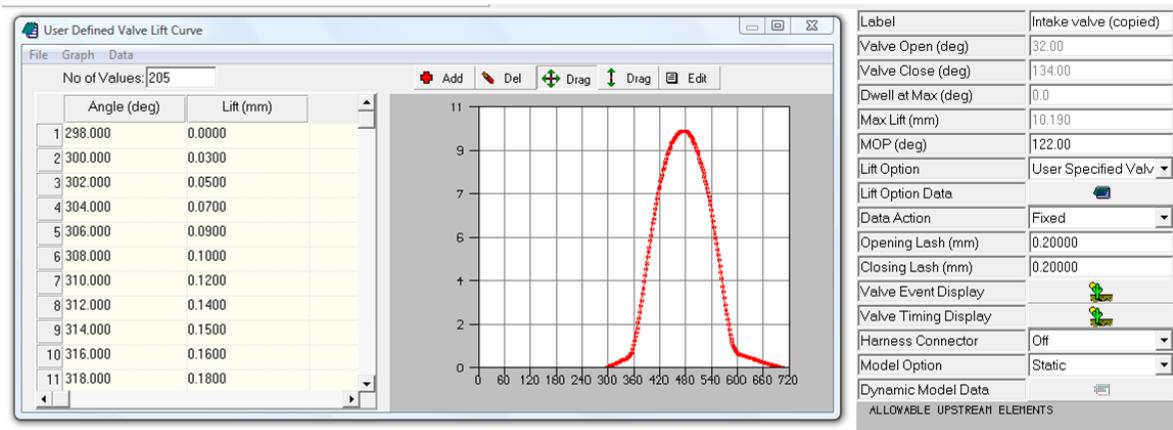


Figura 3.8 – Diagrama de distribuição da válvula de admissão (27)

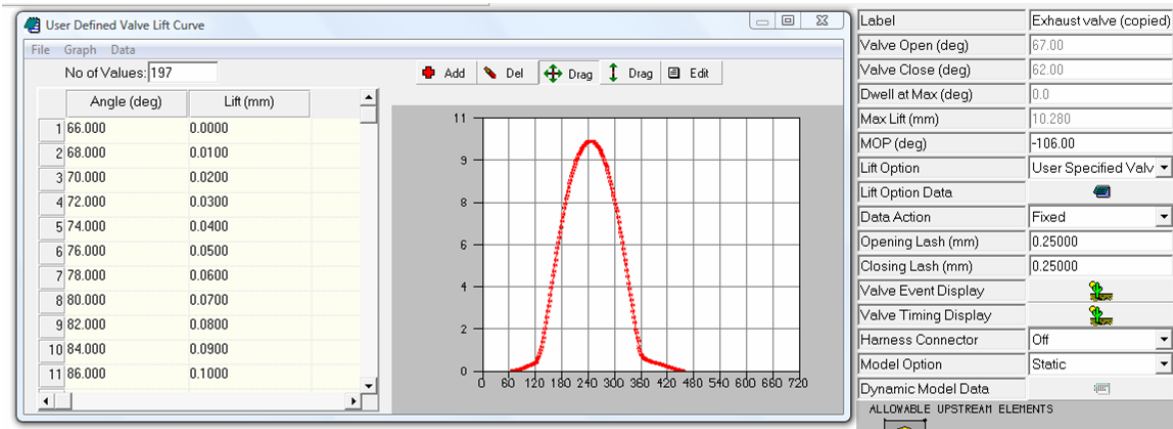


Figura 3.9 – Diagrama de distribuição da válvula de escape (27)

### 3.1.7. Portas de admissão e de escape

A caracterização das portas de admissão e de escape foi feita através do coeficiente de descarga em função da relação curso/diâmetro da garganta da válvula medido experimentalmente, ver subsecções 2.3.5, Anexo A e C. Os parâmetros que envolvem essa caracterização condicionam de forma muito acentuada o desempenho do motor. Deste modo, a determinação do diagrama de distribuição e do coeficiente de descarga foi efetuada de uma forma especialmente cuidada e rigorosa.

Os valores para a porta de admissão da Figura 3.10 foram retirados do Anexo A e os valores para a porta de escape da Figura 3.11 são conforme Fonseca Pereira, 27. Foi ainda introduzido o número de válvulas por cilindro, “1” de admissão e “1” de escape e o diâmetro das gargantas de admissão (36 mm) e das gargantas de escape (30 mm).

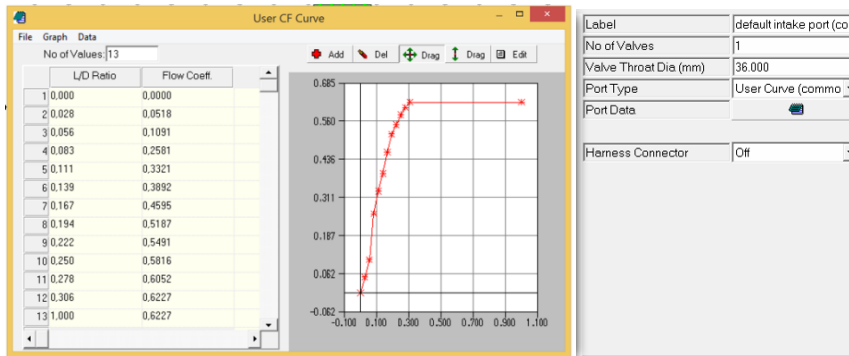


Figura 3.10 – Coeficiente de descarga da porta de admissão

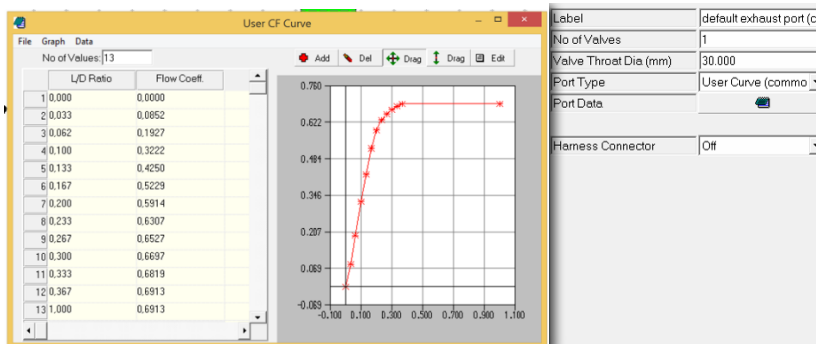


Figura 3.11 – Coeficiente de descarga da porta de escape

O coeficiente de descarga (“Flow Coef.”) e o diâmetro da garganta (“Valve Throat Dia”) são dois parâmetros que serão alterados no âmbito deste trabalho, pois cada técnica vai influenciar substancialmente esses valores. As técnicas utilizadas para além da alteração das paredes (*porting*, *dimpling* e *polishing*) produziram um aumento de diâmetro de 36 mm para 38 mm, ver secção 3.4.

### 3.1.8. Cilindros

A caracterização dos cilindros foi realizada com base nos parâmetros apresentados Anexo C na Tabela C.1. A caracterização foi igual para os quatro cilindros, exceto no parâmetro “Phase (ATDC)” que se refere ao desfasamento em ângulos de cambota da ignição de cada cilindro relativamente ao cilindro nº1. No cilindro nº1 foi introduzido o valor “0°”, no cilindro nº2 “540°”, no cilindro nº3 “180°” e no cilindro nº4 “360°”, de modo a corresponder à ordem de ignição 1-3-4-2 de um motor de 4 cilindros em linha, ver Figura 3.12 e Figura 3.13, (27).

Para completar a caracterização dos cilindros, definiram-se os modelos de combustão e de transferência de calor, caracterizaram-se as superfícies internas do motor e a respetiva temperatura. Estes parâmetros foram caracterizados nos “submenus” “Combustion Model” “Open cycle HT” e “Closed cycle HT” “Surface Areas” “Surface Temperatures”, respectivamente, conforme descrito nas subsecções 3.1.8.1 a 3.1.8.5.

Label	default cylinder
Bore (mm)	90.8200
Stroke (mm)	76.9500
Cyl Swept Volume (l)	0.49850
Total Swept Volume (l)	1.99398
Con-rod Length (mm)	127.00
Pin Off-Set (mm)	2.80
Compression Ratio	9.44
Clearance Volume (l)	0.059063
Phase (ATDC)	0.00
Combustion Model	
Open Cycle HT	
Closed Cycle HT	
Surface Areas	
Surface Temperatures	
Scavenge-Cylinder	

Figura 3.12 – Menu de caracterização dos cilindros

Na Figura 3.13, apresenta-se o diagrama resultante da caracterização dos cilindros efetuada nesta subsecção e do diagrama de distribuição efetuado em Anexo C.

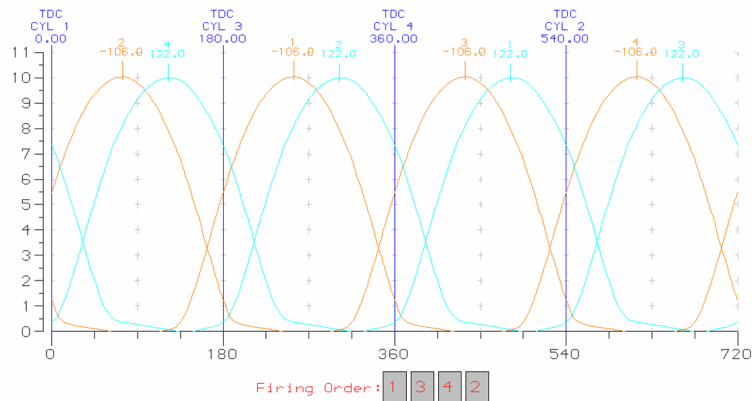


Figura 3.13 – Diagrama de distribuição dos 4 cilindros (27)

### 3.1.8.1. Combustão

A combustão foi tratada no submenu “Fuelling”. Na Figura 3.14, apresenta-se o submenu “Fuelling” para um regime de 3000 rpm, como exemplo. Considerou-se 97% como um valor razoável para o rendimento da combustão a utilizar em todos os regimes, conforme obtido por interpretação de tabela de rendimentos de combustão em (14).

Foi considerada uma mistura estequiométrica ( $AFR=14,7$ ,  $\Phi=1$ ,  $\lambda=1$ ), portanto foi introduzido “1” na tabela “Equivalence Ratio” em todos os regimes. A variação do caudal de ar de admissão será sempre acompanhada por uma correção de quantidade de combustível de modo a manter esse valor estequiométrico, nomeadamente decorrendo das alterações realizadas neste trabalho.

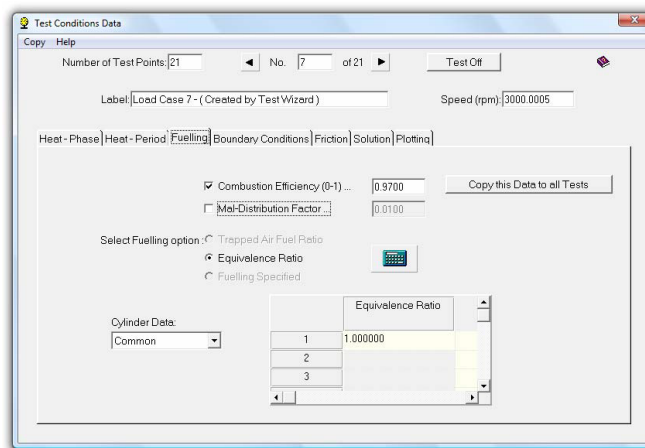


Figura 3.14 – Exemplo de Fuelling para um regime de 3000 rpm (27)

O rendimento da combustão é definido no software, como sendo a fração de combustível fornecida ao cilindro que é queimada. O LES prevê a existência de um fator de má distribuição da mistura, que se traduz uma redução no valor do poder calorífico do combustível. Este fator não foi utilizado, como referido em 3.1.1.

### 3.1.8.2. Modelo de combustão

No menu “combustion Data”, caracterizou-se o modelo de combustão designado por “single part Wiebe function“, demonstrado na Figura 3.15. Foram utilizados os coeficientes “A” e “M” existentes por defeito, 10.0 e 2.0 respetivamente, que são os mais utilizados neste tipo de motores, (27).

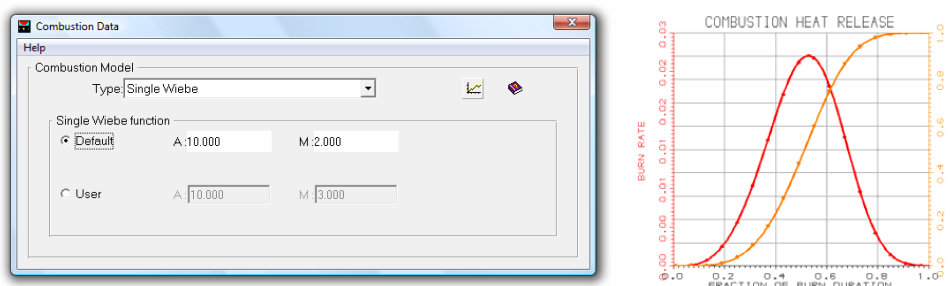


Figura 3.15 – Dados de Combustion Data (27)

### 3.1.8.3. Modelos de transferência de calor

Os modelos de transferência de calor foram definidos nos menus de ciclo aberto e fechado, “Open cycle HT” e “Closed cycle HT” respectivamente. No primeiro ciclo do motor após o início do cálculo, a taxa de transferência de calor no motor é estimada a partir do fluxo de combustível. Nos ciclos seguintes, é calculada em cada incremento de ângulo de cambota, utilizando o resultado de transferência de calor do ciclo anterior.

Foi utilizado o modelo de Annand com os coeficientes propostos por Blair em (13), conforme menus apresentados na Figura 3.16. Para a realização deste cálculo foi necessário conhecer a área das paredes, a temperatura das paredes e os coeficientes de transferência de calor das superfícies. A área das paredes foi definida no menu “Surface Áreas”, ver subsecção 3.1.8.4. A temperatura das paredes e os coeficientes de transferência de calor das superfícies foram definidas no menu “Surface Temperatures”, ver subsecção 3.1.8.5, (27).

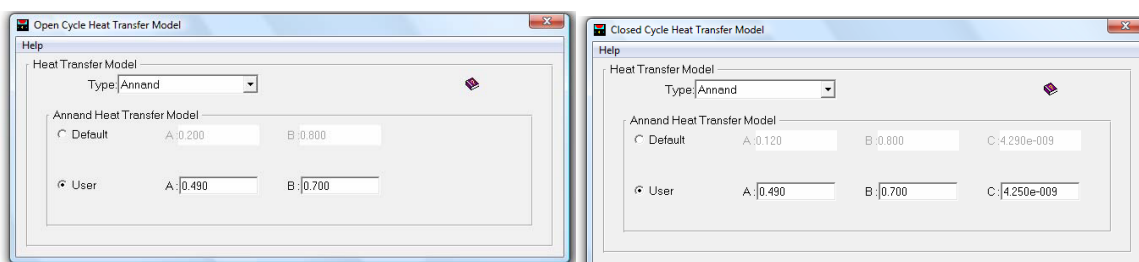


Figura 3.16 – Menu de caracterização do modelo de transferência de calor. Em cima “Open”, em baixo “Close” (27)

### 3.1.8.4. Caracterização da superfície de componentes

---

A caracterização da superfície dos componentes é feita no submenu “Surface Areas”. Neste menu, são inseridas as áreas relevantes para os cálculos de transferência de calor, ou seja, da cabeça do motor e da coroa do pistão, que são definidas em função da área da secção transversal do cilindro. Ainda neste menu, foi caracterizada a área do cilindro e a área da face da junta de cabeça que fica exposta quando o pistão está no PMS. As áreas foram consideradas iguais para os quatro cilindros, uma vez que o volume das câmaras de combustão é o mesmo.

Com recurso a um molde de silicone, Figura 3.17, determinou-se a área da superfície da câmara de combustão, Figura 3.18, estimando uma superfície de 9245 mm<sup>2</sup>, incluindo a cabeça das válvulas, ver Anexo C.

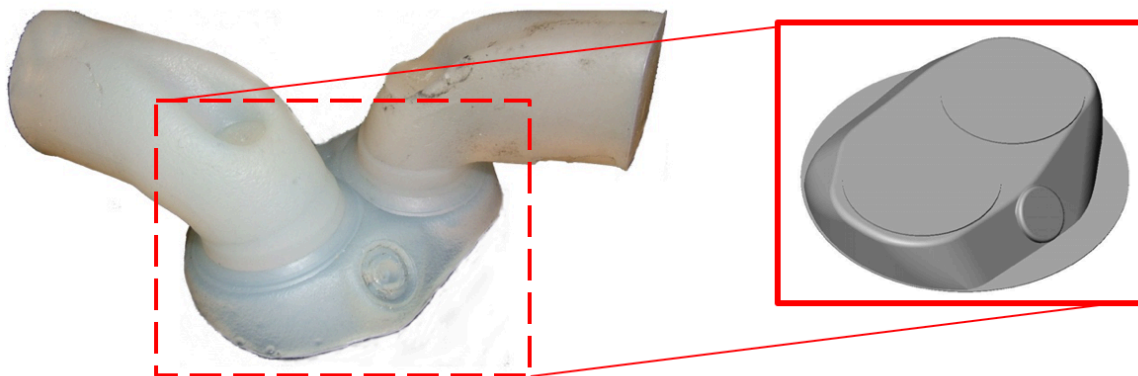


Figura 3.17 – Modelo em silicone (27)

Figura 3.18 – Modelação da área (27)

Determinou-se também, no mesmo anexo, a área da secção transversal do cilindro como sendo 6478 mm<sup>2</sup>, e a relação de “Head/Bore (ratio)” de  $9245/6478=1,427$ . A relação entre a área da coroa do pistão (6404 mm<sup>2</sup> para Ø 90,3 mm) e a área da secção transversal do cilindro (6475 mm<sup>2</sup> para Ø 90,8 mm) (“Piston/Bore (ratio)”), foi calculada com os dados existentes no Anexo C, ou seja  $6475/6404=1,011$ , ver Figura 3.19.

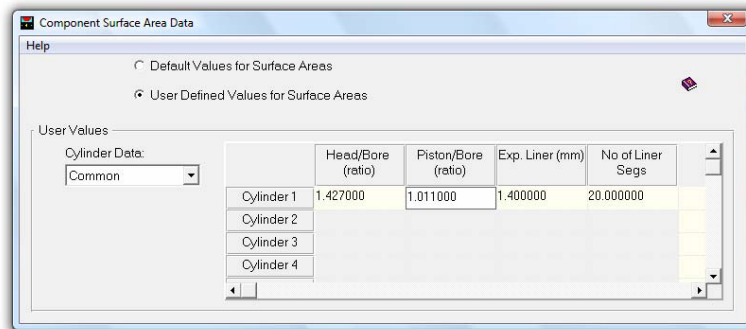


Figura 3.19 – Menu “Surface Area Data” (27)

O comprimento do cilindro exposto quando o pistão está no PMS, é apenas a espessura da junta de cabeça comprimida, 1.4 mm, uma vez que a projeção do pistão no PMS é nula, (27).

### 3.1.8.5. Temperatura de superfícies

A temperatura de superfícies é caracterizada nos submenus “Surface Temperatures”. Esta definição foi feita especificando as propriedades dos materiais e do fluido de refrigeração através do preenchimento dos submenus: “Material”; “Coolant temp” e “Wall Thickness”, que se apresentam na Figura 3.20. Relativamente ao tipo de materiais de construção, a cabeça e o bloco do motor foram definidos como ferro construídos em fundido e o pistão em alumínio, que por defeito possuem condutividades térmicas de 36 W/mK e de 204 W/mK, respetivamente, ver Anexo B.

Foi definida a temperatura do fluido de refrigeração na cabeça e bloco do motor, como sendo uniforme e igual a 90 °C, de acordo com (27). O coeficiente de transferência de calor entre o fluido de refrigeração e as superfícies em contacto com o líquido de refrigeração dos cilindros e da cabeça do motor foi considerado o valor por defeito, 10000 W/m<sup>2</sup>K para a cabeça e 8000 W/m<sup>2</sup>K para os cilindros. No menu “Wall Thickness” foram definidas as espessuras das paredes que separam as superfícies do lado do circuito de refrigeração e do interior do cilindro, sendo 5 e 7 mm, respetivamente, (27).

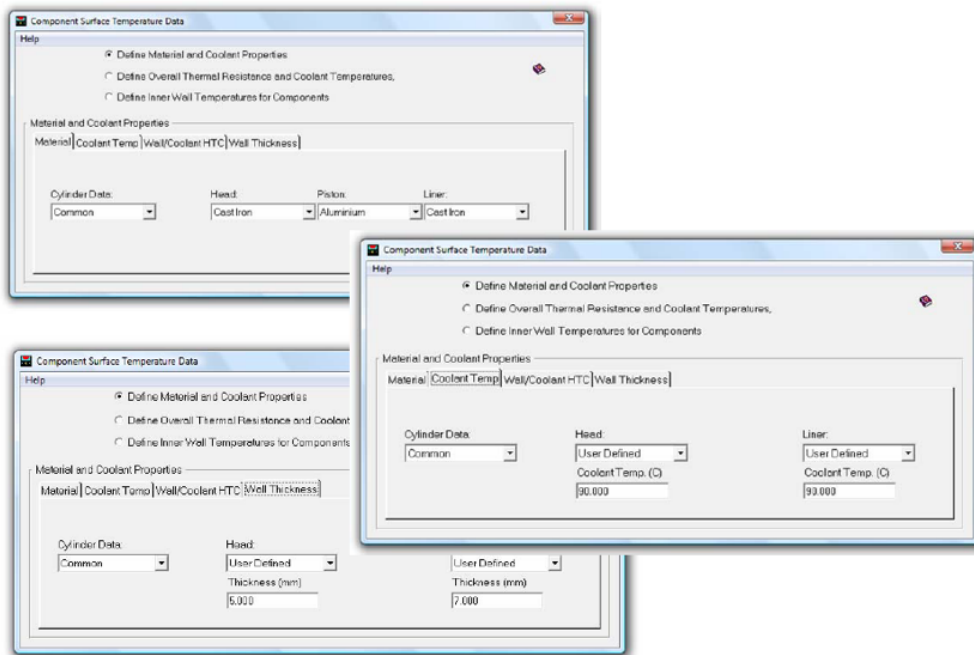


Figura 3.20 – Menus de caracterização de temperaturas de superfícies (27).

A temperatura média da cabeça do motor na maioria dos motores Otto modernos é largamente dominada pela temperatura das válvulas, (22). No LES a temperatura das válvulas de admissão e de escape para motores a gasolina, é calculada em função da razão ar/combustível (AFR). Para valores  $11,5 < AFR < 18,0$  o software calcula a temperatura das válvulas segundo as seguintes equações, 3.18 e 3.19.

$$\text{Válvulas admissão (}^{\circ}\text{C)} = -0,5 \cdot AFR_3 + 19,1 \cdot AFR_2 - 236,5 \cdot AFR + 1389,8 \quad 3.18$$

$$\text{Válvulas escape (}^{\circ}\text{C)} = -0,89 \cdot AFR_3 + 31,6 \cdot AFR_2 - 344,1 \cdot AFR + 1860,1 \quad 3.19$$

Considerando que o motor funciona com mistura estequiométrica,  $AFR=14,7$ , as equações da temperatura das válvulas de admissão e de escape são respetivamente  $452^{\circ}\text{C}$  e  $803^{\circ}\text{C}$ , ver 2.3.6. A temperatura da cabeça do motor é calculada através da média da temperatura das paredes e da temperatura das válvulas. A temperatura do pistão é assumida como igual à temperatura média da área da cabeça do motor, (22,25,27).

### **3.1.8.6. Fase de combustão**

---

No submenu “Heat-Phase”, selecionou-se a forma de definir o momento de máxima libertação de calor. Por defeito, é escolhido 10° ATDC, que é o momento em ângulos de cambota depois do ponto morto superior de combustão em que 50% do combustível foi queimado. Este valor é considerado por Heywood (39) como correspondendo a um avanço com o qual é obtido o máximo binário (MBT), (27).

No submenu de duração da combustão, “Heat-Period”, escolheu-se o método para especificar a duração da combustão para o cálculo do momento de máxima libertação de calor. Por defeito, considera-se que a duração da combustão, contabilizada em graus de cambota, ocorre entre a queima de 10 a 90% de fração de massa, correspondendo à fase de propagação completamente desenvolvida, (27).

### **3.1.9. Sistema de escape**

---

O sistema de escape tem início na porta de escape e termina após a panela de escape, contendo pelo meio tubos primários de escape e secundários, tal como acontece no sistema de admissão.

As condutas de escape na cabeça do motor, “A” na Figura 3.21, têm um diâmetro inicial de 30 mm, ver Figura 3.11. O diâmetro final foi determinado por equivalência de áreas a uma forma circular, uma vez que no motor real estas condutas terminam numa secção retangular. Os restantes parâmetros tais como, material de construção, espessura da parede, temperatura do fluido de refrigeração, entre outras, foram definidos com os mesmos valores que as condutas de admissão na cabeça do motor, ver Figura 3.8.

Os tubos primários e secundários, “B” e “C” na Figura 3.21, são a caracterização do coletor de escape, segundo as dimensões que constam na Tabela C.5 do Anexo C.

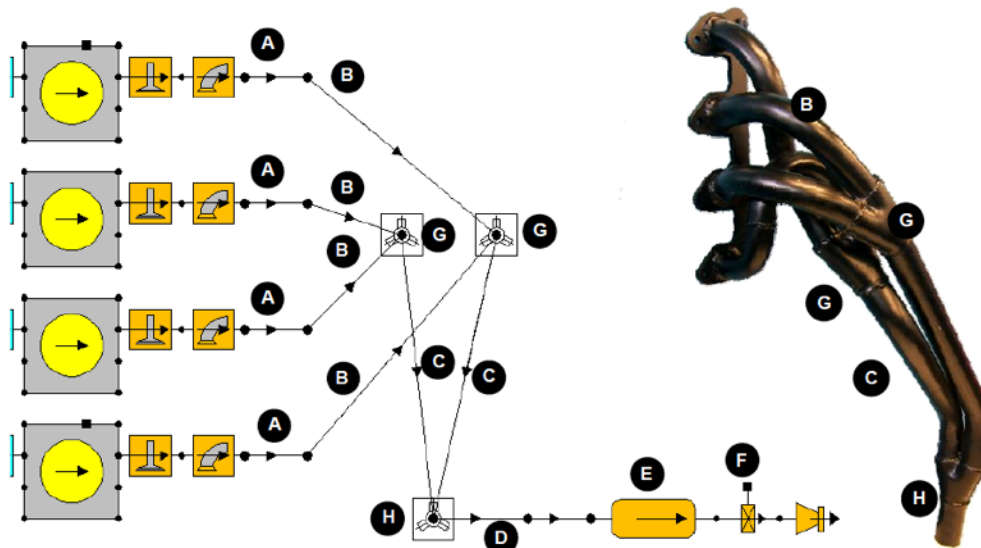


Figura 3.21 – Sistema de escape (27)

Foi utilizada a união designada “pressure-loss junctions”, nas uniões entre os tubos primários e os tubos secundários, e entre estes e o tubo terciário. Este tipo de ligação, faz com que o *software* considere o efeito no escoamento provocado pela diferença angular entre os tubos, ver “G” e “H” na Figura 3.21.

Na Figura 3.22 apresenta-se um exemplo da definição da união dos tubos secundários (“Pipe 52” e “Pipe 53”) com o tubo terciário (“Pipe 51”), em que este foi considerado a referência relativamente à qual os tubos secundários fazem ângulos de 160° e 200°, a união entres estes tubos é feita no mesmo plano, por isso, os ângulos foram definidos apenas relativamente ao tubo de saída, (27).

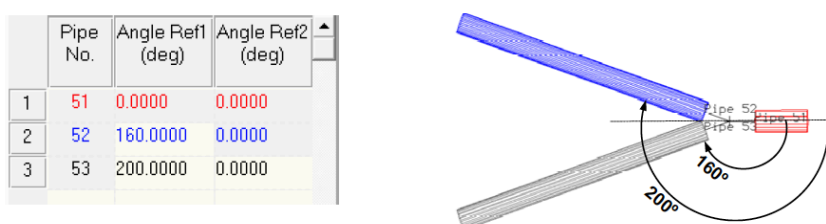


Figura 3.22 – União de tubos secundários (27)

Tabela 3.2 – Dimensões do sistema de escape

Nome	Diâmetro Inicial [mm]	Diâmetro Final [mm]	Comprimento [mm]	Espessura [mm]
A – Tubos Primários da cabeça	30	34	75	4
B – Tubos Primários no coletor de escape	34	34	360	2
C – Tubos Secundários	41	41	565	2
D – Tubo terciário	44	44	470	2
E – Câmara de plenum de escape com 3 L de volume				

## 3.2. Condições de teste

As condições de teste genéricas foram definidas no menu “Steady State Test Data Wizard” e mais específicas no menu “Test Condition Data”.

No menu “Steady State Test Data Wizard” definiram-se os regimes de teste (das 1500 às 6000 rpm com intervalos de 250 rpm) e as condições fronteira em que foram realizadas as simulações de funcionamento do motor, como demonstrado na Figura 3.23. As condições do ar ambiente, do ar de admissão e a razão de equivalência (*Equivalence Ratio*) foram iguais aos valores medidos nos ensaios experimentais para calibração do modelo computacional, ver 3.1.8.1, (27).

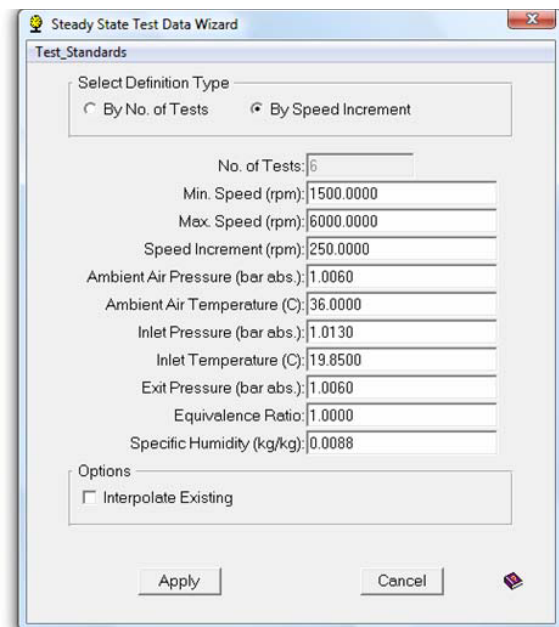


Figura 3.23 – Menu Steady State Teste Data Wizard (27)

No menu “Test Condition Data” introduziram-se as condições de teste específicas. Definiram-se as condições termodinâmicas e mecânicas do motor, assim como, condições fronteira específicas para cada regime de teste. As condições impostas neste menu sobrepõem-se às condições definidas no “Steady State Test Data Wizard” apresentado na Figura 3.23. Nas subsecções 3.1.8.6 a 3.3, descreveram-se as opções definidas para todos os regimes de teste. Nos submenus “Solution” e “Plotting” foram deixados os valores existentes por defeito. O submenu “Solution” destina-se a controlar o valor máximo de incremento de tempo utilizado nos cálculos, assim como os parâmetros que definem que o cálculo está

completo. O submenu “Plotting” destina-se a definir os dados que são gravados no ficheiro de resultados, (27).

As condições de fronteira foram definidas no submenu “Boundary Conditions”. A temperatura do ar, à entrada do sistema de admissão, foi de 19.85°C e a pressão atmosférica 1013 mbar, (27). Na Figura 3.24, exemplifica-se o menu de condições de fronteira, as temperaturas médias do ar ambiente que circunda o motor (36°C), a pressão atmosférica ambiente (1006 mbar), e a humidade relativa de 25% (0.0660 kg/kg). Estes valores correspondem às medições nos ensaios em banco de potência com motor real, realizados para validação do modelo computacional, ver Anexo C.

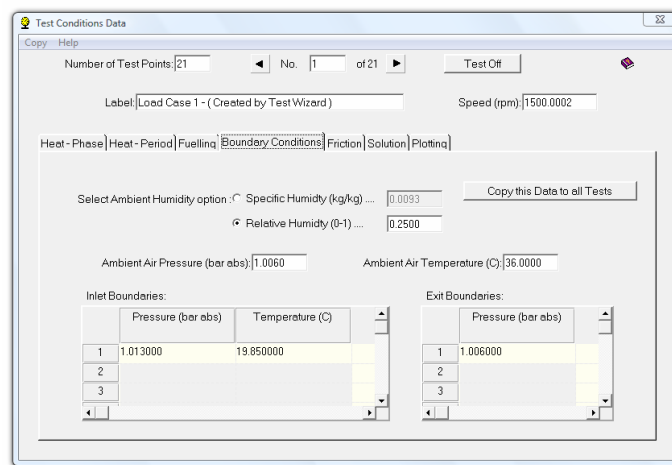


Figura 3.24 – Exemplo de condições de fronteira usadas a 1500 rpm (27)

A temperatura de saída dos gases é assumida pelo programa como sendo igual à temperatura dos gases provenientes da combustão após a expansão, (27).

### 3.3. Atrito no motor

O atrito existente no motor, ou seja, a fricção que existe no contato das peças móveis foi caracterizado através do submenu “Friction”. Este submenu é utilizado para definir a pressão média de atrito (PMA). Para tal, foi utilizado um módulo auxiliar do *software*, designado por ”Friction Estimator Tool” que permite estimar a pressão média de atrito existente no motor segundo vários modelos de atrito.

Os resultados deste módulo, para cada regime de teste, foram exportados diretamente para o submenu de fricção (“Friction”) do menu condições de teste “Test Condition Data”, tendo sido o utilizado como modelo de atrito o modelo de Sandoval Heywood, (31).

Todas as características introduzidas no módulo estão apresentadas no Anexo C, ou seja, o diâmetro e comprimento das 5 chumaceiras de apoio da cambota, das chumaceiras de apoio das bielas e das chumaceiras de apoio da árvore de cames, Tabela C.2 e Tabela C.3. Relativamente ao acionamento das válvulas, trata-se de um motor de uma árvore de cames à cabeça e o acionamento das válvulas é feito por impulsores planos (Finger Follower) com atuação da árvore de cames ao centro, com 2 válvulas por cilindro, cujo curso máximo é de 10,5 mm. Foi ainda selecionado um lubrificante 20W50, que é o recomendado pelo fabricante do motor e uma temperatura de 100 °C, que foi a temperatura média do óleo nos ensaios em banco de potência. Na Figura 3.25 apresentam-se os valores introduzidos para o cálculo da pressão média de atrito.

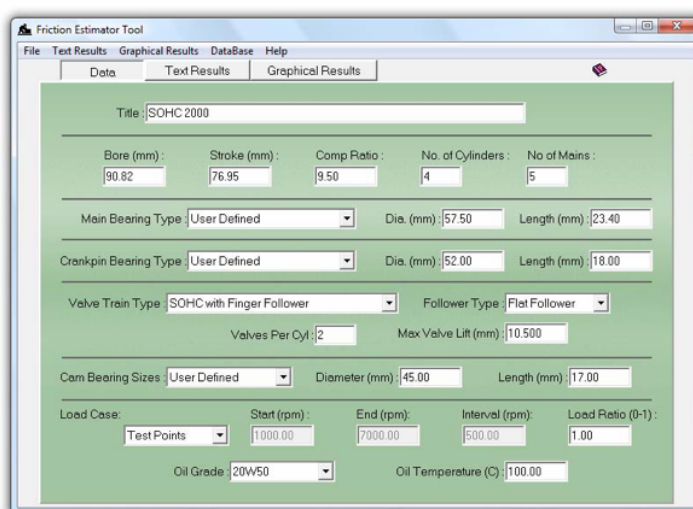


Figura 3.25 – Módulo “Friction Estimator Tool” usado (27)

### 3.4. Testes exploratórios (modelo simplificado)

---

Para se estudar a influência no binário do motor da mudança da rugosidade da superfície (*porting*, *polishing*, *dimpling*) e do aumento de diâmetros, quer das condutas de admissão quer de escape (aumento do diâmetro de válvulas), assim como das alterações das características do material do coletor de admissão, foram realizados ensaios exploratórios. Considerando que este estudo era apenas exploratório, de modo a reduzir o tempo de cálculo despendido pelo programa, foi criado um modelo simplificado do motor, Figura 3.26.

Este modelo foi simplificado, reduzindo o número de cilindro para 1, e respectivos tubos de admissão e escape. Também se reduziu o sistema de admissão para uma câmara de plenum com 0,5 L .

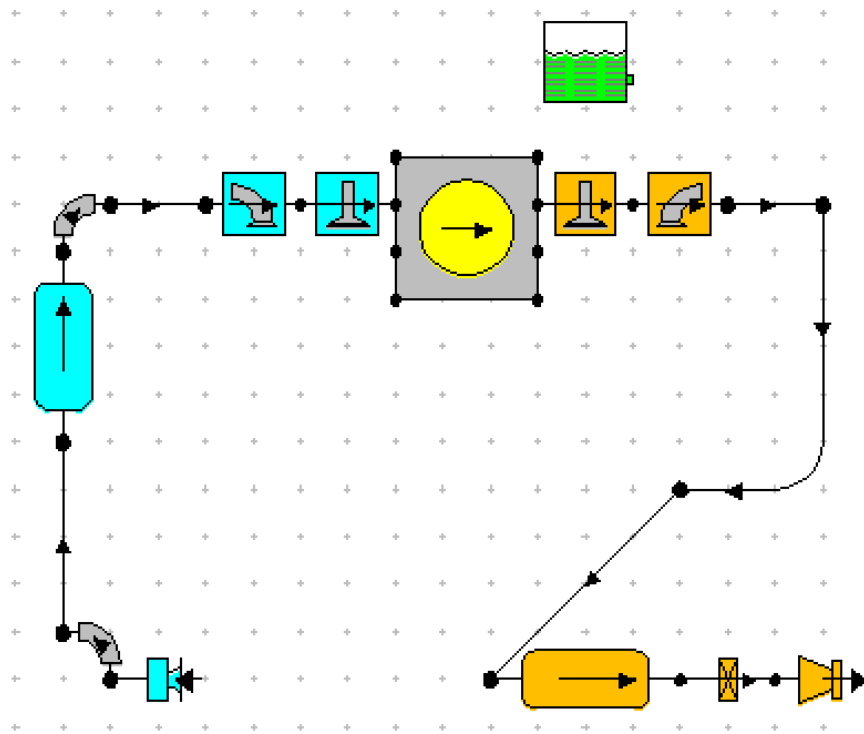


Figura 3.26 – Modelo simplificado do motor

Nas Tabela 3.3, Tabela 3.4, Tabela 3.5, apresentam-se os parâmetros do modelo original que serão alvo de alterações para estudar a sua influência do binário do motor.

Tabela 3.3 – Dimensões das válvulas originais

Admissão	Diâmetro da garganta [mm]	36
	Diâmetro início do tubo [mm]	38
	Diâmetro fim do tubo [mm]	36
Escape	Diâmetro da garganta [mm]	30
	Diâmetro início [mm]	30
	Diâmetro fim [mm]	34

Tabela 3.4 – Propriedades do tubo primário original na cabeça (Ferro)

	Ferro	
Admissão e Escape	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	7250
	Condutividade térmica [W/(m.K)]	36
	Capacidade térmica específica [kJ/kg]	470

Tabela 3.5 – Propriedades do tubo primário original no coletor (Alumínio)

	Alumínio	
Admissão e Escape	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	2700
	Condutividade térmica [W/(m.K)]	204
	Capacidade térmica específica [kJ/kg]	940

Além destes parâmetros, também foi alterada a rugosidade de superfície do tubo primário de admissão, que no seu estado original é de 0,25 mm por defeito, assim como foi alterado o coeficiente de descarga da válvula de admissão, de modo a representar a técnica de dimpling.

Os restantes elementos não sofreram alterações relativamente ao modelo base, descrito na secção 3.1.

### 3.4.1. Teste 1 – Dimpling

Foi efetuado um teste de forma a estudar a técnica *dimpling*, que foi reproduzida pela alteração do coeficiente de descarga. Os valores do modelo base, ver secção 3.1.7, foram substituídos por valores superiores, equivalentes a uma boa porta, ver Figura 3.27.

Aumentou-se os valores de coeficiente de descarga, para se ver o que uma possível porta melhorada consegue reproduzir face ao original.

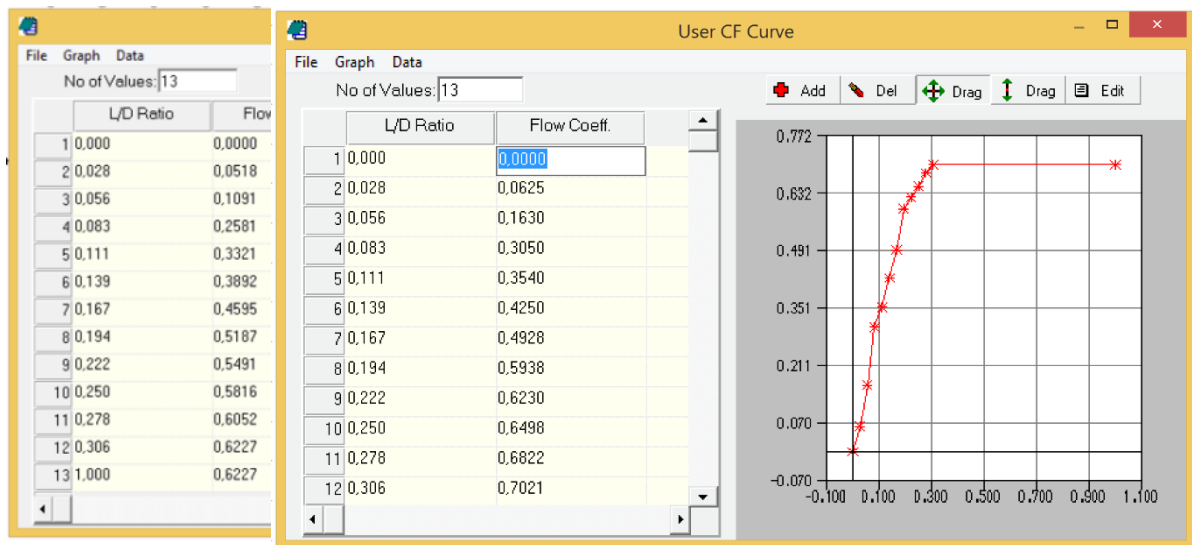


Figura 3.27 – Valores de coeficiente de descarga para dimpling

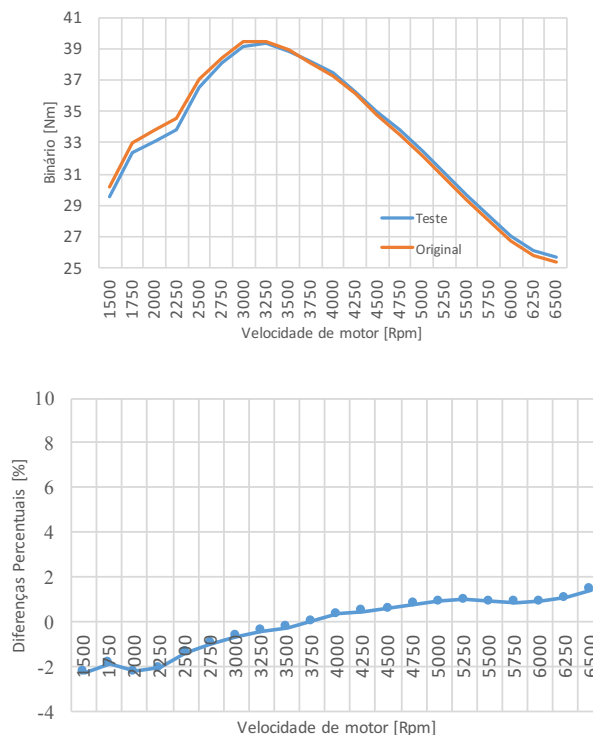


Figura 3.28 – Gráficos de teste dimpling

Tabela 3.6 – gráfico de binário de teste dimpling

Rpm	Original [Nm]	Teste [Nm]	Diferença [Nm]	Diferença [%]
1500	30,19	29,53	-0,66	-2,24
1750	32,99	32,39	-0,60	-1,85
2000	33,83	33,1	-0,73	-2,21
2250	34,56	33,87	-0,69	-2,04
2500	37,07	36,58	-0,49	-1,34
2750	38,42	38,05	-0,37	-0,97
3000	39,43	39,18	-0,25	-0,64
3250	39,47	39,31	-0,16	-0,41
3500	38,90	38,81	-0,09	-0,23
3750	38,14	38,16	0,02	0,05
4000	37,28	37,42	0,14	0,37
4250	36,07	36,24	0,17	0,47
4500	34,8	35,02	0,22	0,63
4750	33,54	33,82	0,28	0,83
5000	32,17	32,47	0,3	0,92
5250	30,8	31,12	0,32	1,03
5500	29,39	29,67	0,28	0,94
5750	28,04	28,29	0,25	0,88
6000	26,78	27,03	0,25	0,92
6250	25,85	26,14	0,29	1,11
6500	25,38	25,75	0,37	1,44

O aumento do coeficiente de descarga da válvula da admissão provocou uma diminuição de binário do motor até às 3500 Rpm, tendo atingido uma diminuição máxima de 2,24% às 1500 Rpm, e um aumento de binário a partir das 3500 Rpm com um máximo de 1,44% às 6500 Rpm.

### 3.4.2. Teste 2 – Porting na admissão

De modo a tentar perceber computacionalmente os efeitos reais que foram referidos na secção 2.5.1, efetuou-se um teste com a técnica *porting* na admissão onde foi reproduzido um aumento em 3 mm, no diâmetro da conduta na cabeça e na garganta (apenas de admissão), Figura 3.29 e Tabela 3.7.

Tabela 3.7 – Dados alterados no porting na admissão

Admissão	Diâmetro da garganta [mm]	Antes	Depois
	Diâmetro início do tubo [mm]	38	41
	Diâmetro fim do tubo [mm]	36	39

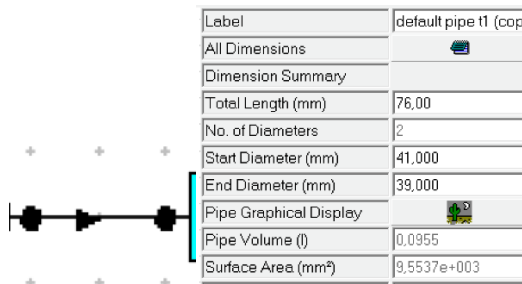


Figura 3.29 – Alteração do diâmetro na conduta da cabeça no porting na admissão

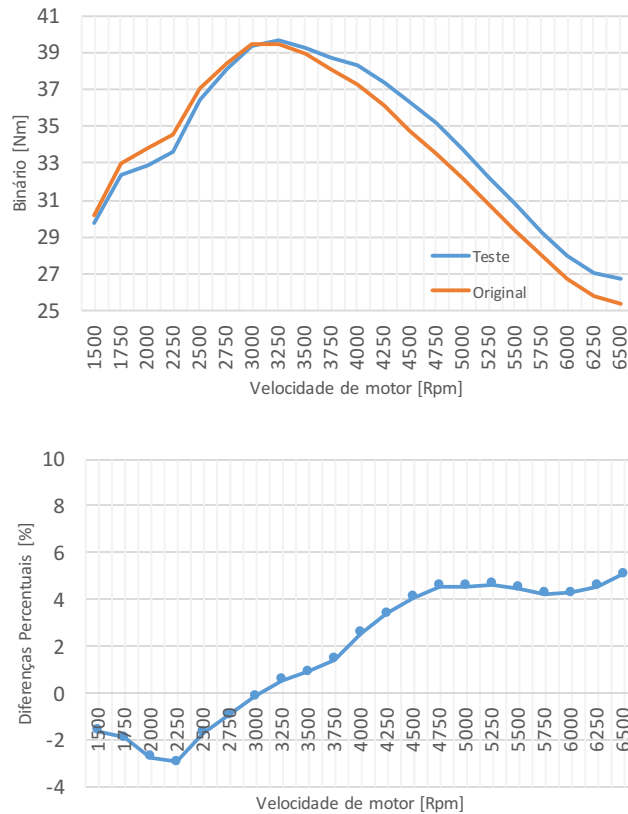


Figura 3.30 – Gráficos no porting na admissão

Tabela 3.8 – Diferenças de binário no porting na admissão

Rpm	Original [Nm]	Teste [Nm]	Diferença [Nm]	Diferença [%]
1500	30,19	29,72	-0,47	-1,58
1750	32,99	32,38	-0,61	-1,88
2000	33,83	32,93	-0,90	-2,73
2250	34,56	33,58	-0,98	-2,91
2500	37,07	36,46	-0,61	-1,67
2750	38,42	38,08	-0,34	-0,89
3000	39,43	39,38	-0,05	-0,12
3250	39,47	39,70	0,23	0,57
3500	38,90	39,27	0,37	0,94
3750	38,14	38,70	0,56	1,45
4000	37,28	38,27	0,99	2,58
4250	36,07	37,35	1,28	3,42
4500	34,80	36,29	1,49	4,10
4750	33,54	35,15	1,61	4,58
5000	32,17	33,71	1,54	4,57
5250	30,80	32,30	1,50	4,64
5500	29,39	30,77	1,38	4,48
5750	28,04	29,29	1,25	4,27
6000	26,78	27,98	1,20	4,29
6250	25,85	27,09	1,24	4,58
6500	25,38	26,74	1,36	5,09

Este teste demonstrou uma ligeira diminuição de binário em baixos regimes, até às 3000 rpm, atingindo um mínimo de 2,91% às 2250 Rpm. A partir de 3250 Rpm verificou-se um aumento de binário para regimes intermédios e elevados, Figura 3.30, chegando a um aumento máximo, face ao original em cerca de 5% às 6500 Rpm, Tabela 3.8. Comprovando assim o que foi referido em 2.5.1 sobre o *porting*.

### 3.4.3. Teste 3 – Porting na admissão e escape

Nesta secção completou-se a técnica *porting* à conduta e garganta de escape, a alteração de diâmetro realizada na admissão na secção anterior (3.4.2) também em cerca de 3 mm, Tabela 3.9.

Tabela 3.9 – Dados alterados no porting na admissão e escape

Admissão	Diâmetro da garganta [mm]	Antes	Depois
	Diâmetro início do tubo [mm]	36	39
	Diâmetro fim do tubo [mm]	38	41
Escape	Diâmetro da garganta [mm]	30	33
	Diâmetro início do tubo [mm]	30	33
	Diâmetro fim do tubo [mm]	34	37

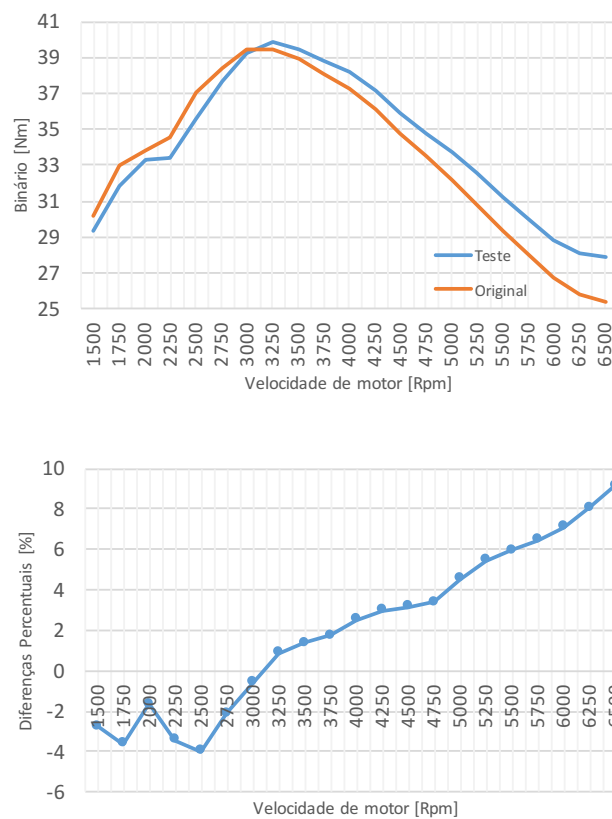


Figura 3.31 – Gráficos no porting na admissão e escape

Tabela 3.10 – Diferenças de binário no porting na admissão e escape

Rpm	Original [Nm]	Teste [Nm]	Diferença [Nm]	Diferença [%]
1500	30,19	29,38	-0,81	-2,76
1750	32,99	31,84	-1,15	-3,61
2000	33,83	33,28	-0,55	-1,65
2250	34,56	33,41	-1,15	-3,44
2500	37,07	35,65	-1,42	-3,98
2750	38,42	37,63	-0,79	-2,10
3000	39,43	39,19	-0,24	-0,61
3250	39,47	39,82	0,35	0,88
3500	38,90	39,45	0,55	1,39
3750	38,14	38,81	0,67	1,73
4000	37,28	38,24	0,96	2,51
4250	36,07	37,17	1,10	2,96
4500	34,80	35,93	1,13	3,14
4750	33,54	34,72	1,18	3,39
5000	32,17	33,69	1,52	4,51
5250	30,80	32,57	1,77	5,43
5500	29,39	31,25	1,86	5,95
5750	28,04	29,97	1,93	6,44
6000	26,78	28,82	2,04	7,08
6250	25,85	28,11	2,26	8,04
6500	25,38	27,94	2,56	9,16

Seguindo as conclusões do teste em 3.4.1, a adição de *porting* nas condutas de escape ampliaram o efeito de 5% para 9% de aumento máximo de binário face ao teste original, ou seja, existe igualmente um aumento de binário a partir das 3000 Rpm mas com mais significado, Figura 3.31, Tabela 3.10. Conclui-se igualmente que o aumento de binário conseguido com a alteração na admissão é superior ao conseguido com a alteração do escape.

### 3.4.4. Teste 4 - Polimento

Foi efetuado um teste em que se simula a técnica *polishing*, ver 2.5.2. Este teste teve como objetivo tentar polir as condutas de escape diminuindo a rugosidade da superfície interna do tubo. Deste modo diminuiu-se a rugosidade de 0,25 mm para 0,05 mm conforme demonstrado na Figura 3.32, seguindo o que foi descrito na Figura 2.13 em 2.1.1.

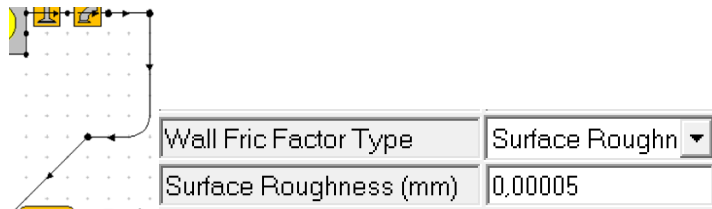


Figura 3.32 – Alteração da rugosidade de superfície no teste de polimento

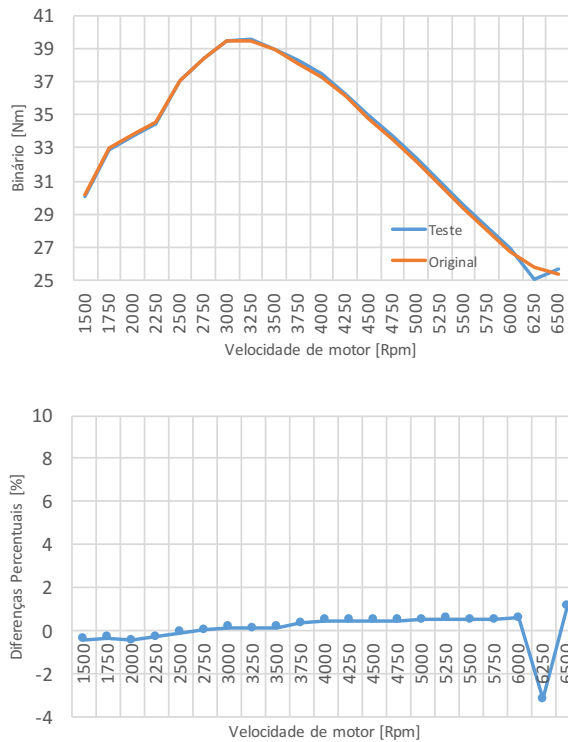


Figura 3.33 – Gráficos no teste de de polimento

Com este teste, concluiu-se que nas condutas de escape, a rugosidade abaixo de 0,25 mm pouco ou nada influencia o desempenho do motor, Tabela 3.11. O polimento pode não aumentar o binário, mas pode ser importante na prevenção da acumulação de resíduos provenientes da combustão nas condutas de escape.

Apesar de ser uma técnica utilizada por alguns preparadores menos informados, esta técnica utilizada nas condutas de admissão, por si só, não apresenta benefícios podendo até prejudicar o desempenho do motor. Quando a mistura percorre o tubo primário de admissão, formará pequenas gotas de maior massa que se acumulam nas paredes sendo arrastadas mais facilmente para o cilindro sem atomizar, ver secção 2.1.3

*Tabela 3.11 – Diferenças de binário no teste de polimento*

<b>Rpm</b>	<b>Original [Nm]</b>	<b>Teste [Nm]</b>	<b>Diferença [Nm]</b>	<b>Diferença [%]</b>
1500	30,19	30,07	-0,12	-0,39
1750	32,99	32,89	-0,10	-0,30
2000	33,83	33,69	-0,14	-0,41
2250	34,56	34,46	-0,10	-0,29
2500	37,07	37,04	-0,03	-0,08
2750	38,42	38,44	0,02	0,05
3000	39,43	39,50	0,07	0,17
3250	39,47	39,52	0,05	0,13
3500	38,90	38,97	0,07	0,18
3750	38,14	38,28	0,14	0,36
4000	37,28	37,46	0,18	0,48
4250	36,07	36,24	0,17	0,47
4500	34,80	34,97	0,17	0,49
4750	33,54	33,71	0,17	0,50
5000	32,17	32,34	0,17	0,52
5250	30,80	30,98	0,18	0,58
5500	29,39	29,55	0,16	0,54
5750	28,04	28,19	0,15	0,53
6000	26,78	26,94	0,16	0,59
6250	25,85	25,06	-0,79	-3,15
6500	25,38	25,67	0,29	1,13

### 3.4.5. Teste 5 – Alteração do material do coletor de admissão de admissão

Neste teste, foi substituído o coletor de admissão original, em alumínio, para um coletor em plástico. Para reproduzir esta alteração, diminuiu-se a condutividade térmica e aumentou-se a capacidade térmica específica, ver Tabela 3.12 e Figura 3.34.

Tabela 3.12 – Dados alterados no teste de alteração do material do coletor de admissão

Admissão	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	Antes	Depois
	Condutividade térmica [W/(m.k)]	204	0,25
	Capacidade térmica específica [kJ/kg]	940	1256



Figura 3.34 – Alteração do tipo de material no teste de alteração do material do coletor de admissão

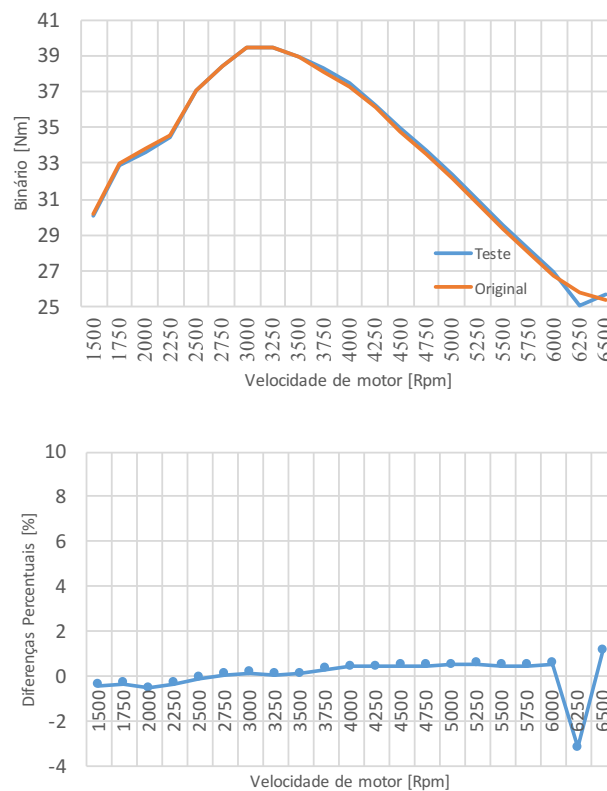


Figura 3.35 – Gráficos do teste de alteração do material do coletor de admissão

Esta modificação pouco influencia o binário do motor. Verifica-se uma perda face ao original até às 2500 Rpm e um ganho máximo de 1,17% às 6500 Rpm, ver Figura 3.35 e Tabela 3.13.

*Tabela 3.13 – Diferenças de binário no teste de alteração do material do coletor de admissão*

<b>Rpm</b>	<b>Original [Nm]</b>	<b>Teste [Nm]</b>	<b>Diferença [Nm]</b>	<b>Diferença [%]</b>
1500	30,19	30,07	-0,12	-0,40
1750	32,99	32,89	-0,10	-0,30
2000	33,83	33,66	-0,17	-0,50
2250	34,56	34,45	-0,11	-0,32
2500	37,07	37,05	-0,02	-0,05
2750	38,42	38,45	0,03	0,08
3000	39,43	39,49	0,06	0,15
3250	39,47	39,50	0,03	0,07
3500	38,9	38,95	0,05	0,13
3750	38,14	38,26	0,12	0,31
4000	37,28	37,45	0,17	0,45
4250	36,07	36,23	0,16	0,44
4500	34,80	34,97	0,17	0,48
4750	33,54	33,71	0,17	0,50
5000	32,17	32,34	0,17	0,52
5250	30,80	30,98	0,18	0,58
5500	29,39	29,54	0,15	0,50
5750	28,04	28,18	0,14	0,49
6000	26,78	26,93	0,15	0,56
6250	25,85	25,06	-0,79	-3,15
6500	25,38	25,68	0,30	1,17

Verificou-se às 6250 Rpm um valor que não segue a tendência dos restantes, pois neste regime não foi conseguida a convergência nos cálculos computacionais. Face à análise que se está a fazer aquela discrepância é desprezável.

### 3.4.6. Teste 6 – Alteração de calor específico do material do coletor de admissão

Foi executado um teste em que se alterou apenas o valor da capacidade térmica específica do material de 940 kJ/kg (original) para 10000 kJ/kg, ver Tabela 3.14 e Figura 3.36. Alterou-se de modo a avaliar qual a propriedade do material do coletor de admissão que pode alterar positivamente o binário do motor.

Tabela 3.14 – Dados alterados no teste de alteração de calor específico do material do coletor de admissão

Admissão	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	Antes	Depois
	Conductividade térmica [W/(m.K)]	204	204
	Capacidade térmica específica [kJ/kg]	940	10000



Figura 3.36 – Alteração das propriedades do material no teste de alteração de calor específico do material do coletor de admissão

Tabela 3.15 – Diferenças de binário no teste de alteração de calor específico do material do coletor de admissão

Rpm	Original [Nm]	Teste [Nm]	Diferença [Nm]	Diferença [‰]
1500	30,19	30,19	0	0
1750	32,99	32,99	0	0
2000	33,83	33,83	0	0
2250	34,56	34,56	0	0
2500	37,07	37,07	0	0
2750	38,42	38,42	0	0
3000	39,43	39,43	0	0
3250	39,47	39,47	0	0
3500	38,90	38,90	0	0
3750	38,14	38,14	0	0
4000	37,28	37,28	0	0
4250	36,07	36,07	0	0
4500	34,80	34,80	0	0
4750	33,54	33,54	0	0
5000	32,17	32,17	0	0
5250	30,80	30,80	0	0
5500	29,39	29,39	0	0
5750	28,04	28,04	0	0
6000	26,78	26,78	0	0
6250	25,85	25,85	0	0
6500	25,38	25,38	0	0

A alteração da capacidade térmica específica de 940 kJ/kg para 10000 kJ/kg não teve qualquer influência no binário do motor, ver Tabela 3.15.

### 3.4.7. Teste 7 – Alteração da condutividade térmica

Neste teste alterou-se a condutividade térmica do coletor de admissão original, baixando de 204 (W/(m.K)) para 1, ver Tabela 3.16 e Figura 3.37. Uma vez que se conclui que ao aumentar ou diminuir a capacidade térmica específica, não resultou em qualquer ganho, ver secção 3.4.6.

Tabela 3.16 – Dados alterados no teste de alteração de condutividade térmica

Admissão	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	Antes	Depois
		2700	2700
	Condutividade térmica [W/(m.K)]	204	1
	Capacidade térmica específica [kJ/kg]	940	940

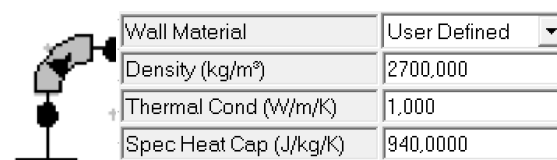


Figura 3.37 – Alteração das propriedades do material no teste de alteração de condutividade térmica

Tabela 3.17 – Diferenças de binário no teste de alteração de condutividade térmica

RPM	Original [Nm]	Teste [Nm]	Diferença [Nm]	Diferença [%]
1500	30,19	30,08	-0,11	-0,36
1750	32,99	32,89	-0,10	-0,30
2000	33,83	33,65	-0,18	-0,53
2250	34,56	34,45	-0,11	-0,32
2500	37,07	37,05	-0,02	-0,05
2750	38,42	38,45	0,03	0,08
3000	39,43	39,49	0,06	0,15
3250	39,47	39,50	0,03	0,07
3500	38,90	38,95	0,05	0,13
3750	38,14	38,26	0,12	0,31
4000	37,28	37,45	0,17	0,45
4250	36,07	36,23	0,16	0,44
4500	34,80	34,97	0,17	0,49
4750	33,54	33,71	0,17	0,50
5000	32,17	32,34	0,17	0,52
5250	30,80	30,98	0,18	0,58
5500	29,39	29,54	0,15	0,51
5750	28,04	28,18	0,14	0,50
6000	26,78	26,93	0,15	0,56
6250	25,85	25,06	-0,79	-3,15
6500	25,38	25,68	0,30	1,17

Neste teste verificou-se um ligeiro aumento de binário em todo o regime face ao original, Tabela 3.17. Às 6250 Rpm verificou-se novamente um valor que não segue a tendência dos restantes por falta de convergência.

### 3.4.8. Conclusões dos testes exploratórios

---

Os resultados destes testes computacionais seguem a tendência de algumas das técnicas apresentadas em 2.5, nomeadamente o *porting*. Outra das técnicas experimentadas foi o *polishing* da conduta, contudo nada influenciou no desempenho do motor. Tal como foi referido em 2.5.2, esta técnica apenas diminuiu cerca de 3% as perdas na cabeça, o que se torna um ganho insignificante. O *dimpling* também apresentou melhorias face à conduta original pela modificação do coeficiente de descarga, passando da porta normal para uma porta considerada boa.

Tabela 3. 18 - Conclusões dos testes

Teste	Conclusões
Teste 1 – Dimpling	Aumentou binário a partir das 3500 rpm, chegando a um máximo de 1,44 % a 6500 rpm.
Teste 2 – <i>Porting</i> na admissão	Aumentou binário a partir das 3520 rpm, chegando a um máximo de 5,09 % a 6500 rpm.
Teste 3 – <i>Porting</i> na admissão e escape	Aumentou binário a partir das 3000 rpm, chegando a um máximo de 9,16 % a 6500 rpm.
Teste 4 - Polimento	Não se notou diferença face ao original
Teste 5 – Alteração do material do coletor de admissão	Não se notou diferença face ao original
Teste 6 – Alteração de calor específico do material do coletor de admissão	Não se notou diferença face ao original
Teste 7 – Alteração da condutividade térmica	Aumentou o binário constante tendo o pico de 1,17 % às 6500 rpm

## 4. Montagem Experimental

---

Neste capítulo foi descrita a montagem experimental que se centrou na cabeça de um motor Ford SOHC. O motor utilizado, apesar de possuir tecnologia desatualizada, era um motor que existia no laboratório de Engenharia Automóvel e com o qual era possível realizar ensaios experimentais para validar os resultados obtidos em ensaios computacionais.

Numa primeira fase, foram concebidas réplicas da cabeça do motor para que fossem alteradas (condutas e câmara de combustão) de modo a estudar o comportamento do escoamento. Após a construção, as réplicas foram para a empresa Veicomex, onde se concluiu não serem adequadas para o trabalho pretendido, devido a dificuldades de montagem na máquina, fragilidade e conseqüentemente falta de precisão geométrica que se iria representar em variações entre condutas no estudo do escoamento.

Optou-se por adquirir uma cabeça de motor, onde foram alteradas as condutas com técnicas diferentes para cada cilindro. De seguida, foram realizados ensaios em fluxómetro de modo a medir o coeficiente de descarga das condutas alteradas. Esses resultados foram necessários na caracterização do motor nos modelos computacionais utilizados na simulação em LES.

## 4.1. Motor em estudo

---

Neste trabalho foi utilizado a cabeça de um motor FORD SOHC 2.0, Figura 4.1, que estava instalado numa carroçaria FORD SIERRA. Foi um motor introduzido em veículos de série pela primeira vez em 1970, sendo produzido até ao início dos anos 90. É um motor simples e fiável, muito utilizado em competição ainda nos dias de hoje, existindo por isso grande disponibilidade de sobressalentes no mercado e muita informação técnica, assim como alguns estudos relacionados com este trabalho, (27, 56,57).



*Figura 4.1 – Motor Ford Pinto 2.0 (57)*

## 4.2. Réplica da cabeça de motor em estudo

Para a construção das réplicas, como modelo, foi utilizada uma cabeça original e uma cabeça preparada para competição, “Stage 3”. Na cabeça “Stage 3”, as válvulas de admissão são maiores (44,5 mm de diâmetro - original com 42,0 mm), as válvulas de escape (38,1 mm de diâmetro - original com 36,0 mm), e o volume da câmara de combustão é inferior (47 cm<sup>3</sup> - original 50 cm<sup>3</sup>), (56).

Deste modo, como já se tinham os moldes machos em silicone das condutas de uma cabeça original e de uma cabeça “Stage 3”, Figura 4.2, fez-se uma caixa, para receber a resina e assim produzir as réplicas, Figura 4.3.



*Figura 4.2 – Moldes em Silicone*



*Figura 4.3 – Caixa de molde*

Para produzir as réplicas teve-se em consideração que o material (resina) teria de ser resistente mecanicamente pois a conduta iria ser trabalhada e não poderia partir ou abrir fissuras.

A resina escolhida foi de poliuretano de alta densidade devido às suas características serem as mais indicadas para este trabalho, Anexo D. Na imagem Figura 4.4, é possível observar como foi feito o vazamento da resina na caixa.

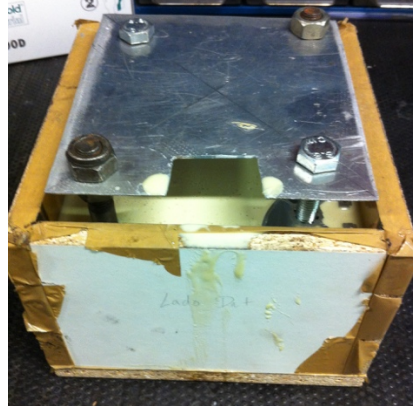


Figura 4.4 – Vazamento da resina

Foram executadas cinco réplicas, duas a partir da cabeça original, e as restantes a partir da cabeça “Stage 3”, Figura 4.5.



Figura 4.5 – Provetes

O objetivo inicial era, depois de concebidos os provetes, realizar as modificações apresentadas na Tabela 4.1. Sendo que ficaria um provete alisado de cabeça normal, como referência, e as restantes modificações nos provetes que foram feitos a partir da cabeça “Stage 3”.

Tabela 4.1 – Plano de alterações

Alterações	Provetes Normal	Provetes Stage 3
Alisamento	Provete 1	Provete 2
Dimpling Veicomer		Provete 3
Dimpling Afastamento		Provete 4
Dimpling Profundidade		Provete 5

Os provetes foram analisados conjuntamente com o Eng. Ricardo Varanda, da Veicomer, concluindo-se que as diferenças geométricas iriam originar erros de medição da

mesma ordem de grandeza que as diferenças esperadas. Essas diferenças impossibilitavam a comparação entre os resultados, visto que a diferença entre os mesmos poderia vir a ser muito reduzida.

Assim como alternativa, decidiu-se realizar as técnicas numa cabeça original, possibilitando assim quatro alterações, uma em cada conduta de admissão de cada cilindro. A cabeça foi medida geometricamente e em fluxômetro antes de qualquer alteração.

### 4.3. Alterações na cabeça de motor

---

A cabeça original (sem qualquer alteração) foi medida em fluxômetro, de modo a ter uma referência para comparação com qualquer outro teste realizado, ver 5.1.1. Conforme referido, a cabeça foi alterada em cada conduta de admissão, Figura 4.6.

Antes de qualquer alteração, todas as condutas (4) foram maquinadas de modo a que ficassem exatamente iguais.



*Figura 4.6 – Cabeça original*

### 4.3.1. Conduta ondulada

---

Na conduta de admissão do cilindro nº 1 realizou-se esta técnica de modo a perceber como pode a rugosidade afetar o escoamento do ar, Figura 4.7. Foram feitas passagens circulares com 1mm de espaçamento entre elas e com profundidade de 0,375 mm que corresponde ao diâmetro e profundidade da broca que efetuou o trabalho.



Figura 4.7 – Alisamento da conduta

### 4.3.2. Dimpling Veicomer

---

Na conduta de admissão do cilindro nº 2 foi realizado o *dimpling* que normalmente é produzido pela empresa. O *dimpling* foi realizado com a profundidade de 0,2 mm; com o afastamento entre esferas de 3 mm e a circunferência das mesmas em 3 mm, Figura 4.8. Esta técnica será a base de comparação para se perceber o que influencia mais o próprio *dimpling*, se a profundidade, ou se o afastamento dos furos na conduta, Figura 4.8.

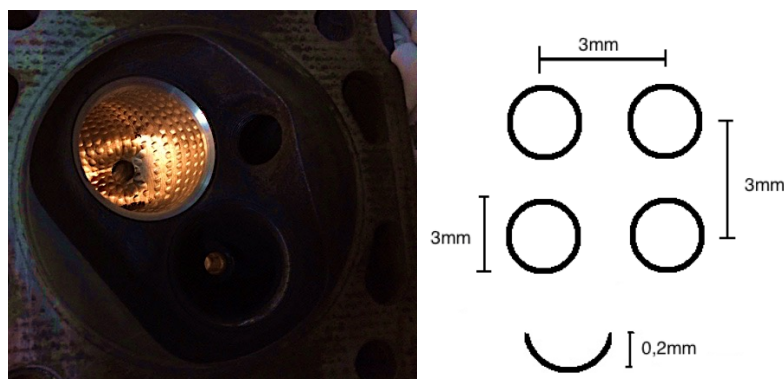


Figura 4.8 – Dimpling Veicomer

### 4.3.3. Dimpling com afastamento

---

No cilindro nº 3 realizou-se a técnica *dimpling* em que foi aumentado o afastamento entre cavidades, de 3mm para 4mm, mantendo-se a profundidade de 0,2 mm e a circunferência das esferas com 3 mm, Figura 4.9.

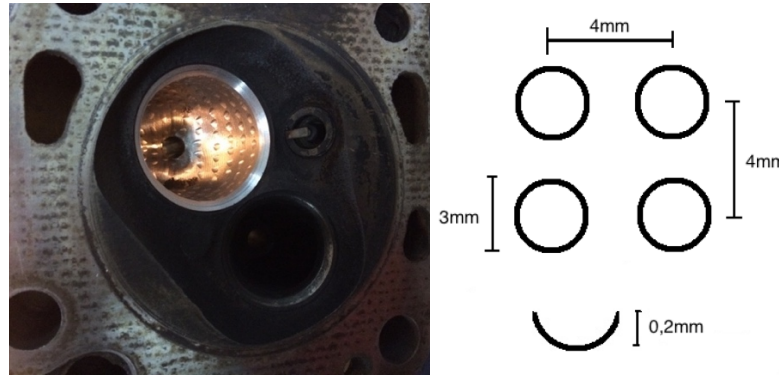


Figura 4.9 – Dimpling com afastamento

### 4.3.4. Dimpling com profundidade

---

No cilindro nº 4, foi realizado o *dimpling* com profundidade para compreender de que maneira a profundidade e o afastamento altera o caudal de ar, Figura 4.10. Foi criado um *dimpling* com uma profundidade de 0,3 mm, um afastamento de 2 mm entre esferas, e a circunferência das mesmas com 3 mm.

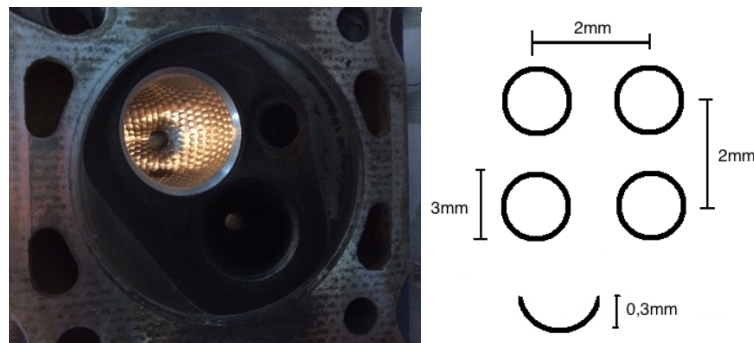


Figura 4.10 – Dimpling com profundidade

É de referir que, as dimensões impostas em cada técnica referida anteriormente (4.3.1 a 4.3.4), podem sofrer algumas alterações ao longo da geometria da conduta. No raio inferior da conduta obtém-se um afastamento e uma profundidade mais próximos do que, por exemplo, no raio de curvatura superior. Isto deve-se ao programa de CNC usado para a maquinação da conduta.

## 4.4. Fluxómetro

---

O fluxómetro SuperFlow SF-120 foi utilizado para a caracterização das condutas de admissão na cabeça do motor. A caracterização é realizada através da medição do caudal volumétrico de ar e posterior cálculo do coeficiente de descarga. Por sua vez, esse valor é necessário para a caracterização da cabeça do motor no *software* de modelação LES, ver 2.3.5, (27).

O fluxómetro é composto por uma consola com duas câmaras (câmara de aspiração/compressão e câmara de saída/entrada), ver Figura 4.11. No painel que separa as duas câmaras, existem dois ventiladores que podem gerar fluxo de ar nos dois sentidos, permitindo à máquina aspirar ou comprimir o ar, consoante se pretende caracterizar as condutas de admissão ou de escape, respetivamente, (27).

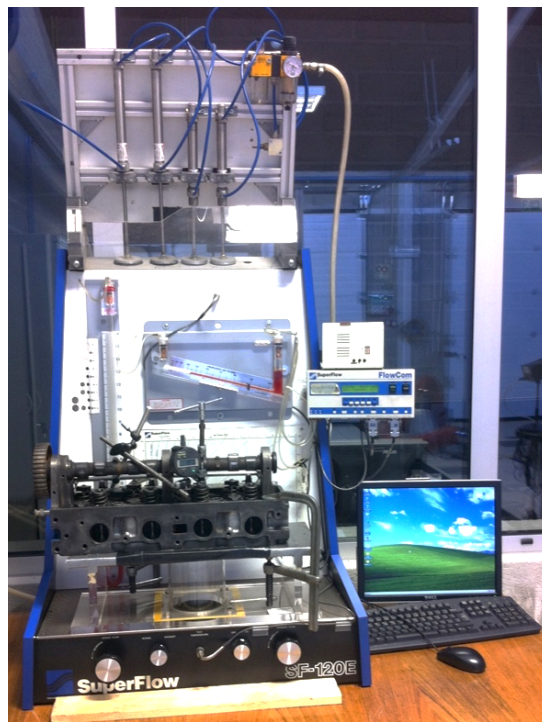


Figura 4.11 – Fluxómetro

Para obter os dados, o fluxómetro possui um sistema de medição digital denominado FlowCom, que efetua a medição do caudal volumétrico (com compensação de temperatura) através das leituras de temperatura e pressão nas duas câmaras. O sistema controla a pressão de teste regulando a velocidade dos ventiladores e exporta as medições para o *software* de tratamento e análise de resultados “Performance Trends – Port Flow Analyzer”, (ver Figura 4.12).

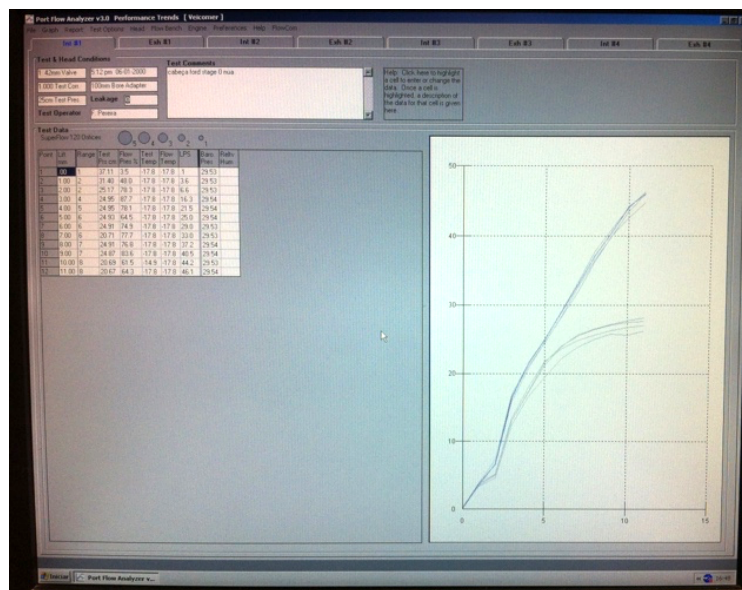


Figura 4.12 – Port flow analyzer

A pressão do escoamento nas duas câmaras é medida por um sistema de manómetros de coluna de água para medição visual e, simultaneamente, por sensores de pressão do sistema de medição digital. A medição de temperatura é feita por dois sensores, um em cada câmara, igualmente interligados ao sistema FlowCom.

Conforme referido, no fluxómetro são feitas duas medições de pressão e de temperatura. É medida a pressão relativa  $p_1$  na câmara de saída, para cálculo do caudal de ar que passa no sistema. A pressão relativa  $p_2$  é a pressão de teste que é monitorizada para que seja mantida constante durante o teste, independentemente da gama de fluxo e curso de válvula seleccionada. As temperaturas são medidas nas duas câmaras para correções às medições. A regulação do fluxo é feita por cinco orifícios na câmara de saída/entrada que podem ser isolados em nove combinações, consoante a gama de caudal de ar necessária para o curso de válvula introduzido, ver no topo do equipamento na Figura 4.11. Na Tabela 4.2, apresenta-se as principais características do Fluxómetros SuperFlow SF-120 e do *software* de leitura Performance Trends FlowCom, (27).

Tabela 4.2 – Características do Fluxómetro e sistema de medição e controlo de fluxo FlowCom

Fabricante	Superflow	Fabricante	Performance Trends
Modelo	SF-120	Modelo	FlowCom
Caudal Volúmico máximo de admissão	87 L/s	Precisão de leitura de fluxo	$\pm 0,5 \%$
Caudal Volúmico máximo de escape	76 L/s	Precisão de leitura de pressão de teste	$\pm 0,13$ mbar
Precisão	$\pm 1\%$	Precisão de leitura de temperatura	$0,3 \text{ }^\circ\text{C}$

De modo a reduzir qualquer erro de medição, foram realizados 3 ensaios, em fluxómetro (Teste1, Teste2 e Teste3), para cada alteração. Com o ensaio, já com valores previamente corrigidos, (Teste1C, Teste2C e Teste3C) (sem qualquer fuga de fluxo de ar a 0 mm de curso de válvula), o valor final foi obtido pela média aritmética dos 3 ensaios de acordo Tabela 4.3.

*Tabela 4.3 – Exemplo de ensaio realizado*

Curso de válvula [mm]	Teste1	Teste2	Teste3	Teste1C	Teste2C	Teste3C	Média [L/s]
0	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
1	3,6	3,3	3,8	3,5	3,2	3,7	3,5
2	7,1	6,9	7,3	7,0	6,8	7,2	7,0
3	17,1	16,5	16,9	17,0	16,4	16,8	16,7
4	21,5	21,2	21,4	21,4	21,1	21,3	21,3
5	25,0	24,7	24,9	24,9	24,6	24,8	24,8
6	29,2	28,9	29,1	29,1	28,8	29,0	29,0
7	33,6	33,3	33,3	33,5	33,2	33,2	33,3
8	37,8	38,0	37,8	37,7	37,9	37,7	37,8
9	41,2	40,9	40,9	41,1	40,8	40,8	40,9
10	44,2	44,3	44,1	44,1	44,2	44	44,1
11	47,0	46,6	46,3	46,9	46,5	46,2	46,5

No Anexo A, apresenta-se um exemplo do cálculo do coeficiente de descarga nas válvulas de admissão, calculados com base nos resultados obtidos no fluxómetro.

## 5. Resultados

---

Neste capítulo foram apresentados e discutidos os resultados dos vários testes, simulações e cálculos realizados com as diferentes geometrias das condutas do sistema de admissão, de modo a compreender a influência dessas diferenças no desempenho do motor (binário).

Apresentaram-se em primeiro lugar, na secção 5.1, os resultados de caudal volúmico de ar medidos no fluxómetro e consequentes resultados do cálculo do coeficiente de descarga, de acordo com o exemplo apresentado no Anexo C. O caudal volúmico de ar em cada conduta, foi medido em intervalos de 1 mm de curso de válvula entre 0 e 11 mm.

Em segundo lugar, na secção 5.2, apresentaram-se os resultados obtidos através do modelo computacional onde os valores do coeficiente de descarga do modelo inicial foram substituídos pelos valores calculados, com base nos ensaios em fluxómetro, em cada conduta de admissão alterada, (ver secção 3.1.7).

## 5.1. Resultados experimentais

### 5.1.1. Caudal volúmico na Cabeça Original

Como referido anteriormente na secção 4.3, a cabeça original foi utilizada para ter valores de caudal de ar para referência. No máximo de curso (levantamento) da válvula foram obtidos 37,6 L/s, ver Tabela 5.1 e Figura 5.1.

Foram realizados 3 ensaios a partir dos quais foram calculadas as médias aritméticas apresentadas na Tabela 5.1. O coeficiente de descarga e a relação de  $L_v/D$  foram calculados através do método descrito no Anexo C, em que o diâmetro da garganta original ( $D$ ) foi de 36 mm.

Tabela 5.1 – Caudal volúmico da cabeça original

Curso [mm]	Caudal volúmico [L/s]	$L_v/D$ (cv/dg)	Coefficiente de Descarga
0	0,0	0,000	0,000
1	3,1	0,027	0,052
2	6,6	0,056	0,109
3	15,6	0,083	0,258
4	20,1	0,111	0,332
5	23,5	0,139	0,389
6	27,8	0,167	0,460
7	31,3	0,194	0,519
8	33,2	0,222	0,549
9	35,1	0,250	0,582
10	36,5	0,277	0,605
11	37,6	0,306	0,622

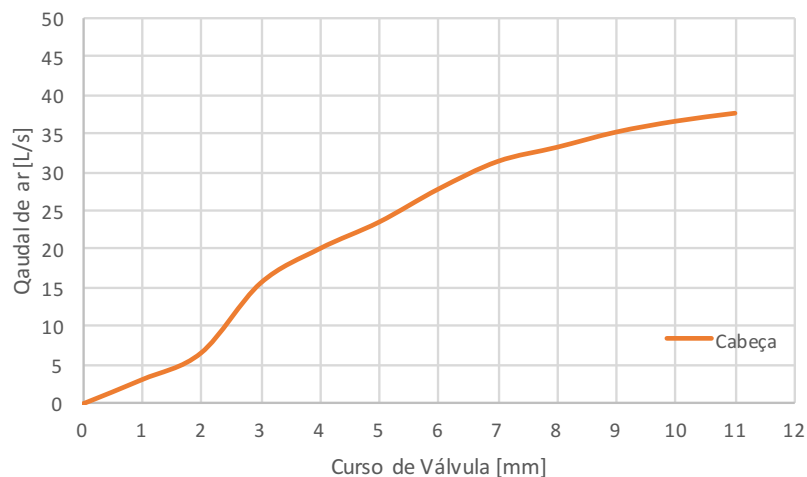


Figura 5.1 – Gráfico do caudal volúmico da cabeça original

## 5.1.2. Caudal volúmico na conduta ondulada

O diâmetro da garganta neste teste aumentou de 36 mm para 38 mm devido ao alisamento realizado inicialmente nas condutas antes de qualquer ensaio, alterando assim a relação de  $L_v/D$  e consequentemente o coeficiente de descarga.

Com o aumento de diâmetro e a criação de uma superfície ondulada, conforme descrito na secção 4.3.1, o caudal volúmico aumentou substancialmente a partir de 8 mm de curso atingindo um máximo de 15,5% aos 11 mm, conforme a Figura 5.2, demonstrada pelos valores na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Caudal volúmico da cabeça ondulada

Curso [mm]	Caudal volúmico Original [L/s]	Caudal volúmico Conduta Ondulada [L/s]	Diferença percentual [%]	$L_v/D$ (cv/dg)	Coefficiente de Descarga
0	0	0,0	0,0	0,000	0,000
1	3,1	3,2	3,1	0,026	0,048
2	6,6	6,5	-2,1	0,053	0,096
3	15,6	15,5	-0,4	0,078	0,231
4	20,1	20,6	2,4	0,105	0,306
5	23,5	24,3	3,3	0,132	0,362
6	27,8	28,1	1,2	0,157	0,418
7	31,3	31,7	1,2	0,184	0,471
8	33,2	36,4	8,9	0,210	0,541
9	35,1	39,8	11,8	0,237	0,592
10	36,5	42,1	13,3	0,263	0,627
11	37,6	44,4	15,5	0,289	0,661

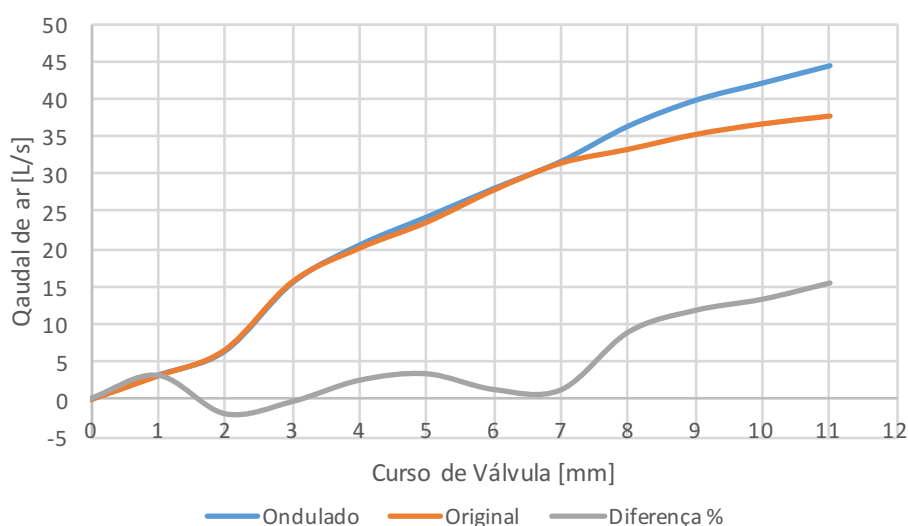


Figura 5.2 – Gráfico do caudal volúmico da cabeça ondulada

### 5.1.3. Caudal volúmico no dimpling Veicomer

A conduta definida como *dimpling* Veicomer, identificada pela empresa como a melhor configuração dos parâmetros de *dimpling* (espaçamento, profundidade e dimensão das cavidades), obteve um aumento de caudal em todos os cursos de válvula, com maior significado a partir de 8 mm, atingindo um máximo de 19,3% aos 11 mm, ver Tabela 5.3 e Figura 5.3.

Tabela 5.3 – Caudal volúmico da cabeça com *dimpling* Veicomer

Curso [mm]	Caudal volúmico Original [L/s]	Caudal volúmico Conduta Veicomer [L/s]	Diferença percentual [%]	Lv/D (cv/dg)	Coefficiente de Descarga
0	0	0,0	0,0	0,000	0,000
1	3,1	3,5	9,6	0,026	0,051
2	6,6	7,0	5,7	0,053	0,104
3	15,6	16,7	6,8	0,078	0,249
4	20,1	21,3	5,6	0,105	0,316
5	23,5	24,8	5,1	0,132	0,368
6	27,8	29,0	4,1	0,157	0,431
7	31,3	33,3	5,9	0,184	0,495
8	33,2	37,8	12,2	0,210	0,561
9	35,1	40,9	14,1	0,237	0,608
10	36,5	44,1	17,2	0,263	0,656
11	37,6	46,5	19,3	0,289	0,692

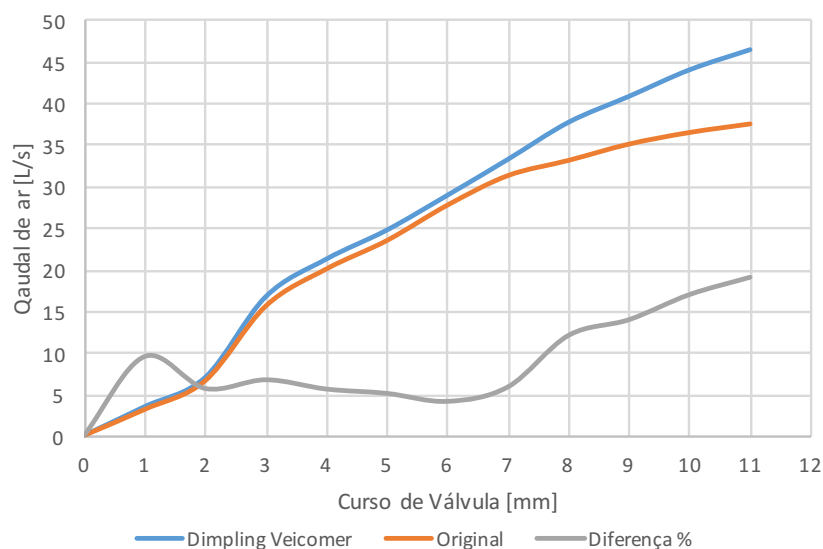


Figura 5.3 – Gráfico da cabeça com *dimpling* Veicomer com a cabeça original

## 5.1.4. Caudal volúmico no dimpling em afastamento

Na conduta onde foi realizado o *dimpling* com afastamento, ver secção 4.3.3, obteve-se igualmente um aumento do caudal volúmico em todos os cursos de válvula, face à cabeça original, com mais significado a partir dos 8 mm de curso, atingindo-se um máximo de 18,3 % aos 11 mm, ver Figura 5.4 e Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Caudal volúmico da cabeça com *dimpling* afastamento

Curso [mm]	Caudal volúmico Original [L/s]	Caudal volúmico Conduto Afastamento [L/s]	Diferença percentual [%]	Lv/D (cv/dg)	Coefficiente de Descarga
0	0	0,0	0,0	0,000	0,000
1	3,1	3,6	12,1	0,026	0,053
2	6,6	6,7	2,0	0,053	0,100
3	15,6	16,2	3,9	0,078	0,241
4	20,1	21,5	6,8	0,105	0,320
5	23,5	25,1	6,2	0,132	0,372
6	27,8	29,0	4,4	0,157	0,432
7	31,3	33,0	5,1	0,184	0,491
8	33,2	37,3	11,1	0,210	0,555
9	35,1	40,5	13,3	0,237	0,603
10	36,5	44,1	17,2	0,263	0,656
11	37,6	46,0	18,3	0,289	0,684

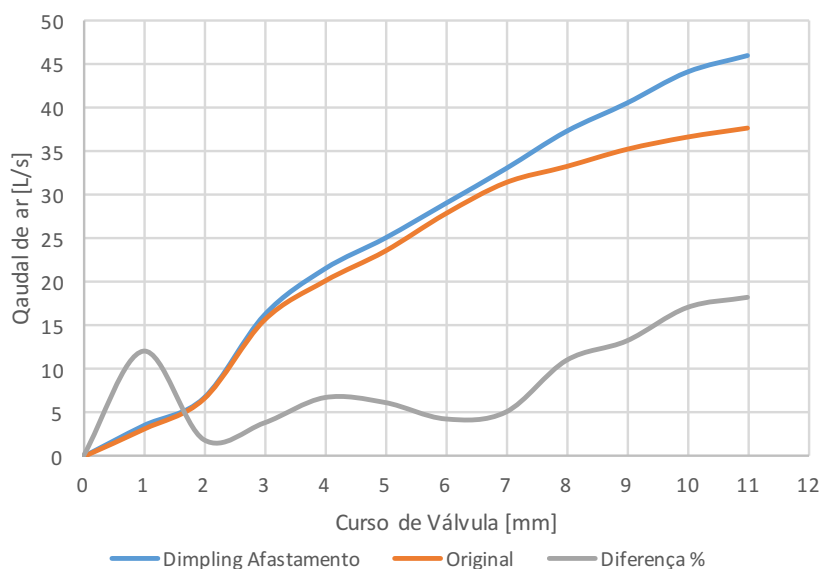


Figura 5.4 – Gráfico comparativo do caudal volúmico da cabeça com *dimpling* afastamento com a cabeça original

### 5.1.5. Caudal volúmico no dimpling em profundidade

Na conduta onde foi realizada a técnica de *dimpling* em profundidade, ver secção 4.3.4, foi observado novamente um aumento de caudal volúmico em todo o curso de válvula, face à cabeça original, com mais significado a partir dos 8 mm, atingindo um máximo de 18% aos 11 mm, ver Tabela 5.5 e Figura 5.5.

Tabela 5.5 – Caudal volúmico da cabeça com *dimpling* profundidade

Curso [mm]	Caudal volúmico Original [L/s]	Caudal volúmico Conduta Profundidade [L/s]	Diferença percentual [%]	Lv/D (cv/dg)	Coefficiente de Descarga
0	0	0,0	0,0	0,000	0,000
1	3,1	3,7	15,3	0,026	0,055
2	6,6	6,8	2,9	0,053	0,101
3	15,6	16,9	7,7	0,078	0,251
4	20,1	21,1	5,0	0,105	0,314
5	23,5	24,6	4,5	0,132	0,366
6	27,8	28,6	2,9	0,157	0,425
7	31,3	32,6	3,9	0,184	0,485
8	33,2	36,8	9,8	0,210	0,547
9	35,1	40,1	12,5	0,237	0,598
10	36,5	43,7	16,4	0,263	0,651
11	37,6	45,8	18,0	0,289	0,683

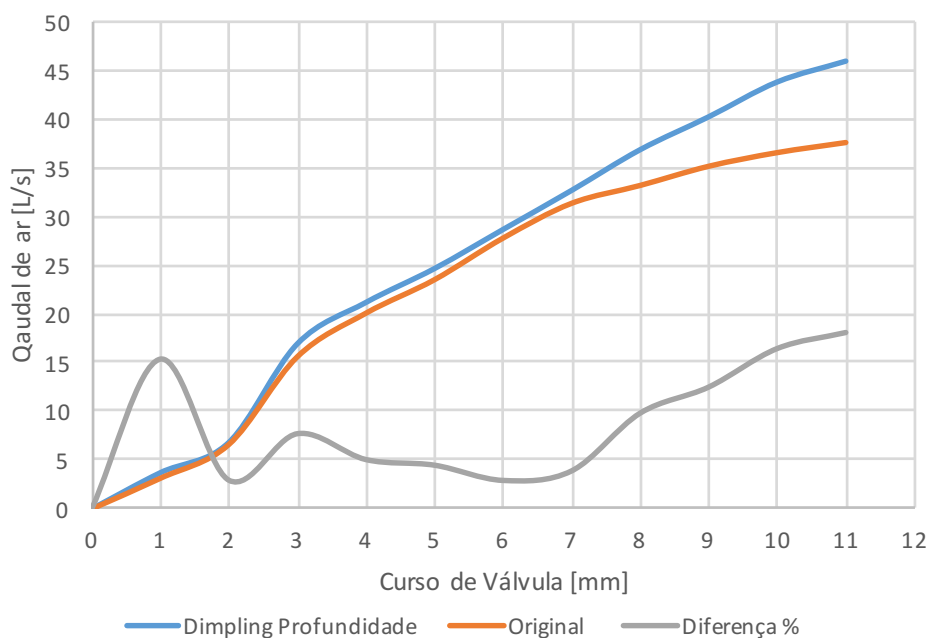


Figura 5.5 – Gráfico comparativo do caudal volúmico da cabeça com *dimpling* em profundidade com a cabeça original

### 5.1.6. Caudal Volúmico com alteração da câmara de combustão

---

Após a realização das réplicas da cabeça de motor, aproveitou-se também a possibilidade de se atingir resultados semelhantes obtidos por David Vizard em (4), com a alteração da câmara de combustão, descrita na secção 2.5.5. Esta alteração consiste em adicionar um volume de material à entrada da porta de admissão e escape para melhorar o escoamento de ar à entrada para o cilindro. Esta modificação também pode reduzir a temperatura imposta nas válvulas devido à melhoria do escoamento de ar, ver secção 2.3.6.

Assim, recorreu-se a plasticina para se adicionar material e produzir uma superfície da câmara de combustão semelhante à realizada por David Vizard em (4), ver Figura 5.6 e secção 2.5.5.



*Figura 5.6 – Alteração da câmara de combustão*

*Tabela 5.6 – Alteração da câmara de combustão*

Curso [mm]	Original [L/s]	Alterado [L/S]	Diferença [L/s]
0	0,00	0,00	0,00
1	2,73	2,56	- 0,17
2	5,53	5,43	- 0,10
3	13,77	13,77	0,00
4	18,97	19,07	0,10
5	23,7	22,93	- 0,77
6	28,23	27,30	- 0,93
7	32,00	31,50	- 0,50
8	35,17	35,00	- 0,17
9	37,37	37,37	0,00
10	39,43	39,37	- 0,07
11	41,27	41,17	- 0,10

Esta modificação não apresentou variações significativas de caudal de ar em todos os cursos de abertura de válvula. Poderá, no entanto, apresentar melhorias a nível de combustão, por alteração dos efeitos de *Swirl* e ou *Tumble* e ou *cross-tumble*, devido à alteração do modo como o ar entra na câmara de combustão, ver 2.1.3 e 2.3.4. O aumento de material na câmara de combustão, leva também a um aumento da relação de compressão, podendo, conjuntamente com os efeitos referidos anteriormente, resultar num aumento de binário, ver secção 2.5.4.

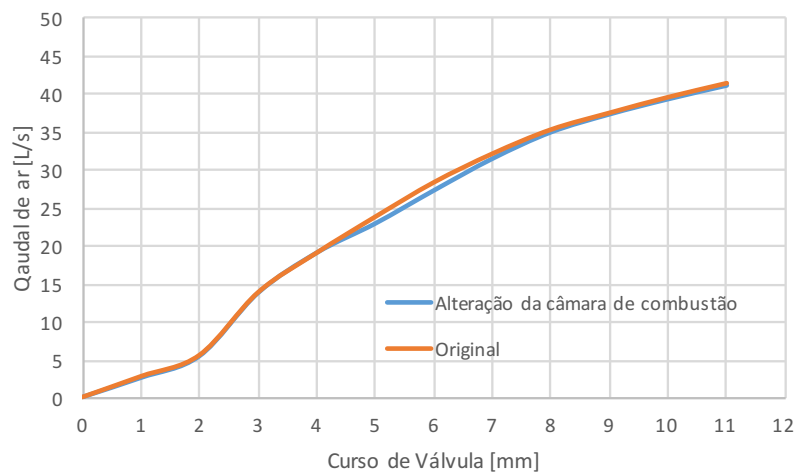


Figura 5.7 – Gráfico comparativo do caudal volumétrico da alteração da câmara de combustão com a cabeça original

## 5.2. Resultados computacionais

### 5.2.1. Validação do modelo computacional

Para validar o modelo computacional foram utilizados os resultados de ensaios experimentais em banco de potência obtidos por João Fonseca Pereira, (27).

O motor foi totalmente preparado e medido de modo a ser caracterizado no LES com a máxima aproximação. A validação experimental do modelo computacional em LES, foi realizada através da pressão média no escape, isto é, foi aplicada no modelo LES uma válvula virtual cuja área de passagem foi ajustada em cada rotação de teste, de modo a que a pressão média no escape igualasse a pressão média no escape do motor durante os ensaios em banco de potência.

Os resultados experimentais e obtidos por simulação (LES) estão expressos na Figura 5.8 e Tabela 5.7.

*Tabela 5.7 – Binário e Potência obtidos experimentalmente e em LES com a cabeça original*

<b>Rpms</b>	<b>Binário LES [Nm]</b>	<b>Binário EXP [Nm]</b>	<b>Diferença [Nm]</b>
1500	121,00	141,03	20,03
1750	137,00	147,91	10,91
2000	148,00	151,45	3,45
2250	151,00	149,80	-1,20
2500	150,33	154,12	3,79
2750	153,00	156,84	3,84
3000	157,00	159,82	2,82
3250	164,67	164,00	-0,67
3500	167,67	167,12	-0,55
3750	169,00	168,19	-0,81
4000	169,00	167,38	-1,62
4250	171,00	166,63	-4,37
4500	170,33	164,49	-5,84
4750	167,67	159,17	-8,50
5000	162,33	153,81	-8,52
5250	153,33	147,67	-5,66
5500	143,67	140,94	-2,73
5750	138,00	134,01	-3,99
6000	132,67	127,24	-5,43
6250		119,91	
6500		113,37	

Na modelação em LES, utilizando os coeficientes de descarga calculados com base em resultados medidos em fluxómetro conforme exemplificado no Anexo C, alcançou-se um binário máximo de 168 Nm em 3750 Rpm.

Considerou-se que as diferenças inferiores a 10% entre o modelo computacional e o experimental acima das 2000 Rpm são aceitáveis e, por isso, é possível concluir que o modelo em LES representa o motor real com fiabilidade.

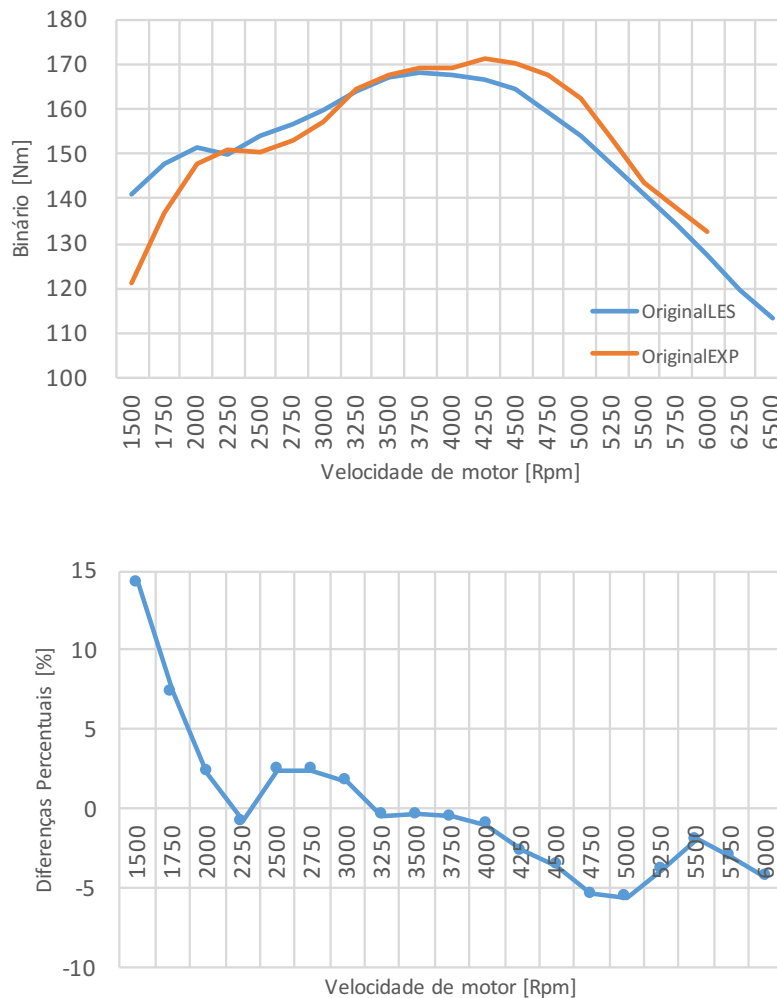


Figura 5.8 – Gráficos de binário e de diferenças percentuais de binário para validação do modelo

## 5.2.2. Binário LES na conduta ondulada

Foi utilizado o modelo do motor em LES apresentado em 3.1, onde foi utilizada na conduta a técnica de rugosidade ondulada descrita em 4.3.1, com os dados de coeficiente de descarga calculados na secção 2.3.5.

Tabela 5.8 – Comparação entre o binário obtido com a conduta ondulada e original

rpm	Original [N.m]	Ondulada [Nm]	Diferença [Nm]	Diferença [%]
1500	141,03	141,53	0,50	0,35
1750	147,91	147,95	0,04	0,03
2000	151,45	151,78	0,33	0,21
2250	149,80	150,51	0,71	0,47
2500	154,12	154,56	0,44	0,28
2750	156,84	156,68	-0,16	-0,10
3000	159,82	160,33	0,51	0,32
3250	164,00	165,33	1,33	0,80
3500	167,12	169,33	2,21	1,30
3750	168,19	170,76	2,57	1,50
4000	167,38	170,73	3,35	1,96
4250	166,63	170,60	3,97	2,33
4500	164,49	168,18	3,69	2,19
4750	159,17	162,55	3,38	2,08
5000	153,81	156,99	3,18	2,02
5250	147,67	150,76	3,09	2,04
5500	140,94	143,88	2,94	2,04
5750	134,01	136,99	2,98	2,17
6000	127,24	130,32	3,08	2,36
6250	119,91	123,46	3,55	2,87
6500	113,37	115,86	2,49	2,15

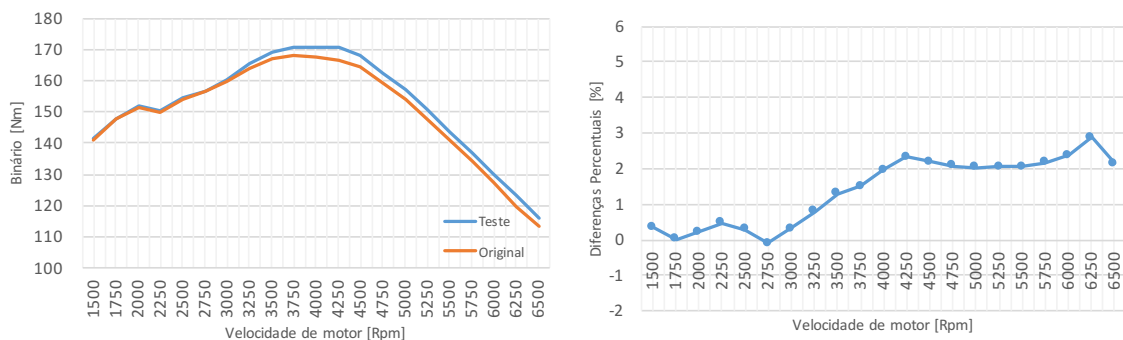


Figura 5.9 – Gráficos de binário e diferenças percentuais da conduta ondulada e original

Obteve-se um ligeiro aumento de binário relativamente ao motor original, em praticamente todos os regimes de funcionamento do motor, que foi mais significativo a partir das 4000 rpm, atingindo-se um máximo de 2,87% às 6250 Rpm, ver Tabela 5.8 e Figura 5.9.

### 5.2.3. Binário LES no dimpling Veicomer

Com a alteração *Dimpling* Veicomer, descrita na secção 4.3.2, foi conseguido um aumento de binário com significado (acima de 2%) a partir das 4000 Rpm, tendo-se alcançado um máximo de 4,9% às 6250 Rpm, ver Tabela 5.9 e Figura 5.10.

Tabela 5.9 – Comparação entre binário de dimpling Veicomer e original

rpm	Original [Nm]	Dimpling Veicomer [Nm]	Diferença [Nm]	Diferença [%]
1500	141,03	140,85	-0,18	-0,12
1750	147,91	147,35	-0,56	-0,38
2000	151,45	151,27	-0,18	-0,12
2250	149,80	150,14	0,34	0,22
2500	154,12	154,20	0,08	0,05
2750	156,84	156,33	-0,51	-0,32
3000	159,82	160,11	0,29	0,18
3250	164,00	165,33	1,33	0,80
3500	167,12	169,31	2,19	1,29
3750	168,19	171,30	3,11	1,81
4000	167,38	171,72	4,34	2,52
4250	166,63	171,95	5,32	3,09
4500	164,49	169,74	5,25	3,09
4750	159,17	164,25	5,08	3,09
5000	153,81	158,96	5,15	3,24
5250	147,67	153,04	5,37	3,51
5500	140,94	146,30	5,36	3,66
5750	134,01	139,50	5,49	3,93
6000	127,24	132,92	5,68	4,27
6250	119,91	126,11	6,2	4,91
6500	113,37	118,46	5,09	4,29

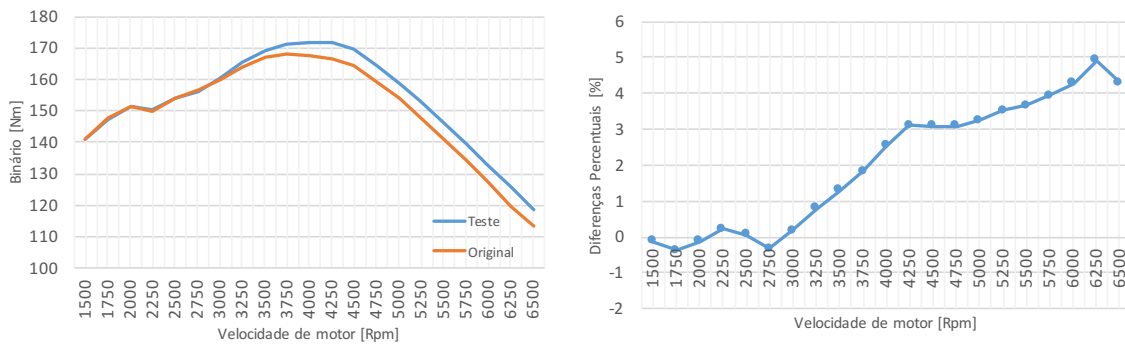


Figura 5.10 – Gráficos de binário e diferenças percentuais de binário com dimpling Veicomer e original

## 5.2.4. Binário LES no dimpling com afastamento

A alteração de *Dimpling* com afastamento descrita em 4.3.3, seguiu a tendência das alterações anteriores, obtendo-se um aumento significativo, a cima de 2%, a partir das 4000 Rpm, tendo atingindo um aumento máximo de 4,66% às 6250 Rpm face ao modelo inicial, ver Tabela 5.10 e Figura 5.11.

Tabela 5.10 – Comparação entre binário de dimpling com afastamento e original

Rpm	Original [Nm]	Dimpling com profundidade [Nm]	Diferença [Nm]	Diferença [%]
1500	141,03	140,78	-0,25	-0,18
1750	147,91	147,23	-0,68	-0,46
2000	151,45	151,13	-0,32	-0,21
2250	149,80	150,01	0,21	0,14
2500	154,12	154,14	0,02	0,01
2750	156,84	156,27	-0,57	-0,36
3000	159,82	160,06	0,24	0,15
3250	164,00	165,22	1,22	0,73
3500	167,12	169,15	2,03	1,20
3750	168,19	171,14	2,95	1,72
4000	167,38	171,54	4,16	2,42
4250	166,63	171,74	5,11	2,97
4500	164,49	169,51	5,02	2,96
4750	159,17	163,99	4,82	2,94
5000	153,81	158,67	4,86	3,06
5250	147,67	152,72	5,05	3,30
5500	140,94	145,98	5,04	3,45
5750	134,01	139,18	5,17	3,71
6000	127,24	132,60	5,36	4,04
6250	119,91	125,78	5,87	4,66
6500	113,37	118,14	4,77	4,03

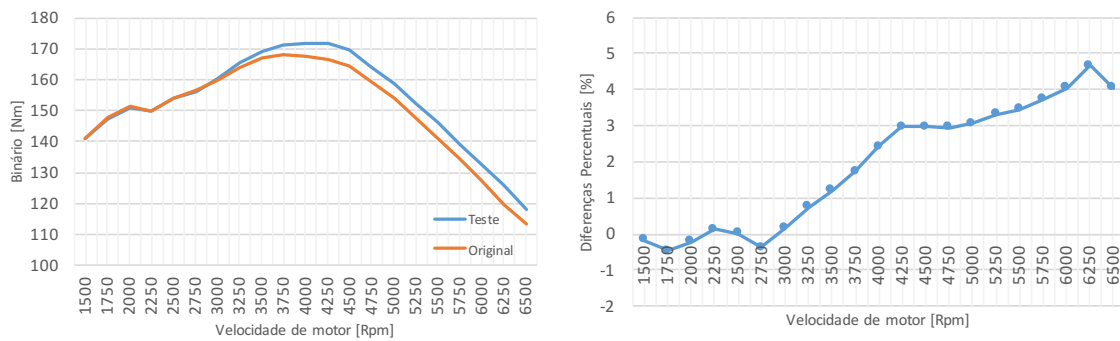


Figura 5.11 – Gráficos de binário e diferenças percentuais do dimpling com afastamento

## 5.2.5. Binário LES no dimpling com profundidade

A variação de binário obtida com a alteração *Dimpling* com profundidade descrita em 4.3.4 foi semelhante à variação obtida com as restantes técnicas, ver Figura 5.12 e Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Comparação entre binário de dimpling com profundidade e original

Binário [Nm]				
Rpm	Original	Teste	Diferença Pontual	Diferença [%]
1500	141,03	140,42	-0,61	-0,43
1750	147,91	146,63	-1,28	-0,87
2000	151,45	150,71	-0,74	-0,49
2250	149,80	149,69	-0,11	-0,07
2500	154,12	153,85	-0,27	-0,17
2750	156,84	155,97	-0,87	-0,55
3000	159,82	159,76	-0,06	-0,03
3250	164,00	164,93	0,93	0,56
3500	167,12	168,72	1,6	0,95
3750	168,19	170,65	2,46	1,44
4000	167,38	171,03	3,65	2,13
4250	166,63	171,21	4,58	2,67
4500	164,49	169,01	4,52	2,67
4750	159,17	163,54	4,37	2,67
5000	153,81	158,22	4,41	2,79
5250	147,67	152,29	4,62	3,03
5500	140,94	145,55	4,61	3,17
5750	134,01	138,75	4,74	3,41
6000	127,24	132,15	4,91	3,71
6250	119,91	125,31	5,4	4,31
6500	113,37	117,68	4,31	3,66

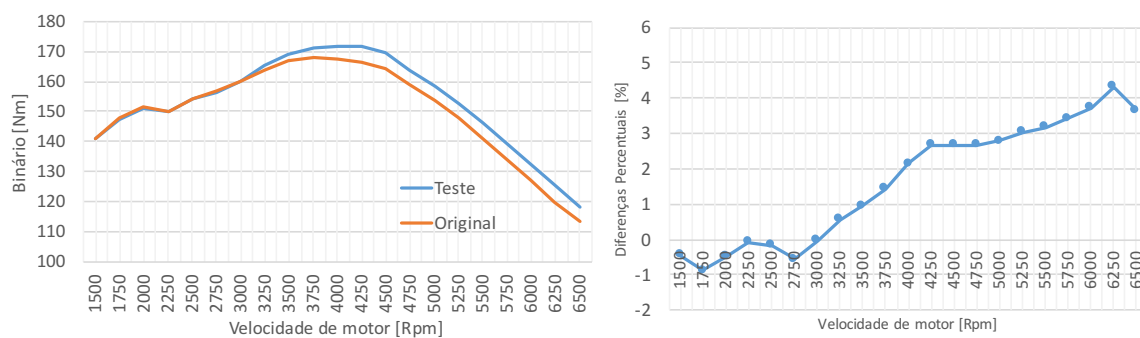


Figura 5.12 – Gráficos de binário e diferenças percentuais do dimpling com profundidade

## 6. Análise de resultados

Neste capítulo, foram analisados e discutidos os resultados obtidos nos ensaios em fluxómetro para medição de caudal e os testes realizados em *software* LES para determinação do binário com as várias alterações às condutas de admissão na cabeça.

Relativamente ao fluxómetro, e conforme descrito nas secções 4.4 e 5.1, o *dimpling*, que a empresa Veicomer considera como sendo a melhor, foi de facto, a técnica que melhor resultados obteve face ao original, e em todo os valores de curso da válvula, Figura 6.1. Note-se que este *dimpling* apenas apresenta resultados abaixo do *dimpling* com afastamento (maior distância entre cavidades, ver 5.2.4) para valores intermédios de curso de válvula, ver Tabela 6.1. De acordo com a Figura 6.1, todas as técnicas de *dimpling* foram superiores face à conduta em que se fez a superfície ondulada.

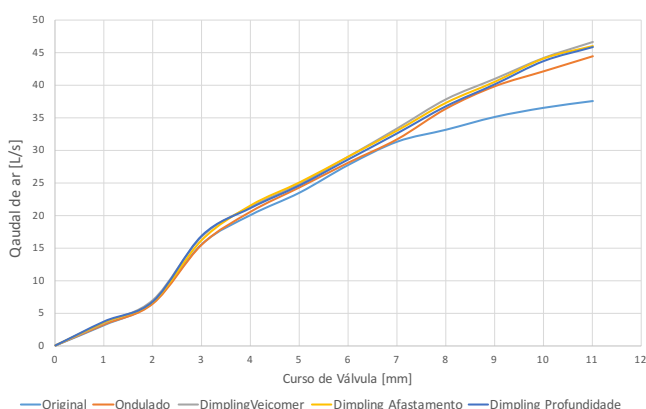


Figura 6.1 – Gráfico de caudal volúmico de ar em fluxómetro

Tabela 6.1 – Comparações entre testes em fluxómetro

Curso da válvula [mm]	Diferenças Percentuais entre testes realizados [%]						
	O-Ond	O-DV	O-DA	O-DP	DV-Ond	DV-DA	DV-DP
0	0,0	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1	3,2	10,6	13,8	18,1	7,2	-2,8	-6,3
2	-2,0	6,1	2,0	3,0	8,2	4,0	2,9
3	-0,4	7,3	4,1	8,3	7,7	3,1	-1,0
4	2,5	6,0	7,3	5,3	3,4	-1,2	0,6
5	3,4	5,4	6,7	4,7	1,9	-1,2	0,7
6	1,2	4,3	4,6	3,0	3,1	-0,2	1,3
7	1,2	6,3	5,4	4,0	5,0	0,8	2,1
8	9,7	13,9	12,5	10,9	3,8	1,3	2,7
9	13,4	16,4	15,4	14,2	2,7	0,9	1,9
10	15,3	20,7	20,7	19,6	4,7	0,0	0,9
11	18,3	23,9	22,4	22,0	4,7	1,2	1,5

Comparando as técnicas realizadas nas condutas alteradas com a cabeça original (identificada por “O”), o *dimpling* Veicomer (identificada por “DV”) foi o que apresentou maior diferença face aos restantes testes, *dimpling* com afastamento (identificada por “DA”) e *dimpling* com profundidade (identificada por “DP”) (furos mais fundos e com menor afastamento). Qualquer um consegue ser superior à alteração de rugosidade feita com ondulação (identificada por “Ond”), ver Tabela 6.1.

Assim, é plausível concluir que a profundidade tem mais influência nos resultados do que o afastamento, e que o facto do afastamento entre as cavidades estar mais concentrado ou não, afeta em cursos intermédios de abertura da válvula (4 a 6 mm), Figura 6.2.

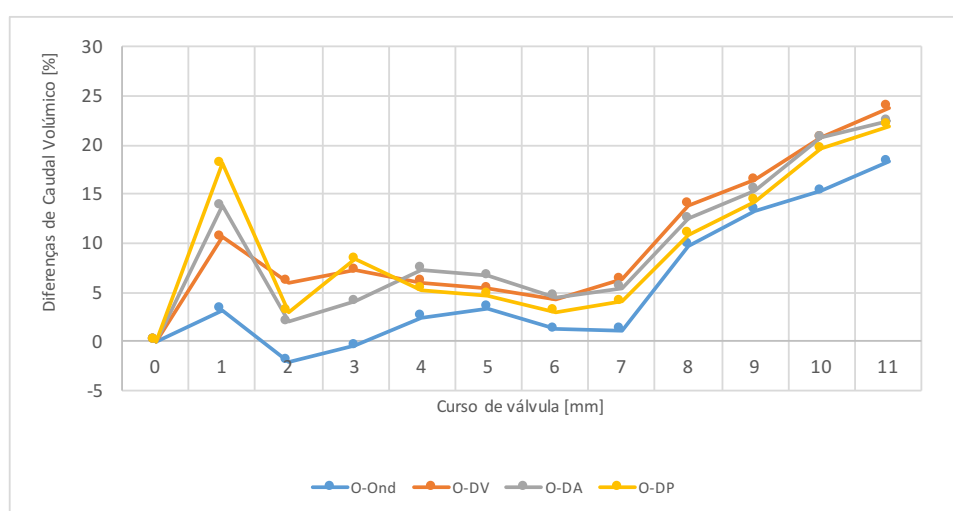


Figura 6.2 – Diferenças de caudal volúmico entre testes realizados com as várias técnicas e o original

Após os resultados em fluxómetro, com a obtenção do caudal volúmico de ar, calculou-se o coeficiente de descarga da válvula para simular a nova conduta em LES, ver subsecção 2.3.5 e Anexo A.

De todas as alterações efetuadas, verificou-se que o *dimpling* Veicomer foi superior na obtenção de resultados, quer ao nível de caudal volúmico de ar, quer ao nível de binário, sendo que se obteve 171,95 Nm às 4250 Rpm, o que representa um aumento de binário face ao motor original de 2,67%. Este aumento toma o valor máximo de 4,91%, às 6250 Rpm.

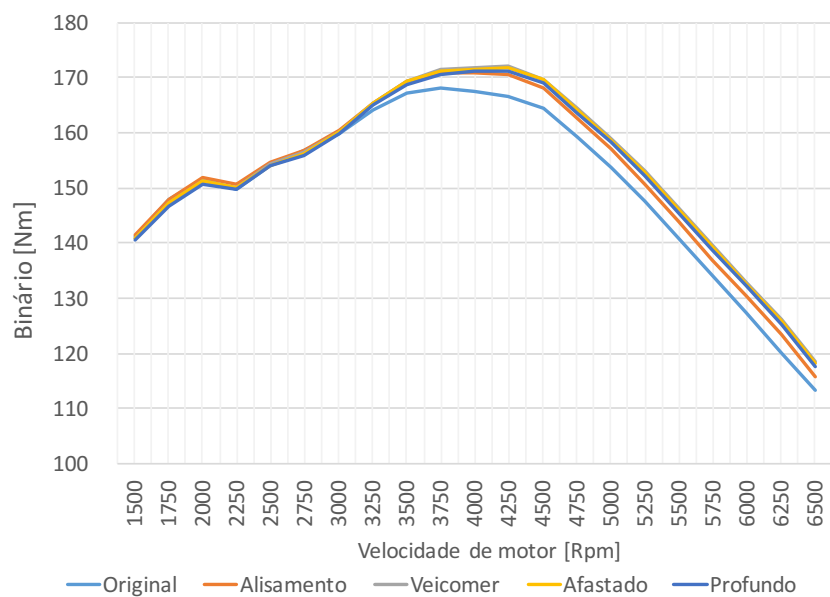


Figura 6.3 – Gráfico de binário com as diversas técnicas

Pela interpretação da Figura 6.3 e da Tabela 6.2, observa-se que, conforme exposto em 2.5, as técnicas estudadas (*dimpling* e ondulação) apresentaram valores de binário superiores ao original.

Tabela 6.2 – Resultados de binário de testes em LES

Binário em LES [Nm]					
rpm	Original	Ondulado	Veicomer	Afastado	Profundo
1500	141,03	141,53	140,85	140,78	140,42
1750	147,91	147,95	147,35	147,23	146,63
2000	151,45	151,78	151,27	151,13	150,71
2250	149,80	150,51	150,14	150,01	149,69
2500	154,12	154,56	154,20	154,14	153,85
2750	156,84	156,68	156,33	156,27	155,97
3000	159,82	160,33	160,11	160,06	159,76
3250	164,00	165,33	165,33	165,22	164,93
3500	167,12	169,33	169,31	169,15	168,72
3750	168,19	170,76	171,30	171,14	170,65
4000	167,38	170,73	171,72	171,54	171,03
4250	166,63	170,60	171,95	171,74	171,21
4500	164,49	168,18	169,74	169,51	169,01
4750	159,17	162,55	164,25	163,99	163,54
5000	153,81	156,99	158,96	158,67	158,22
5250	147,67	150,76	153,04	152,72	152,29
5500	140,94	143,88	146,30	145,98	145,55
5750	134,01	136,99	139,50	139,18	138,75
6000	127,24	130,32	132,92	132,60	132,15
6250	119,91	123,46	126,11	125,78	125,31
6500	113,37	115,86	118,46	118,14	117,68

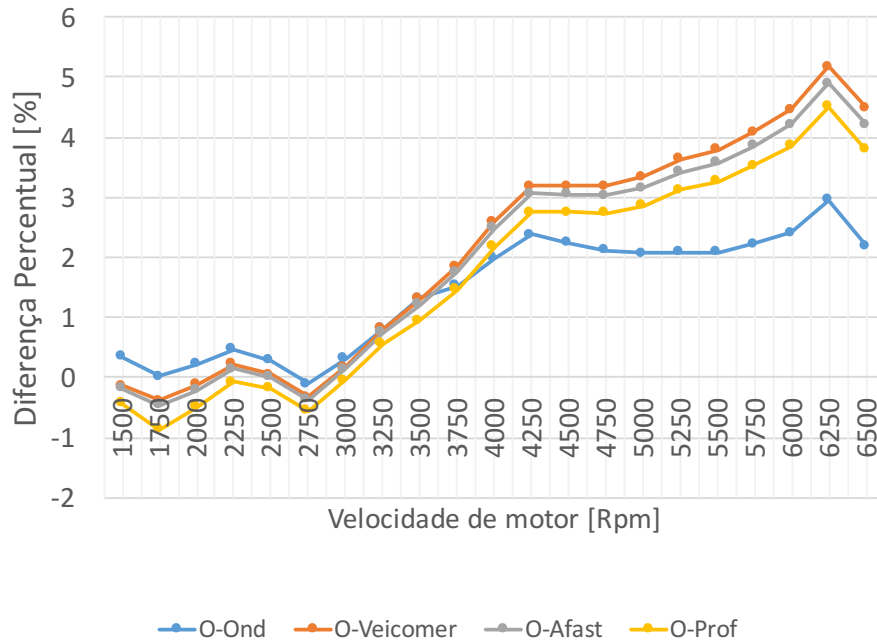


Figura 6.4 – Diferença percentual de binário entre testes experimentais em LES

O binário obtido com *dimpling* Veicomer, é superior aos restantes em menos de 1%, de acordo com a Tabela 6.3, isto é considerado desprezável, mas comparativamente ao original, a diferença é de 5,2% às 6250 Rpm, Figura 6.4.

Tabela 6.3 – Diferenças percentuais entre modificações

Diferenças Percentuais de binário [%]				
Rpm	O-Ond	O-Veic	O-Afast	O-Prof
1500	0,4	-0,1	-0,2	-0,4
1750	0,0	-0,4	-0,5	-0,9
2000	0,2	-0,1	-0,2	-0,5
2250	0,5	0,2	0,1	-0,1
2500	0,3	0,1	0,0	-0,2
2750	-0,1	-0,3	-0,4	-0,6
3000	0,3	0,2	0,2	0,0
3250	0,8	0,8	0,7	0,6
3500	1,3	1,3	1,2	1,0
3750	1,5	1,8	1,8	1,5
4000	2,0	2,6	2,5	2,2
4250	2,4	3,2	3,1	2,7
4500	2,2	3,2	3,1	2,7
4750	2,1	3,2	3,0	2,7
5000	2,1	3,3	3,2	2,9
5250	2,1	3,6	3,4	3,1
5500	2,1	3,8	3,6	3,3
5750	2,2	4,1	3,9	3,5
6000	2,4	4,5	4,2	3,9
6250	3,0	5,2	4,9	4,5
6500	2,2	4,5	4,2	3,8

A principal razão para os ensaios com as condutas alteradas terem resultados superiores à conduta original, pode estar relacionado com o aumento de turbulência de ar causado pelas cavidades do *dimpling* ou efeito ondulado, ver secção 2.1.3 e com a redução de perdas de carga na conduta, ver secção 2.2. Com estas modificações, pode existir uma ampliação dos efeitos do escoamento na abertura de válvulas devido ao aumento de velocidade do ar, ver secção 2.3.4.

Para se relacionar o aumento de caudal mássico de ar com o aumento de binário, foi comparado o caudal volúmico de ar médio em todos os cursos de válvula para cada modificação. A comparação das médias, permite avaliar o aumento do caudal volúmico de ar por cada levantamento de válvula, ou seja, por ciclo. Este valor é apenas em potencial, pois existem vários fenómenos que impedem que o aumento de caudal seja aproveitado na totalidade (o curso de válvulas real não é 11 mm, fenómenos de inversão de fluxo à admissão, entre outros). Parte-se do princípio que o aumento é igual em todos os cilindros.

Tabela 6.4 – Comparação dos ensaios em fluxómetro com binário máximo

	Caudal volúmico médio por cilindro [L/s]	Diferença de caudal volúmico médio [%]	Diferença de binário (no binário máximo 4000rpm) [%]	Diferença de binário (6250rpm) [%]
<b>Original</b>	22,53	--	--	--
<b>Ondulada</b>	24,39	8,21	2,0	3,0
<b>Veicomer</b>	25,4	12,06	2,6	5,2
<b>Afastamento</b>	25,26	12,05	2,5	4,9
<b>Profundidade</b>	24,06	11,21	2,2	4,5

A conduta alterada utilizando a técnica de ondulação, apresentou um aumento de caudal volúmico de ar de 8,21% face ao original. Esta diferença refletiu-se, num aumento de binário de 3% às 6250 rpm. A conduta alterada utilizando a técnica Veicomer, apresentou um aumento de caudal volúmico de ar de 12,06 % sendo o melhor resultado de todas as alterações feitas, e resultou num aumento máximo de binário de 5,2% às 6250 rpm. As condutas com afastamento e profundidade aumentaram o caudal volúmico em 12,05% e 11,21% face à conduta original, o que resultou num aumento de binário de 4,9% e 4,5%, respetivamente.

Assim, o *dimpling* Veicomer não só obteve um binário de caudal volúmico superior em todos os cursos de abertura de válvula, simultaneamente, como seria provável, conseguiu obter o maior aumento de binário.



## 7. Conclusões

---

### 7.1. Conclusões

---

Foi realizada uma revisão bibliográfica sobre o que pode alterar o escoamento de ar nas condutas do motor, e concluiu-se que:

1 – Existe muita informação de como as válvulas afetam o comportamento do escoamento de ar.

2 – Existe pouca informação atualizada das condutas e como elas próprias modificam o escoamento de ar.

Completo-se esta revisão bibliográfica, com o estudo das modificações realizadas nas condutas de admissão e escape das cabeças dos motores de modo a melhorar o escoamento de ar e, conseqüentemente aumentar o caudal volúmico de ar de admissão. Daqui, concluiu-se que:

1 – Existe alguma informação sobre as alterações, tais como *porting*, polimento, aumento da taxa de compressão.

2 – Não existe praticamente nenhuma informação da técnica *dimpling* e como esta afeta o escoamento de ar nas condutas de admissão.

Foram realizados testes num *software* de simulação de motores (Lotus Engine Simulation - LES), denominados testes exploratórios que serviram para adquirir sensibilidade do que se pode alterar nas condutas das cabeças de motores e respetiva influência no binário do motor.

Foram produzidas réplicas em resina da cabeça do motor que permitiriam estudar mais alterações nas condutas. No entanto, numa fase já temporalmente avançada face aos prazos de conclusão do trabalho, concluiu-se não estarem construídas com rigor suficiente para os ensaios em fluxómetro. A alternativa foi a utilização de uma cabeça de motor real. Assim, num futuro estudo, as técnicas utilizadas neste trabalho terão que ser aperfeiçoadas no sentido de construir réplicas com mais rigor.

Em pareceria com a empresa Veicomer, alterou-se as condutas de admissão de uma cabeça de motor Ford SOHC 2.0 para posteriormente poderem ser comparadas entre elas. Assim, a cabeça no seu estado original foi previamente medida em fluxómetro, e de seguida

efetuaram-se as alterações nas condutas pretendidas, perfazendo um total de quatro alterações. Três alterações diferentes na técnica *dimpling*, e uma alteração na superfície da conduta em termos de rugosidade, ou seja, criação de pequenas ondulações.

Nos ensaios em fluxómetro das alterações realizadas, verificaram-se resultados positivos e de acordo com o que era esperado. A técnica *dimpling* sobrepõe-se a qualquer outra modificação, neste caso, à ondulação da superfície da conduta, devido à criação de uma maior turbulência no fluxo de ar.

Com o resultado de caudal volúmico obtido experimentalmente no fluxómetro, determinou-se o coeficiente de descarga de cada alteração realizada. Este é um parâmetro que permite caracterizar com rigor as condutas na cabeça do motor no *software* LES. Assim, como esperado, quer nos testes em LES, quer nos testes em fluxómetro, a técnica *dimpling* supera a técnica de alteração de rugosidade (ondulação).

Atendendo aos resultados apresentados anteriormente chegou-se às seguintes conclusões:

- **Porting:** Feito em toda a conduta, inclusive continuando no coletor de admissão, aumenta o caudal volúmico de ar de admissão, contudo, é necessário ter atenção que a realização, em demasia, desta técnica provoca uma redução da velocidade de escoamento do ar (devido à criação de perda de carga), e assim para a mesma abertura de válvula, existe menor entrada de caudal volúmico de ar para o cilindro.
- **Polishing:** Estudado esta técnica, demonstra-se que não é muito rentável face ao custo da mesma, ainda assim, apresenta melhorias face ao original, na medida em que é utilizada apenas nas condutas de escape para prevenir eventuais depósitos na superfície resultantes da combustão.
- **Dimpling:** Dividindo a técnica *dimpling* nas três vertentes estudadas, sendo elas o afastamento, a profundidade e o ideal, segundo a empresa Veicomer.
  - Dimpling Veicomer – Apresentou ser a melhor vertente do *dimpling* estudado, apresentando maior binário em todo o regime de rotação,

contudo apresenta valores inferiores de caudal de ar em cursos de válvula intermédios, quando comparando com o *dimpling* afastado.

- *Dimpling* afastado – O afastamento entre as cavidades do *dimpling* conduziu a resultados contrários aos obtidos com *dimpling* Veicomer, ou seja, apresentou valores ligeiramente superiores de caudal de ar em cursos intermédios de válvula. Esta técnica apresentou valores de binário inferiores aos obtidos com *dimpling* Veicomer.
- *Dimpling* profundo – A profundidade das cavidades do *dimpling* prejudicam quer o caudal de ar quer o binário, face a um *dimpling* pouco profundo, isto é, as cavidades criadas não devem ser muito profundas como foi estudado.

Qualquer destes efeitos obtidos com as alterações realizadas podem ser ampliados com recurso a *porting* (otimização geométrica) nas condutas, assim como a válvulas de admissão e escape maiores. Se todas estas alterações forem efetuadas na mesma cabeça de motor, o resultado final poderá ser muito superior aos resultados obtidos apenas com *dimpling*.

## 7.2. Trabalho futuro

---

O trabalho aqui realizado pode ser melhorado e aprofundado de diferentes formas:

- Eficiência de combustão, ou seja, compreender de que forma as alterações estudadas neste trabalho podem afetar a atomização do combustível e a eficiência da combustão.
- Testar, num caso real, se a técnica *dimpling* resulta numa melhoria de binário, como foi apresentado neste trabalho em LES, comparando os resultados experimentais com os computacionais.
- Os ensaios aqui estudados no *software* de simulação, foram realizados em WOT. Seria interessante compreender o comportamento das várias técnicas em regimes parciais e, principalmente, em regimes transientes.

# Bibliografia

---

1. Simões, Thiago André Faria, “Aspectos a serem considerados no desenvolvimento de um colector de admissão soldado por vibração”, Dissertação de Mestrado, São Carlos, 2010.
2. <https://flvisaotecnica.files.wordpress.com/2011/04/coletor-variavel-2.png>, acessido em 20/03/2017.
3. Kowalewicz, Andrzej, “Combustion System of High-Speed Piston i.c. Engines” 1984
4. Vizard, David, “How to port & flow test cylinder heads”, SA215, 2012.
5. HANRIOT, S.M, “Estudo dos fenómenos pulsantes do escoamento de ar nos condutores de admissão em motores de combustão interna.”, Tese Doutorado, Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 117p, 2001.
6. HEISLER, H. “Advanced Engine Technology”. London: Society of Automotive Engineers, Inc, 1995.
7. Maftouni, N.; Ebrahimi, R; Hossein Pour, S. “The effect of intake manifold runners length on the volumetric efficiency by 3-D CFD model”. Society of Automotive Engineers, Inc. Paper SAE 2006-32-0118.
8. Giles, W., "Fundamentals of Valve Design and Material Selection", SAE Technical Paper 660471, 1966, doi:10.4271/660471.
9. <https://www.flatout.com.br/wp-content/uploads/2014/02/carburadoire-620x521.jpg>, acessido em 20/03/2017.
10. [http://3.bp.blogspot.com/-B0yHgF-mJgk/VquRuuH3kdI/AAAAAAAAAQE/JMVK4bWcPyo/s1600/curso-completo-de-injeco-eletrnica-136111-MLB20480777493\\_112015-F.jpg](http://3.bp.blogspot.com/-B0yHgF-mJgk/VquRuuH3kdI/AAAAAAAAAQE/JMVK4bWcPyo/s1600/curso-completo-de-injeco-eletrnica-136111-MLB20480777493_112015-F.jpg), acessido em 21/03/2017.
11. Oliveira, Pedro Magalhães, “Sustentação Aerodinâmica – O mecanismo físico”, 2008.
12. Winterbone, D. E., e Pearson, R. J., “Design Techniques for Engine Manifolds”, Professional Engineering Publishing Ltd, 1999.
13. Blair, G. P., “Design and Simulation of Four-stroke Engines, SAE International”, 1999.
14. Fergunson, C. R., e Kirkpatrick, A. T., “Internal Combustion Engines: applied thermodynamics”, John Wiley & Sons, 2001.

15. Milton, Brian E., “Thermodynamic Combustion Engine”, 3º Edição, Março 2005.
16. Bell, A. Graham, “Performance Tuning in Theory and Practice Four Strokes”, Fevereiro, 1981. (ISBN 085429 275 6)
17. Kadir, Mohd Taufik Bin Abd, “Intake Port Flow Study On Various Cylinder Head Using Flowbench”, Tese de barcharelato, University Malaysia Pahang, Novembro 2008.
18. Wenjin Qin, Maozhao Xie, Ming Jia, Tianyou Wang, Daming Liu, “Large eddy simulation of in-cylinder turbulent flows in a DISI gasoline engine”, China, Maio, 2014.
19. Lotus Engineering, Getting Started Using Lotus Engine Simulation V5.05, 2001.
20. SUPERFLOW, SF-110/120FC Flowbench Operator’s Manual, Superflow Technologies Group 1996.
21. Kobayashi, Takashi e Arase, Kunio, “Intake System Optimization by Intake Loss Coefficient Method”, 1999. (SAE 1999-01-3337)
22. Benson, R.S., “The thermodynamics and gas Dynamics of internal combustion engines”, Volume 1, Clarendon Press, 1982. (ISBN 0-19-856210-1)
23. Winterbone, D.E. and Pearson, R. J., “Theory of engine Manifold Design. Wave action methods for I.C. engines”, Professional Engineering Publications, 2000 (ISBN 1-86058-209 5)
24. Lotus Engineering, *Lotus Engine Simulation User’s Guide V5.06b*, disponível em <http://www.lesoft.co.uk> , 2006.
25. [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/6/66/Cabeça\\_de\\_motor\\_vista\\_em\\_corte\\_Válvulas.JPG/300px-Cabeça\\_de\\_motor\\_vista\\_em\\_corte\\_Válvulas.JPG](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/6/66/Cabeça_de_motor_vista_em_corte_Válvulas.JPG/300px-Cabeça_de_motor_vista_em_corte_Válvulas.JPG), acessado em 22/03/2017.
26. Duarte, Diogo Tomé Soares, “Estudo de algumas consequências da aplicação da regulamentação para 2014 na Formula 1 no desempenho dos motores de combustão interna”, Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu, Junho 2013.
27. Pereira, João Fonseca, “Desenvolvimento experimental e numérico num sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis”, Tese de Doutoramento, Escola Superior de Tecnologia e Gestão, 2012.
28. Pereira, Leonardo Vinícios Mendes, “Análise experimental da desfasagem de abertura das válvulas de admissão em motores de combustão interna”, Dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Março 2014.

29. <http://www.enginelabs.com/engine-tech/cam-valvetrain/ferrea-helps-explains-valve-flow-dynamics/> , acessido em 22/03/2017.
30. The Cylinder Head Notes,  
<http://learn.hackney.ac.uk/mod/resource/view.php?id=57979>, acessido em 20/09/2016
31. Sandoval, D., e Heywoodm J. B., “An Imprvoved Friction Model for Spark-Ignition Engines”, SAE paper 2003-01-0725, 2003.
32. [http://constructionmanuals.tpub.com/14264/css/14264\\_92.htm](http://constructionmanuals.tpub.com/14264/css/14264_92.htm) , acessido em 20/09/2016
33. Patil, Atul; Narkhede, Laximakant P., “Optimization for intake port”, Godavari College of Engineering, 2014, ISSN (P): 2249-6890.
34. Laramee, Robert S.; Weiskopf, Daniel; Schneider, Jurgen; Hauser, Helwig; “Investigating Swirl and Tumble Flow with a Comparison of Visualization Techniques”.
35. Manual Técnico, “Port Flow Analyzer – for Windows”, Performance Trends, 1999.
36. Man-qun, Lin; Wei, Peng; “Steady flow test and numerical simulation of a GDI engine”, 2012.
37. Kastner, L. S., Williams, T. J., e White, J. B. “Poppet inlet valve characteristics and their influence on the induction process, Proceedings de Instn Mech. Engrs.”, 178, 955-975, 1963.
38. Woods, W. A., e Khan, S. R. “An experimental study of flow through poppet valves, Proceedings de Instn Mech. Engrs.”, 32, 1966.
39. Heywood, J. B., “Internal Combustion Engines Fundamentals”, McGraw-Hill Book Company, 1988.
40. M. I. Karamangil, A. Avci and H. Bilal, (2008) “Investigation of the effect of different carbon film thickness on the exhaust valve”. Heat Mass Transfer (2008) 44, pp. 587 – 598.
41. Nurten VARDAR and Ahmet EKERİM, (2010) “Investigation of Exhaust Valve Failure in Heavy – duty Diesel Engine”, 23 (4), pp. 493 – 499.
42. Pandey, Ajay; Mandloy, R.K., Effects of High Temperature on the Microstructure of Automotive Engine Valves, 2014, Volume 4, Issue 3, ISSN:2248-9622, pp.122-126
43. Yun – cai Zhao and Hang – zhi Yan, “Experimental study on wear failure course of gas - valve / valve – seat in engine”, Journal of Central South University of Technology, 2005, Volume 12, Issue 1, pp. 243 – 246.

44. Oh Geon Kwon and Moon Sik Han, (2004) “Failure analysis of the exhaust valve stem from a Waukesha P9390 GSI gas engine”. *Engineering Failure Analysis*, 11 (2004), pp. 439 – 447.
45. Kun-Chul, Oh, Sang Woo Cha, Ji-Ho Kim, “A Study of Durability Analysis Methodology for Engine Valve Considering Head Thermal Deformation and Dynamic Behavior”, Hyundai Motor Company, 2014.
46. [http://www.sbintl.com/tech\\_library/articles/tlc\\_of\\_your\\_valves\\_temperatures\\_loads\\_and\\_corrosive\\_environment.pdf](http://www.sbintl.com/tech_library/articles/tlc_of_your_valves_temperatures_loads_and_corrosive_environment.pdf), acessado em 1/09/2016.
47. Giles; "Fundamentals of Valve Design and Material Selection," SAE No. 660471 part 14
48. Carvalho, Márcio Augusto Sampaio de, “Avaliação de um motor de combustão interna ciclo otto utilizando diferentes tipos de combustíveis”, Dissertação de Pós-Graduação, Salvador, 2011.
49. Oliveira, Pedro Magalhães, “Sustentação Aerodinâmica – o mecanismo físico”, 2008.
50. <http://www.rx7club.com/1st-generation-specific-1979-1985-18/dimpled-12a-manifold-960175/>, Acedido em 5/6/2016.
51. Patil, Pooja; Deshmukh, Padmakar; “An Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in the Circular Channel with Almond Shape Dimples”, ISSN: 2278-1684, Volume 11, Issue 5, pp.48-57.
52. Smith, Colin, “Mechanism of Drag Redution by Dimples on a Sphere”, ME 801, 2010.
53. Vizard, David, “How To Modify FORD S.O.H.C. Engines”, Fountain Press LTD.
54. [https://en.wikipedia.org/wiki/Cylinder\\_head\\_porting](https://en.wikipedia.org/wiki/Cylinder_head_porting), Acedido em 8/7/2016.
55. The Ford SOHC PINTO and Sierra Cosworth DOCH Engines High – Performance Manual – Des Hammil, p62
56. <http://www.burtonpower.com/burton-cnc-cylinder-head-stage-3-2-0-sohc-pinto-unleaded-pch063un.html>, Acedido em 8/7/2016.
57. [http://www.burtonpower.com/skin/frontend/bpp\\_package/burton\\_theme/images/BurtonPower/TechTips/Ford-Pinto-SOHC-Engine.jpg](http://www.burtonpower.com/skin/frontend/bpp_package/burton_theme/images/BurtonPower/TechTips/Ford-Pinto-SOHC-Engine.jpg), , acessado em 22/03/2017.
58. Annand, W. J. D., “Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines”, *Proc.IMEchE.*, 177.973, 1963.
59. Gilles. T., “Automotive Engines: Diagnosis, Repair and Rebuilding”, Delmar, 2010.
60. Finnemore, E. J., e Franzini, J. B., “Fluid Mechanics With Engineering Applications”, McGraw-Hill, 2002.

61. Martins, Jorge, "Motores de Combustão Interna", Plubindústria, p.377, 2006, (ISBN 972-8953-02-X)
62. Aoki, K., Muto K., Okanaga H. and Nakayama Y., "Aerodynamic Characteristic and Flow Pattern on Dimples Structure of a Sphere", Flucome, 2009.
63. DIN 4766-1 "Surface roughnes associated with types of manufacturing methods- Attainable arthmetical mean value of peak-to-valley height R",Alemanha, 1981-3.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Anexo A – Cálculo dos coeficientes de descarga nas válvulas de admissão e escape

---

Este anexo serve para demonstrar como se efetuou o cálculo dos coeficientes de descarga das válvulas de admissão. Este coeficiente foi necessário para caracterizar o escoamento nas válvulas de admissão e de escape no *software* de modelação do motor LES, ver subsecção 3.1.7.,(19)

No motor original, a área efetiva de válvulas foi determinada a partir do valor médio dos quatro cilindros, logo o coeficiente de descarga calculado representou também o valor médio dos quatro cilindros, (27). Nos motores simulados para estudar as várias técnicas em estudo, foi utilizado nos quatro cilindros o mesmo valor do coeficiente de descarga medido na conduta em que se produziu a respetiva técnica, ver 2.3.5.

A área efetiva ( $A_{ef}$ ) foi definida na equação (2.10) e a área de referência ( $A_{ref}$ ) é a área mínima ( $A_m$ ) segundo a equação (2.6), conforme discutido na subsecção 2.3.5. Assim para calcular a área efetiva das válvulas de admissão e de escape foram realizados testes à cabeça do motor no fluxómetro, ver 4.4 e 5.1.1.

Segue-se um exemplo de cálculo da área efetiva da válvula de admissão para um curso de 5 mm. A utilização da equação (2.10) implicou o conhecimento das pressões a montante ( $p_m$ ) e a pressão a jusante ( $p_j$ ) da válvula (Pa), e do caudal mássico de ar (kg/s) para a qual se está a calcular a área efetiva, assim aqueles valores tiveram que ser determinados previamente, conforme se apresenta de seguida:

## **Cálculo da pressão a jusante e a montante da válvula:**

A pressão a jusante da válvula de admissão ( $p_j$ ) é a pressão de teste ( $p_t$ ), designada de “Test\_Pres”, ver subsecção 4.4, que é uma pressão relativa medida pelo banco de fluxo em centímetros de coluna de água (cm H<sub>2</sub>O). Por outro lado, a pressão a montante da válvula de admissão ( $p_m$ ) é a pressão atmosférica.

Portanto para as válvulas de admissão:  $p_m = p_{atm}$  e  $p_j = p_{atm} - p_t$ . Assim, para as válvulas de admissão, no curso 5 mm, em que a pressão de teste foi de 24,90 cm H<sub>2</sub>O da Tabela D.1, e a pressão atmosférica 1013 mbar local:  $p_m = p_{atm} = 1013 \text{ mbar} \times 100 = 101300 \text{ Pa}$ ,  $p_t = (24,90/1022) \times 10^5 = 2436,6 \text{ Pa}$  e  $p_j = p_{atm} - p_t = 1,013 \times 10^5 - 2436,6 = 98863,4 \text{ Pa}$ , Tabela A.1.

### Conversão de caudal volúmico para mássico:

Para se calcular o coeficiente de descarga, é necessário proceder à conversão dos caudais volúmicos retirados em fluxómetro, através da seguinte equação:

$$\dot{m} = \rho * \frac{\dot{Q}}{1000}$$

sendo:

$\dot{m}$ : Caudal mássico (kg/s);  $\dot{Q}$ : caudal volúmico (L/s);  $\rho$ : massa volúmica (kg/m<sup>3</sup>).

A massa volúmica (kg/m<sup>3</sup>) é calculada a partir da Pressão atmosférica durante o teste ( $P_m$ ), constande dos gases perfeitos ( $R$ ) e da temperatura do teste ( $T$  (°C)).

$$\rho = \frac{P_m}{R * T}$$

### Cálculo da área efetiva da válvula de admissão

A partir dos valores medidos no ensaio em banco de fluxo, ver 4.4, convertidos anteriormente e utilizando a equação (2.10) com a constante de um gás perfeito para o ar  $R=287,05 \text{ J/kgK}$ , a razão dos calores específicos a pressão e volume constante  $k=1,40$ , (60), a pressão atmosférica durante o teste  $p_{atm} = 101300 \text{ Pa}$ .

Para 5 mm de curso de válvula tem-se a temperatura:  $T_{0m}=22^\circ\text{C}= 295,15 \text{ K}$ , a pressão:  $p_j=98863,4 \text{ Pa}$  e o caudal mássico:  $m=0,02809 \text{ kg/s}$ :

$$A_{ef} = \frac{\frac{\sqrt{287,05 * (273,15 + 22)}}{1013} * 0,2809}{\left[ \left( \frac{2 * 1,4}{1,4 - 1} \right) * \left( \frac{98841,95}{101300} \right)^{\frac{2}{1,4}} * \left[ 1 - \left( \frac{98841,95}{101300} \right)^{\frac{(1,4-1)}{1,4}} \right] \right]^{1/2}} = 0,00037135 \text{ m}^2$$

$$= 3,7135 \text{ cm}^2$$

### Cálculo da área da garganta:

Sabendo que os diâmetros da garganta e da haste da válvula de admissão são 36 mm e 9 mm, respectivamente, aplicando a equação (2.6), obteve-se uma área da garganta de 9,543 cm<sup>2</sup>.

Assim conseguiu-se fazer a relação curso/diâmetro da garganta ( $L_v/D_g$ ), necessária para apresentação dos gráficos do coeficiente de descarga, Figura A.1 seguindo os valores da Tabela A.1.

Tabela A.1 – Dados de Fluxómetro

Valores de Fluxómetro – Cabeça Original			
Curso da válvula [mm]	Pressão de teste, p <sub>j</sub> (h <sub>20</sub> )	Temperatura T <sub>0</sub> [°C]	Caudal volúmico [L/s]
0	24	22,4	0,0
1	24	22,5	3,1
2	25	22,7	6,6
3	24,9	22,5	15,6
4	24,9	22,5	20,1
5	24,9	22,6	23,5
6	24,9	22,8	27,8
7	24,9	22,8	31,3
8	24,9	22,8	33,2
9	24,9	22,8	35,1
10	24,9	22,8	36,5
11	24,9	22,8	37,6

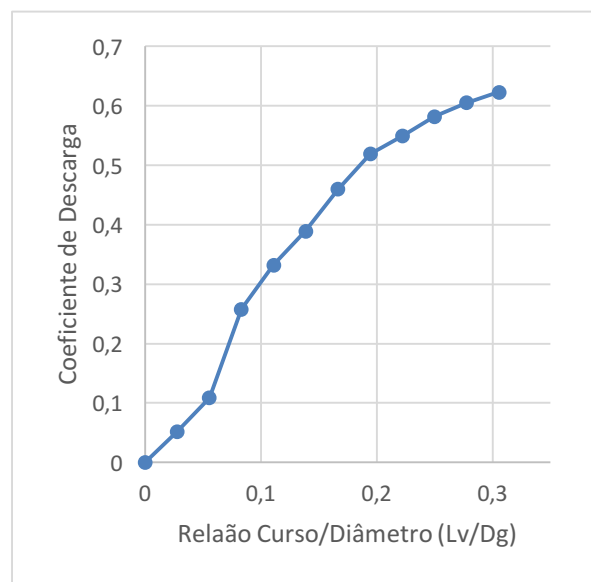


Figura A.1 – Gráfico de coeficiente de descarga

Através das equações a cima mencionadas, determina-se o coeficiente de descarga,  
Tabela A.2.

*Tabela A.2 – Exemplo de determinação do coeficiente de descarga*

Curso da válvula [mm]	Pressão Total [Pa]	Pressão a jusante [Pa]	Massa Volúmica [kg/m <sup>3</sup> ]	Caudal Mássico [Kg/s]	Área efetiva [cm]	L/D [cv/dg]	Coeficiente de descarga
0	2463,968411	98836,03159	1,1940	0	0	0	0
1	2463,968411	98836,03159	1,1936	0,0037	0,00004	0,4941	0,0277
2	2461,994077	98838,00592	1,1928	0,0078	0,00010	1,0408	0,0555
3	2461,00691	98838,99309	1,1936	0,0186	0,00024	2,4615	0,0833
4	2459,032577	98840,96742	1,1936	0,0239	0,00031	3,1676	0,1111
5	2454,096742	98845,90326	1,1932	0,0280	0,00037	3,7126	0,1388
6	2457,058243	98842,94176	1,1924	0,0331	0,00043	4,3826	0,1666
7	2455,083909	98844,91609	1,1924	0,0373	0,00049	4,9476	0,1944
8	2455,083909	98844,91609	1,1924	0,0395	0,00052	5,2370	0,2222
9	2455,083909	98844,91609	1,1924	0,0418	0,00055	5,5475	0,2500
10	2452,122409	98847,87759	1,1924	0,0435	0,00057	5,7719	0,2778
11	2448,173741	98851,82626	1,1924	0,0447	0,00059	5,9399	0,3056

## Anexo B – Propriedades de material e tipo de arrefecimento – LES

---

Apresentam-se as propriedades do material de construção de componentes estudados nos ensaios exploratórios computacionais, ver secção 3.4.

*Tabela B.1 – Características do material de construção de componentes estudados nos ensaios exploratórios*

<b>Material</b>	<b>Densidade [kg/m<sup>3</sup>]</b>	<b>Condutividade Térmica [W/m/K]</b>	<b>Capacidade Térmica Específica [Kj/Kg]</b>
<b>Ferro Fundido</b>	7250	36	470
<b>Alumínio</b>	2700	204	940
<b>Aço</b>	7900	48	490
<b>Tubo de caixa de ar</b>	4836	4.1	490
<b>Plástico (Poliamida Nylon 66)</b>	1400	0.25	1256

*Tabela B.2 – Características térmicas nos componentes estudados*

<b>Tipo de arrefecimento</b>	<b>Temperatura de arrefecimento [°C]</b>	<b>Transferência de calor por convecção [W/m<sup>2</sup>/K]</b>
<b>Ar</b>	Temperatura Ambiente	20
<b>Água</b>	100	5000

*Tabela B.3 – Rugosidade típica da superfície dos componentes em estudo*

<b>Material</b>	<b>Rugosidade da superfície [mm]</b>
<b>Ferro Fundido</b>	0,2500
<b>Alumínio</b>	0,0015
<b>Aço</b>	0,0015
<b>Tubo de caixa de ar</b>	0,0015
<b>Plástico (Poliamida Nylon 66)</b>	0,0015

## Anexo C – Caracterização do motor

Apresentam-se de seguida as características utilizadas para configurar o motor no *software* de simulação Lotus Engine Simulation, segundo (27).

Tabela C.1 – Caracterização do motor

Designação	Símbolo	Valor
Curso do pistão [mm]	$l_c$	76,9
Diâmetro do cilindro [mm]	$D_c$	90,8
Diâmetro do pistão [mm]		90,3
Cilindrada total [cm <sup>3</sup> ]	$V$	1994
Câmara de combustão	--	Em cunha
Percurso do fluxo	--	Cross-flow
Cilindrada unitária [cm <sup>3</sup> ]	$V_c$	498,5
Área da secção transversal do cilindro [m <sup>2</sup> ]	$A_c$	6478
Volume da câmara de combustão [m <sup>3</sup> ]	$V_{cc}$	$5.91 \times 10^{-5}$
Razão de compressão	$r_c$	9,4:1
Comprimento da biela [mm]	--	127
“offset” do cavilhão [mm]	--	2.8
Altura da junta de cabeça comprimida [mm]	--	1.4
Área da coroa do pistão [mm <sup>2</sup> ]	--	6040
Projeção do pistão no PMS	--	0
Peso da biela [kg]	--	0,641
Peso do cavilhão [kg]	--	0,158
Diâmetro das chumaceiras de apoio da cambota [mm]	--	57,5
Comprimento das chumaceiras de apoio da cambota [mm]	--	23,4
Número de chumaceiras de apoio da cambota	--	5
Diâmetro das chumaceiras de apoio das bielas [mm]	--	52,0
Comprimento das chumaceiras de apoio das bielas [mm]	--	18,0
Lubrificante recomendado	--	20W50

Tabela C.2 – Caracterização da cabeça do motor

Designação	Símbolo	Valor
<b>Válvulas e sedes de admissão</b>		
Ângulo da sede das válvulas [°]	$\beta$	45
Diâmetro da haste das válvulas [mm]	$d_h$	9
Diâmetro da cabeça das válvulas de admissão [mm]	$d_v$	42
Diâmetro da garganta das condutas de admissão na cabeça [mm]	$d_g$	36
<b>Válvulas e sedes de escape</b>		
Ângulo da sede das válvulas [°]	$\beta$	45
Diâmetro da haste das válvulas [mm]	$d_h$	9
Diâmetro da cabeça das válvulas de escape [mm]	$d_v$	36
Diâmetro da garganta condutas de escape na cabeça [mm]	$d_g$	30
<b>Árvore de cames</b>		
Diâmetro das chumaceiras de apoio da árvore de cames	---	45
Comprimento das chumaceiras de apoio da árvore de cames	---	17

Tabela C.3 – Caracterização da distribuição do motor

	Valores	Geométricos		Geom. com folga VV		Valores efetivos	
		Absoluto	Relativo	Absoluto	Relativo	Absoluto	Relativo
Escape	Abre	$\theta_{AVE} = 74^\circ$	106° APMI	$\theta_{AVE} = 113^\circ$	67° APMI	$\theta_{AVE} = 133^\circ$	47° APMI
	Fecha	$\theta_{FVE} = 466^\circ$	106° DPMS	$\theta_{FVE} = 422^\circ$	62° DPMS	$\theta_{FVE} = 381^\circ$	21° DPMS
	PMA	$\theta_{PMAE} = 254^\circ$	106° APMS	$\theta_{PMAE} = 254^\circ$	106° APMS	$\theta_{PMAE} = 254^\circ$	106° APMS
	Curso máx	$c_v = 10,28$ mm		$c_v = 10,03$ mm		$c_v = 9,78$ mm	
	Duração	392°		309°		248°	
Admissão	Abre	$\theta_{AVA} = 306^\circ$	54° APMS	$\theta_{AVA} = 328^\circ$	32° APMS	$\theta_{AVA} = 358^\circ$	14° APMS
	Fecha	$\theta_{FVA} = 714^\circ$	174° DPMI	$\theta_{FVA} = 674^\circ$	134° DPMI	$\theta_{FVA} = 626^\circ$	90° DPMI
	PMA	$\theta_{PMAA} = 482^\circ$	122° DPMS	$\theta_{PMAA} = 482^\circ$	122° DPMS	$\theta_{PMAA} = 482^\circ$	122° DPMS
	Curso máx	$c_v = 10,19$ mm		$c_v = 9,99$ mm		$c_v = 9,69$ mm	
	Duração	408°		346°		268°	

Tabela C.4 – Caracterização do sistema de admissão original

Designação	Símbolo	Valor
Comprimento dos tubos primários	$l_p$	556 mm
Diâmetro dos tubos primários	$d_p$	38 mm
Comprimento dos tubos secundários	$l_s$	360 m
Diâmetro dos tubos secundários	$d_s$	60 m
Secção transversal dos tubos primários	$A_p$	1134 mm <sup>2</sup>
Secção transversal dos tubos secundários	$A_s$	2827 mm <sup>2</sup>
Volume da câmara de plenum (1234-1F)	$V_p$	1,3 x10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>
Número de tubos primários	$Z_1$	4
Número de tubos secundários	$Z_2$	1
Número de cilindros não envolvidos no processo de admissão	$n_c$	3

Tabela C.5 – Caracterização do sistema de escape

Configuração	Diâmetro interno (mm)	Comprimento (mm)
Tubos primários	34	360
Tubos secundários	41	565
Tubo terciário $l_e1-3-4-2$	44	360
Tubo terciário (final) $l_e1-3-4-2$	44	2860
Comprimento total (da cabeça à saída para a atmosfera)		4225

# Anexo D – Resina HB R16


 <b>HB QUÍMICA - REPRESENTAÇÕES COMÉRCIO E SERVIÇOS, LDA</b>		<h2>FICHA TÉCNICA</h2>				
<b>Armazém / Escritório: Trav. De Gatões, Armazém A</b> <b>4460-886 CUSTÓIAS MTS</b> <small>njbarros@hbquimica.mail.pt - Capital Social 5.000,00 € - Mat. C.R.C Matosinhos sob o nº 57910</small> <b>Tlf: 93.9697781 / 22.9533344 Fax: 22.9531156</b>						
<b>N.C. 505 435 730</b>						<b>HB R16-26 A + B</b>
<b>GENERALIDADES:</b>						
<b>APLICAÇÕES:</b> <p>O <b>HB R16-26</b> é uma resina de poliuretano para vazamento directo com a adição de carga mineral, para a confecção de negativos, moldes e maquetas. Para o uso em ferramentas para termoconformado, adicionar carga de alumínio, de forma a melhorar a condutividade térmica.</p>						
<b>CARACTERÍSTICAS:</b> <p>Rápida desmoldagem; boa resistência à temperatura, após pós-cura; baixa viscosidade; proporção variável de adição de cargas; proporção de mistura 1:1 em peso.</p>						
<b>PRECAUÇÕES NA UTILIZAÇÃO:</b> <p>Durante o uso seguir, estritamente, as regras de higiene de trabalho apropriadas: locais ventilados, uso de luvas e óculos, agitar bem o produto, antes da sua utilização.</p>						
<b>ARMAZENAGEM:</b> <p>Este produto pode ser conservado durante 6 meses, resguardado da humidade, a uma temperatura inferior a 25°C, nas embalagens de origem, sem as abrir. Após abertura, utilizar até um mês, em local seco.</p>						
<b>EMBALAGENS:</b>						
<b>HB R16-26 A (POLIOL)</b>		6 x 1kg	<b>HB R16-26 B (ISOCIANATO)</b>		6 X 1Kg	
<b>CARACTERÍSTICAS DA MISTURA</b>						
<b>HB R16-26 A (POLIOL)+ HB R16-26 B (ISOCIANATO)</b>		PROPORÇÃO DA MISTURA	VISCOSIDADE EM mPa.s	TEMPO ABERTO DA MISTURA, A 25° C	VISCOSIDADE EM mPa.s	TEMPO PARA DESMOLDAGEM
<b>HB R16-26 A</b> + <b>HB R16-26 B</b>		100 gr	80	5'45"	90 +/- 10	90 MINUTOS
<b>CARACTERÍSTICAS DO HB R16-26 A + B APÓS UMA SEMANA A 25° C</b>		UNIDADES		VALOR		
DUREZA		Shore D		80		
PESO ESPECÍFICO		gr / cc		1,05		
Tg (TMA) ( com tratamento térmico )		0° C		100		
CONTRACÇÃO LINEAR		0/00		140		
TEMPO DE DESMOLDAGEM ESPESSURA FINA (5 mm)		MINUTOS		90		

Figura D.1 - Características técnicas da Resina HB R16-26


 <b>HB QUÍMICA - REPRESENTAÇÕES COMÉRCIO E SERVIÇOS, LDA</b>		<h1>FICHA TÉCNICA</h1>							
<b>Armazém / Escritório: Trav. De Gatões, Armazém A</b> <b>4460-886 CUSTÓIAS MTS</b> hbarros@hbquimica.mail.pt - Cap. Social 5.000,00 € - Mat. C.R.C Matosinhos sob o n° 57910 <b>Tif: 93.9697781 / 22.9533344 Fax: 22.9531156</b>									
<b>N.C. 505 435 730</b>		<b>HB R16-25 A + B</b>							
<b>GENERALIDADES:</b> <b>APLICAÇÕES:</b> O <b>HB R16-25</b> é uma resina de poliuretano para vazamento directo com a adição de carga mineral, para a confecção de negativos, moldes e maquetas. Para o uso em ferramentas para termoconformado, adicionar carga de alumínio, de forma a melhorar a condutividade térmica. <b>CARACTERÍSTICAS:</b> Rápida desmoldagem; boa resistência à temperatura, após pós-cura; baixa viscosidade; proporção variável de adição de cargas; proporção de mistura 1:1 em peso. <b>PRECAUÇÕES NA UTILIZAÇÃO:</b> Durante o uso seguir, estritamente, as regras de higiene de trabalho apropriadas: locais ventilados, uso de luvas e óculos, agitar bem o produto, antes da sua utilização. <b>ARMAZENAGEM:</b> Este produto pode ser conservado durante 6 meses, resguardado da humidade, a uma temperatura inferior a 25°C, nas embalagens de origem, sem as abrir. Após abertura, utilizar até um mês, em local seco. <b>EMBALAGENS:</b> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;"><b>HB R16-25 A (POLIOL)</b></td> <td style="text-align: center;">6 x 1kg</td> <td style="text-align: center;"><b>HB R16-25 B (ISOCIANATO)</b></td> <td style="text-align: center;">6 X 1Kg</td> </tr> </table>						<b>HB R16-25 A (POLIOL)</b>	6 x 1kg	<b>HB R16-25 B (ISOCIANATO)</b>	6 X 1Kg
<b>HB R16-25 A (POLIOL)</b>	6 x 1kg	<b>HB R16-25 B (ISOCIANATO)</b>	6 X 1Kg						
<b>CARACTERÍSTICAS DA MISTURA</b> <b>HB R16-25 A (POLIOL)+ HB R16-25 B (ISOCIANATO)</b>		PROPORÇÃO DA MISTURA	VISCOSIDADE EM mPa.s	TEMPO ABERTO DA MISTURA, A 25° C	VISCOSIDADE EM mPa.s	TEMPO PARA DESMOLDAGEM			
<b>HB R16-25 A</b> + <b>HB R16-25 B</b>		100 gr  100 gr	  80	  2'45"	  90 +/- 10	  30 MINUTOS			
<b>CARACTERÍSTICAS DO</b> <b>HB R16-25 A + B</b> <b>APÓS UMA SEMANA A 25° C</b>		<b>UNIDADES</b>		<b>VALOR</b>					
DUREZA		Shore D		80					
PESO ESPECÍFICO		gr / cc		1,05					
Tg (TMA)		0° C		100					
CONTRACÇÃO LINEAR		0/00		140					
TEMPO DE DESMOLDAGEM ESPESSURA FINA (3 mm)		MINUTOS		30					

Figura D.2 – Características técnicas da Resina HB R16-25