

ESTUDO DE UM MÉTODO PARA PROJECTAR SISTEMAS DE ESCAPE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA A 4 TEMPOS

RODRIGO GOMES DA ROCHA

Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA — ESPECIALIZAÇÃO EM ENERGIA TÉRMICA

Orientador: Eng. Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho

JANEIRO DE 2011

AGRADECIMENTOS

Não poderia deixar de agradecer, em primeiro lugar, ao Engenheiro Carlos Pinho por toda a sua ajuda prestada ao longo desta dissertação, desde a sua total disponibilidade, logo demonstrada no semestre anterior, para discutir o tema para esta dissertação, ao seu empenho em me orientar correctamente ao longo deste semestre. Os seus vastos conhecimentos sobre esta área, bem como a quantidade de recursos bibliográficos fornecidos da sua parte foram factores determinantes para concretização deste trabalho no tempo pretendido.

Agradeço também, à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, pelos recursos cedidos, desde recursos informáticos a recursos bibliográficos.

Por último lugar, mas não menos importante, agradeço à minha família pelo total apoio, nos piores e nos melhores momentos, ao longo da realização deste trabalho e ao longo destes anos de vida académica.

Estudo de um método para projectar sistemas de escape de um motor de combustão interna a 4 tempos

RESUMO

Neste trabalho estudou-se o escoamento dos gases de combustão no sistema de escape de um motor de combustão interna a quatro tempos, de forma a encontrar um método relativamente simples para dimensionar o tubo de escape. A intenção foi de comparar uma aproximação empírica de dimensionamento de escapes, com uma análise teórica simplificada da evolução de ondas de sobrepressão e de depressão ao longo do tubo de escape, por forma a garantir condições de depressão convenientes, na condução de escape, no instante do fecho da válvula de escape e que melhorassem o processo de lavagem do motor.

O trabalho desenvolvido permitiu constatar que a diferença no comprimento do tubo de escape utilizando as duas metodologias era da ordem de no máximo 10 % do comprimento total do tubo de escape. A análise teórica, mesmo que muito simples, teve a vantagem de permitir uma compreensão adequada das razões físicas que controlam o desempenho correcto de um tubo de escape.

ABSTRACT

In this work the study of the exhaust gas flow in a four strike internal combustion engine was carried out in order to get a simple method to size the exhaust pipe. The main intention was to compare an empirical approach for the exhaust calculation, with a simplified theoretical analysis of the evolution of compression and expansion waves along the exhaust pipe, so that a convenient expansion pressure could be obtained in the exhaust pipe, at the exhaust valve closure, in order to increase the performance of the blow down process.

In the present work it was found that the maximum difference in the exhaust pipe length determined through both approaches was of the order of 10 % of the total pipe length. The theoretical analysis that was done, although very simple, allowed a thorough understanding of the physical mechanisms that control the correct performance of the exhaust pipe.

ÍNDICE GERAL

RESUMO	i
ABSTRACT	iii
ÍNDICE DE FIGURAS	vii
ÍNDICE DE TABELAS	ix
NOMENCLATURA.....	xi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. MOTIVAÇÃO	1
1.2. O SISTEMA DE ESCAPE	1
1.2.1. IMPORTÂNCIA.....	1
1.2.2. ESTADO DA ARTE.....	2
2. MÉTODO APROXIMADO PARA DIMENSIONAMENTO DE UM ESCAPE.....	7
2.1. INTRODUÇÃO	7
2.2. ANÁLISE AO MÉTODO	7
2.2.1. COMPRIMENTO DO TUBO PRINCIPAL DE ESCAPE	7
2.2.2. DIÂMETRO INTERIOR DO TUBO PRINCIPAL DE ESCAPE	13
2.2.3. COMPRIMENTO DO MEGAFONE	18
3. MÉTODO DA PROPAGAÇÃO DA ONDA DE PRESSÃO PARA DIMENSIONAMENTO DE UM ESCAPE	19
3.1. INTRODUÇÃO	19
3.2. CONCEITOS TEÓRICOS	20
3.2.1. COMBUSTÃO	20
3.2.2. ESCOAMENTO NO SISTEMA DE ESCAPE	27
3.3. MODELO COMPUTACIONAL	43
3.4. ANÁLISE DE RESULTADOS	52
4. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO	69
4.1. CONCLUSÕES	69
4.2. SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO	71
BIBLIOGRAFIA	73
ANEXO I – PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE ESCAPE	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.1.1 - Sistema de escape do tipo 4 para 1	5
Fig.2.1 - Sistema de escape para motor monocilíndrico.....	8
Fig.2.2 - Gráfico representativo da variação do L com a velocidade do motor para três aberturas da válvula de escape.....	11
Fig.2.3 - Gráfico representativo da variação do L com a abertura da válvula de escape.....	11
Fig.2.4 - Gráfico representativo da variação do D_i com a cilindrada	16
Fig.2.5 - Gráfico representativo da variação do D_i com a velocidade do motor	16
Fig.3.1 - Onda de pressão seguida do vórtice toroidal dos gases de escape	28
Fig.3.2 - Sobreposição de ondas de pressão num tubo	33
Fig.3.3 - Reflexão da onda de pressão em fim de tubo aberto	34
Fig.3.4 - Esquema da cabeça de um cilindro	35
Fig.3.5 - Mecanismos de transferência de calor no escoamento dentro de um tubo	38
Fig.3.6 - Resistência equivalente no escoamento interior a um tubo	39
Fig.3.7 - Sistema de escape Arrow Street 2T	41
Fig.3.8 - Relação do binário e do consumo específico com o excesso/defeito de ar.....	45
Fig.3.9 - Malha de elementos para o tubo de escape, para qual se assume uma forma em L.....	47
Fig.3.10 - Perdas num elemento da malha do tubo de escape	48
Fig.3.11 - Gráfico representativo da abertura das válvulas de escape e admissão	51
Fig.3.12 - Gráfico representativo da variação da temperatura com o comprimento do tubo de escape para dois diferentes tipos de transferência de calor	57
Fig.3.13 - Gráfico representativo da potência térmica libertada para o exterior para cada elemento do tubo de escape para dois diferentes tipos de transferência de calor.....	58
Fig.3.14 - Gráfico representativo da variação da pressão ao longo do percurso da onda de pressão usando transferência de calor do tipo 1	59
Fig.3.15 - Gráfico representativo da variação da pressão ao longo do percurso da onda de pressão usando transferência de calor do tipo 2	60
Fig.3.16 - Gráfico representativo da variação do comprimento do tubo de escape com a velocidade do motor e o ângulo de abertura da válvula de escape sendo a temperatura inicial de 400 °C	62
Fig.3.17 - Gráfico representativo da variação do comprimento do tubo de escape com a velocidade do motor e a temperatura inicial sendo o ângulo de abertura da válvula de escape 50 °APMI	63

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Comprimento do tubo principal de escape L em polegadas.....	10
Tabela 2.2 - Comprimento do tubo principal de escape L em milímetros.....	10
Tabela 2.3 - Diâmetro interior do tubo principal de escape D_i em polegadas	14
Tabela 2.4 - Diâmetro interior do tubo principal de escape D_i em milímetros	15
Tabela 3.1 - Número de elementos numa combustão.....	21
Tabela 3.2 - Massa atômica dos elementos da equação química.....	21
Tabela 3.3 - Massa molecular dos reagentes e produtos.....	21
Tabela 3.4 - Composição do ar seco na base molar	22
Tabela 3.5 - Coeficientes para cálculo de Nu_D em escoamento transversal a um cilindro	42
Tabela 3.6 - Propriedades termoquímicas do Iso-Octano	45
Tabela 3.7 - Razões molares dos elementos dos reagentes.....	46
Tabela 3.8 - Tempos entre a abertura da válvula de escape e período de sobreposição de abertura das válvulas.....	52
Tabela 3.9 - Fracção molar dos produtos da combustão do Iso-Octano.....	53
Tabela 3.10 - Fracção mássica dos produtos da combustão do Iso-Octano	53
Tabela 3.11 - Propriedades físicas termodinâmicas dos produtos de combustão a 400 °C	54
Tabela 3.12 - Propriedades físicas termodinâmicas dos produtos de combustão a 500 °C	54
Tabela 3.13 - Propriedades físicas termodinâmicas dos produtos de combustão a 600 °C	54
Tabela 3.14 - Propriedades físicas termodinâmicas da mistura dos gases de escape.....	55
Tabela 3.15 - Propriedades físicas termodinâmicas do ar seco.....	55
Tabela 3.16 - Campo de temperaturas no tubo de escape	56
Tabela 3.17 - Potência térmica libertada pelo tubo de escape para o exterior	58
Tabela 3.18 - Comprimentos obtidos para o elemento e o tubo de escape tendo em conta a transferência de calor do tipo 1	61
Tabela 3.19 - Comprimentos obtidos para o elemento e o tubo de escape tendo em conta a transferência de calor do tipo 2	62
Tabela 3.20 - Tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso utilizando como transferência de calor o tipo 1	64
Tabela 3.21 - Tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso utilizando como transferência de calor o tipo 2.....	64
Tabela 3.22 - Erro no tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso em comparação com o tempo desejado utilizando como transferência de calor o tipo 1	65
Tabela 3.23 - Erro no tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso em comparação com o tempo desejado utilizando como transferência de calor o tipo 2	65
Tabela 3.24 - Erro no tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso em graus ...	66
Tabela 3.25 - Comparação de resultados entre o método do Capítulo 2 e o método do Capítulo 3 tendo em consideração transferência de calor do tipo 1	66

Tabela 3.26 - Comparação de resultados entre o método do Capítulo 2 e o método do Capítulo 3 tendo em consideração transferência de calor do tipo 2.....	67
Tabela 3.27 - Diferença percentual entre os resultados obtidos pelo método do Capítulo 2 e os resultados obtidos pelo método do Capítulo 3 tendo em consideração transferência de calor do tipo 1	67
Tabela 3.28 - Diferença percentual entre os resultados obtidos pelo método do Capítulo 2 e os resultados obtidos pelo método do Capítulo 3 tendo em consideração transferência de calor do tipo 2	67

NOMENCLATURA

- θ_{APMI} – Abertura da válvula de escape antes do ponto morto inferior [°]
 a – Velocidade do som [m/s]
 A – Área da secção do tubo principal de escape [m²]
 AC – Razão ar-combustível [-]
 AVE – Abertura da válvula de escape
 c – Velocidade das partículas de gás [m/s]
 cc – Cilindrada do motor, nomenclatura Bell (1980) [m³, cm³]
 c_p – Calor específico a pressão constante [J/(kg K)]
 c_v – Calor específico a volume constante [J/(kg K)]
 $\cot A$ – Co-tangente do ângulo do megafone, nomenclatura Bell (1980) [-]
 d – Defeito de ar [%]
 D_i – Diâmetro interior do tubo principal de escape [m, mm]
 DI – Diâmetro interior do tubo principal de escape [m, mm]
 D_{is} – Diâmetro interior de saída do megafone [m, mm]
 e – Excesso de ar [%]
 E_a – Erro absoluto [m, mm]
 E_r – Erro relativo [%]
 ED – Ângulo de abertura da válvula de escape somado com 180 °, nomenclatura Bell (1980) [°]
 f_D – Coeficiente de fricção de Darcy [-]
 f_F – Coeficiente de fricção de Fanning [-]
 G – Função representativa da razão de calores específicos [-]
 L – Comprimento do tubo principal de escape [m, mm]
 L_M – Comprimento do megafone [m, mm]
 m – Massa [kg]
 M – Massa molar [kg/kmol]
 \dot{m} – Caudal mássico [kg/s]
 n – Quantidade de átomos [kmol]
 N – Velocidade do motor [RPM, RPS]
 Nu – Número de Nusselt [-]
 p – Pressão [Pa]
 P – Razão de pressão [-]
 P – Comprimento do tubo principal de escape, nomenclatura Bell (1980) [m, mm]
 Pr – Número de Prandtl [-]
 \dot{q} – Fluxo de potência calorífica por unidade de área [W/m²]
 \dot{Q} – Fluxo de potência calorífica [W]
 r – Riqueza [-]

- R – Constante particular do gás [J/(kg K)]
 Re – Número de Reynolds [-]
 R_{cd} – Resistência térmica de condução [(m² K)/W]
 R_{cv} – Resistência térmica de convecção [(m² K)/W]
 R_{rad} – Resistência térmica de radiação [(m² K)/W]
 \bar{R} – Constante universal dos gases perfeitos [J/(kmol K)]
 rpm – Velocidade do motor, nomenclatura Bell (1980) [RPM, RPS]
 t – Tempo [s, ms]
 T – Temperatura [K]
 v – Velocidade do escoamento [m/s]
 V – Volume [m³]
 \dot{V} – Caudal volúmico [m³/s]
 x – Fração molar [%]
 X – Razão de amplitudes de pressão [-]
 y – Fração mássica [%]
 z – Fração volúmica [%]
 α – Velocidade da onda de pressão [m/s]
 α_{cv} – Coeficiente de convecção [W/(m² K)]
 α_{rad} – Coeficiente de radiação [W/(m² K)]
 γ – Razão de calores específicos [-]
 Δp – Perda de carga [Pa]
 Δx – Espessura da parede do tubo [m]
 ε – Emissividade [-]
 ε_D – Rugosidade da parede interior do tubo principal de escape [m]
 λ – Condutibilidade térmica [W/(m K)]
 μ – Viscosidade dinâmica [kg/(m s)]
 ρ – Massa volúmica [kg/m³]
 σ – Constante de Stefan-Boltzmann [W/(m² K⁴)]

INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO

É dever de um engenheiro contribuir para o progresso da engenharia e da sua melhor aplicação ao serviço da Humanidade. No ramo da engenharia automóvel esta filosofia não será diferente. O aumento da potência e do binário de um motor continua a ser um dos principais objectivos de um investigador desta área. O comportamento dinâmico do ar no sistema de admissão e de escape foi durante muito tempo menosprezado, mas nos dias que correm é considerado um tema importante para o aumento do desempenho de um motor. Conseguir aumentar a potência de um motor “só” com a modificação da forma e das dimensões do sistema de escape, que para muita gente não é nada mais que um monte de tubos que direccionam os produtos de combustão para a atmosfera, é algo bastante cativante e promissor, que entusiasma qualquer aficionado do mundo automóvel.

1.2. O SISTEMA DE ESCAPE

1.2.1. IMPORTÂNCIA

O sistema de escape pode ser resumido em quatro funções de grande importância no bom funcionamento de um motor de combustão interna.

Em primeiro lugar, e como função mais óbvia para todos, o sistema de escape é construído para direccionar os gases de escape provenientes da combustão para um local afastado do motor, desta forma o sistema de escape era desenhado de forma a conseguir retirar todos os

produtos de combustão do cilindro após a explosão da forma mais eficiente possível. Quanto melhor for esta lavagem melhor o funcionamento do motor.

A segunda função do sistema de escape é de atenuar o ruído provocado pelo motor. Os veículos motorizados são um dos principais causadores de poluição sonora. Se existir um silenciador no sistema de escape a intensidade do som emitido pelo motor pode ser reduzido até cerca de 50 dB. Tendo em conta que o ruído emitido pelo motor pode atingir 125 dB, a redução obtida pelo sistema de escape é bastante significativa e benéfica para o ser humano e o ambiente.

O sistema de escape tem como terceira função reduzir as emissões poluentes para a atmosfera. O componente do sistema de escape que reduz a toxicidade das substâncias emitidas após a combustão é o catalisador. O catalisador proporciona a oxidação do monóxido de carbono e dos hidrocarbonetos e também a redução do óxido de azoto, desta forma são libertados pelo escape oxigénio, azoto, dióxido de carbono e água.

Por último mas não menos importante a quarta função do sistema de escape é de aumentar a massa de ar aspirada para dentro do cilindro. A movimentação dos gases de combustão através do sistema de escape provoca um efeito de sucção na admissão do ar conseguindo atingir altos valores de eficiência volumétrica. Quanto maior for a massa de ar admitida no cilindro maior é a quantidade de combustível injectado conseguindo assim uma maior potência no motor. Esta função será o alvo de estudo desta dissertação, assim, este fenómeno será explicado de forma bastante detalhada mais a frente neste documento.

1.2.2. ESTADO DA ARTE

No mundo das corridas de estrada de motociclismo existe um marco histórico que mudou o rumo da liderança mundial de construtores. Até à década de 60 o mundial de construtores de motociclismo era dominado de forma monopolizada por equipas europeias. As equipas europeias eram provenientes de três países, a Itália, sendo o país que mais títulos levou para casa até a década de 60, a Grã-Bretanha e a Alemanha. Este reinado italiano perdurou graças à equipa MV Augusta que durante vários anos obteve o primeiro lugar no mundial de construtores em todas as categorias do motociclismo. Foi então que na década de 60 ocorreu a grande mudança na liderança do mundial de construtores e as equipas japonesas apareceram

como as principais potências no seio das corridas de estrada. Qual o motivo para que as equipas japonesas começassem a sair vencedoras?

Para responder a esta questão é necessário recuar um pouco no tempo, recuar para o ano de 1919, ano em que nasceu o alemão Walter Kaaden, aquele que viria a revolucionar as motos de competição. Walter ganhou o gosto pela engenharia quando aos 8 anos o seu pai o levou à abertura do circuito de Nürburgring, formou-se na Escola Técnica de Chemnitz e começou por trabalhar na construção de mísseis. Em 1950 entrou para a empresa MZ – Motorrad und Zweiradwerk que em português significa fábrica de motocicletas. Foi então que em 1953 tomou conta do departamento de corrida da MZ e começou a desenvolver motores para a equipa no mundial de motociclismo. Logo no seu primeiro ano conseguiu com que a moto de 125 cm³ que possuía 9 bhp às 7800 RPM passa-se a ter 12 bhp às 8000 RPM, ou seja um aumento não menos que 25 %. Esta potência extra foi adquirida graças às mudanças na razão de compressão e no sistema de escape, e foi neste último pormenor que ele mais se notabilizou. Walter Kaaden foi o primeiro a reconhecer a importância das ondas de pressão no sistema de escape, estas combinadas com o timing da abertura das válvulas tinham um efeito extremamente benéfico no aumento da performance do motor. Aqui podemos compreender a importância de referir este senhor nesta introdução, visto ser o pioneiro na arte de tuning do sistema de escape, assunto alvo de estudo nesta dissertação. Em 1961 Walter produziu a sua obra-prima, a sua moto de corrida de 125 cm³ construída nesse ano foi a primeira a ter 200 bhp/litro, esta moto influenciou as corridas de motociclismo por décadas.

Foi também no ano de 1961 que ocorreu a grande mudança na liderança do mundial de construtores. Com a construção do muro de Berlim nesse ano, Ernest Degner, piloto da MZ, equipa a qual Walter Kaaden deu tanto seu trabalho, aproveitou o final do grande prémio da Suécia para desertar do seu país. Quando a MZ soube da sua fuga logo o acusou de ter destruído deliberadamente o motor no grande prémio da Suécia, e a sua licença de piloto de corridas foi revogada, não podendo correr no último grande prémio, o da Argentina, perdendo assim a oportunidade de conseguir o título campeão do mundo de 125 cm³. Em Novembro desse ano Ernest foi contactado pela companhia japonesa Suzuki que o contratou e o levou para o Japão para trabalharem na oficina da equipa de competição durante o inverno. Desta forma, Ernest levou consigo todo o conhecimento que tinha obtido na MZ e o segredo para a grande performance dos seus motores, terminando assim o reinado e os anos de glória das motos do Kaaden. O que terminou também com este acontecimento histórico foi o monopólio

do título do mundial de construtores das equipas europeias. Logo no ano seguinte, em 1962, a Suzuki obteve o seu primeiro título mundial em 50 cm³. Outras equipas japonesas, tais como a Yamaha e a Honda também beneficiaram deste roubo de informação por parte da Suzuki. Só assim as companhias japonesas conseguiram ter motores competitivos o suficiente para começarem a vencer títulos mundiais nas corridas de estrada de motociclismo.

Depois deste primeiro grande passo dado pelo Walter Kaaden, o efeito das ondas de pressão na performance do motor começou a ser alvo de estudo por diversas pessoas na área da engenharia mecânica. Com o passar dos anos começaram a sair publicações sobre esta matéria de forma a elucidar os aficionados do desporto motorizado.

Uma dessas publicações foi o livro *Four-Stroke Performance Tuning in Theory and Practice* (Bell, 1980). Nesta altura o tema sobre o tuning do sistema de escape ainda possuía um método muito simplista, diversos parâmetros eram considerados valores constantes, tais como a velocidade das ondas de pressão e a velocidade das partículas expelidas do cilindro, tendo somente em consideração o valor variável da velocidade do motor e o ângulo da manivela para qual a válvula de escape abria. Desta forma para uma dada velocidade do motor e um determinado ângulo de abertura da válvula de escape eram calculados o comprimento e o diâmetro necessário na conduta de escape para que a onda de pressão chegasse à atmosfera e regressasse ao cilindro a tempo de ajudar na lavagem enquanto a válvula de escape estivesse aberta. As fórmulas apresentadas neste tema deste livro não têm qualquer dedução e apresentam todas um aspecto muito simples e acessível a qualquer um. Um exemplo é a fórmula para o cálculo do comprimento principal num sistema de escape de um motor de quatro cilindros com um arranjo 4 para 1 que pode ser ilustrado na figura seguinte.

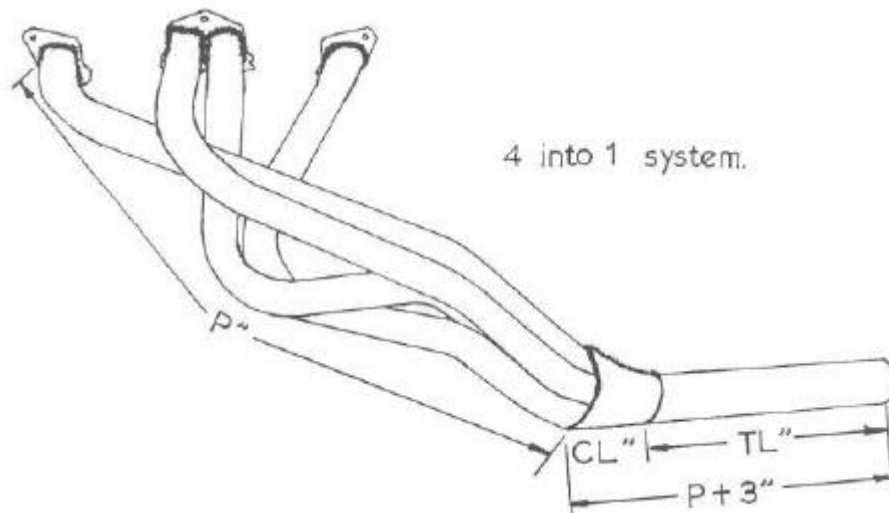


Fig.1.1. Sistema de escape do tipo 4 para 1 (Bell, 1980).

$$P = \frac{850 \times ED}{rpm} - 3 \quad (1.1)$$

Sendo ED o ângulo de abertura da válvula de escape somado com 180° e rpm a velocidade do motor. Na verdade seria preciso ser bastante ingénuo para poder acreditar que um assunto tão complicado resultar em fórmulas tão simples.

Esta era ainda uma visão demasiado verde tendo em conta todas as variáveis que existem num ciclo de um motor de combustão interna.

Passados cerca de 20 anos a visão sobre o sistema de escape já era completamente diferente e um exemplo disso foi a publicação do livro *Design and Simulation of Four-Stroke Engines* (Blair, 1999). Ao contrário de Bell (1980) este autor tinha uma perspectiva completamente diferente, uma visão extremamente científica em que o motor de combustão interna não pode ser visto elemento a elemento de forma individual mas sim como um conjunto em que os seus elementos dependem todos uns dos outros. Relativamente ao tema sistema de escape, Blair fez um estudo detalhado sobre as ondas de pressão desde a sua formação à forma como são reflectidas ao encontrarem mudanças na secção que atravessam. Aspectos como a sobreposição das ondas, visto elas poderem encontrar-se ao longo do escape, e tanto as perdas de carga perdidas pelas ondas por culpa da fricção entre o fluido e as paredes da tubagem como também as perdas de calor para o exterior foram alvo de estudo por parte

deste autor. Mas neste livro não é só o sistema de escape que é referido, como as ondas de pressão são formadas no cilindro do motor, todo o ciclo Otto é alvo de estudo bem como outros componentes do motor, a exemplo o sistema de admissão e as válvulas de admissão e de escape.

Para o estudo do escoamento dos gases de combustão ao longo do sistema de escape é necessário caracterizar todo o funcionamento do motor. Conhecer a pressão e a temperatura dentro do cilindro a cada instante do ciclo do motor é a base para perceber a formação das ondas de pressão e qual a sua intensidade. Para simular as ondas de pressão que percorrem o sistema de escape é necessário criar um motor virtual o mais próximo possível da realidade, desta forma diversas considerações deverão ser tomadas para alterar o ciclo teórico de um motor de combustão interna. Todos estes pormenores de tornar o ciclo teórico o mais real possível são referidos neste livro.

Blair elaborou um livro bastante elucidativo mas também bastante científico que torna o seu livro um bom ponto de referencia e de consulta para o estudo do sistema de escape e por conseguinte para a realização desta dissertação.

2

MÉTODO APROXIMADO PARA DIMENSIONAMENTO DE UM ESCAPE

2.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo será abordado o método bastante simples, proposto por Bell (1980), para o dimensionamento do sistema de escape de um motor de combustão interna a quatro tempos. Esta primeira análise serve para mostrar os conceitos básicos do escoamento ao longo do sistema de escape e introduzir o leitor neste tema. Através do método bastante simplista utilizado por este autor poderão ser observadas algumas variáveis a ter em conta para o dimensionamento do sistema de escape.

2.2. ANÁLISE AO MÉTODO

2.2.1. COMPRIMENTO DO TUBO PRINCIPAL DE ESCAPE

Bell (1980) começa por explicar de uma forma bastante simples o escoamento no sistema de escape, após a combustão, quando a válvula de escape abre é criada uma onda de pressão positiva que empurra os gases de combustão através do sistema de escape até ao exterior. Quando esta onda encontra a atmosfera dissipa-se e forma-se uma onda de pressão negativa (onda com o efeito de sucção), ou onda de depressão, a qual caminha agora ao longo do tubo de escape, mas em direcção ao cilindro continuando porém os gases de combustão a escoarem no sentido de fluírem para a atmosfera. Se esta onda de depressão chegar ao cilindro no período de sobreposição da abertura das válvulas de escape e admissão irá ajudar a sugar uma

maior massa de ar para dentro do cilindro e ainda de gases queimados ainda remanescentes dentro do cilindro, para fora deste. Este é o objectivo da optimização do sistema de escape, conjugar a onda de depressão com o período de sobreposição da abertura das válvulas de forma a admitir a maior massa de ar possível para dentro do cilindro. O autor considera que os gases de escape abandonam o cilindro a uma velocidade entre 61 a 91 metros por segundo e que a velocidade da onda de pressão ou de depressão varia entre 457 a 518 m/s. A origem destes valores não é explicada por parte do autor não apresentando também as deduções das fórmulas que utiliza. Desta forma é impossível saber como obteve as fórmulas que se irão utilizar para o dimensionamento do sistema de escape de um motor de combustão interna a quatro tempos. De qualquer modo o objectivo imediato desta primeira análise é avaliar-se o que a aproximação simplista de um experimentado preparador de motores resulta em termos concretos.

O motor em estudo será motor monocilíndrico e a forma do sistema de escape utilizado é ilustrada no esquema apresentado na Fig.2.1.

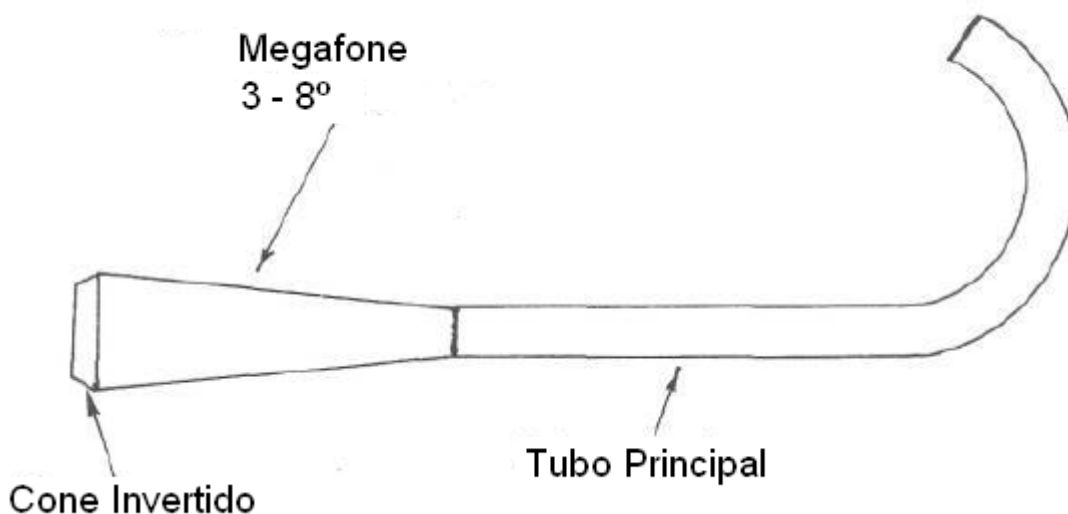


Fig.2.1. Sistema de escape para motor monocilíndrico (Bell, 1980).

A utilização do megafone no fim do tubo principal permite obter uma onda de pressão negativa mais forte do que se o tubo principal de escape terminasse directamente na atmosfera. Quando a onda de pressão positiva atinge directamente a atmosfera encontra uma brusca expansão perdendo mais energia e formando assim uma onda de depressão mais forte.

O primeiro passo, no processo de cálculo, será o de calcular o comprimento do tubo principal de escape que será simbolizado pela letra L . A fórmula que Bell (1980) utiliza é bastante simples e tem em conta apenas a velocidade do motor e abertura da válvula de escape.

$$L = \frac{850 \times (AVE + 180)}{N} - 3 \quad (2.1)$$

Onde N significa a velocidade do motor em rotações por minuto e AVE significa a abertura da válvula de escape em graus antes do ponto morto inferior °APMI. Com esta fórmula é possível fazer-se um estudo das variáveis que nela entram e poder observar-se qual o seu efeito no dimensionamento do sistema de escape. Nesta fórmula utilizada por Bell (1980) o comprimento do tubo principal de escape vem em polegadas. Com uma simples conversão é possível obter os resultados em milímetros.

$$1 \text{ polegada} = 25,4 \text{ mm} \quad (2.2)$$

Vindo agora a fórmula, após a conversão para o SI, com o seguinte aspecto.

$$L = \frac{21590 \times (AVE + 180)}{N} - 76,2 \quad (2.3)$$

Na tabela seguinte estão apresentados os resultados para diferentes valores da velocidade do motor N e para o ângulo de abertura da válvula de escape antes do ponto morto inferior °APMI. A gama utilizada para a velocidade do motor é de 2000 a 8000 RPM. No livro, Bell (1980) utiliza uma gama de 4000 a 12000, o motivo para ter alterado a gama é que Bell (1980) faz uma análise do cálculo do L para um motor de quatro cilindros de um automóvel o que possui um regime diferente de uma moto.

Tabela 2.1

Comprimento do tubo principal de escape L em polegadas.

N [RPM]	°APMI								
	50	55	60	65	70	75	80	85	90
2000	94,8	96,9	99,0	101,1	103,3	105,4	107,5	109,6	111,8
2500	75,2	76,9	78,6	80,3	82,0	83,7	85,4	87,1	88,8
3000	62,2	63,6	65,0	66,4	67,8	69,3	70,7	72,1	73,5
3500	52,9	54,1	55,3	56,5	57,7	58,9	60,1	61,4	62,6
4000	45,9	46,9	48,0	49,1	50,1	51,2	52,3	53,3	54,4
4500	40,4	41,4	42,3	43,3	44,2	45,2	46,1	47,1	48,0
5000	36,1	37,0	37,8	38,7	39,5	40,4	41,2	42,1	42,9
5500	32,5	33,3	34,1	34,9	35,6	36,4	37,2	38,0	38,7
6000	29,6	30,3	31,0	31,7	32,4	33,1	33,8	34,5	35,3
6500	27,1	27,7	28,4	29,0	29,7	30,3	31,0	31,7	32,3
7000	24,9	25,5	26,1	26,8	27,4	28,0	28,6	29,2	29,8
7500	23,1	23,6	24,2	24,8	25,3	25,9	26,5	27,0	27,6
8000	21,4	22,0	22,5	23,0	23,6	24,1	24,6	25,2	25,7

Tabela 2.2

Comprimento do tubo principal de escape L em milímetros.

N [RPM]	°APMI								
	50	55	60	65	70	75	80	85	90
2000	2406,7	2460,6	2514,6	2568,6	2622,6	2676,5	2730,5	2784,5	2838,5
2500	1910,1	1953,3	1996,4	2039,6	2082,8	2126,0	2169,2	2212,3	2255,5
3000	1579,0	1615,0	1651,0	1687,0	1723,0	1759,0	1794,9	1830,9	1866,9
3500	1342,6	1373,4	1404,3	1435,1	1465,9	1496,8	1527,6	1558,5	1589,3
4000	1165,2	1192,2	1219,2	1246,2	1273,2	1300,2	1327,2	1354,1	1381,1
4500	1027,3	1051,3	1075,3	1099,3	1123,2	1147,2	1171,2	1195,2	1219,2
5000	916,9	938,5	960,1	981,7	1003,3	1024,9	1046,5	1068,1	1089,7
5500	826,7	846,3	865,9	885,5	905,2	924,8	944,4	964,0	983,7
6000	751,4	769,4	787,4	805,4	823,4	841,4	859,4	877,4	895,4
6500	687,8	704,4	721,0	737,6	754,2	770,8	787,4	804,0	820,6
7000	633,2	648,6	664,0	679,5	694,9	710,3	725,7	741,1	756,6
7500	585,9	600,3	614,7	629,1	643,5	657,9	672,3	686,6	701,0
8000	544,5	558,0	571,5	585,0	598,5	612,0	625,5	639,0	652,5

Para melhor análise os resultados obtidos serão ilustrados nos gráficos seguintes, de forma a poder efectuar uma melhor observação do efeito de cada uma das variáveis em questão.

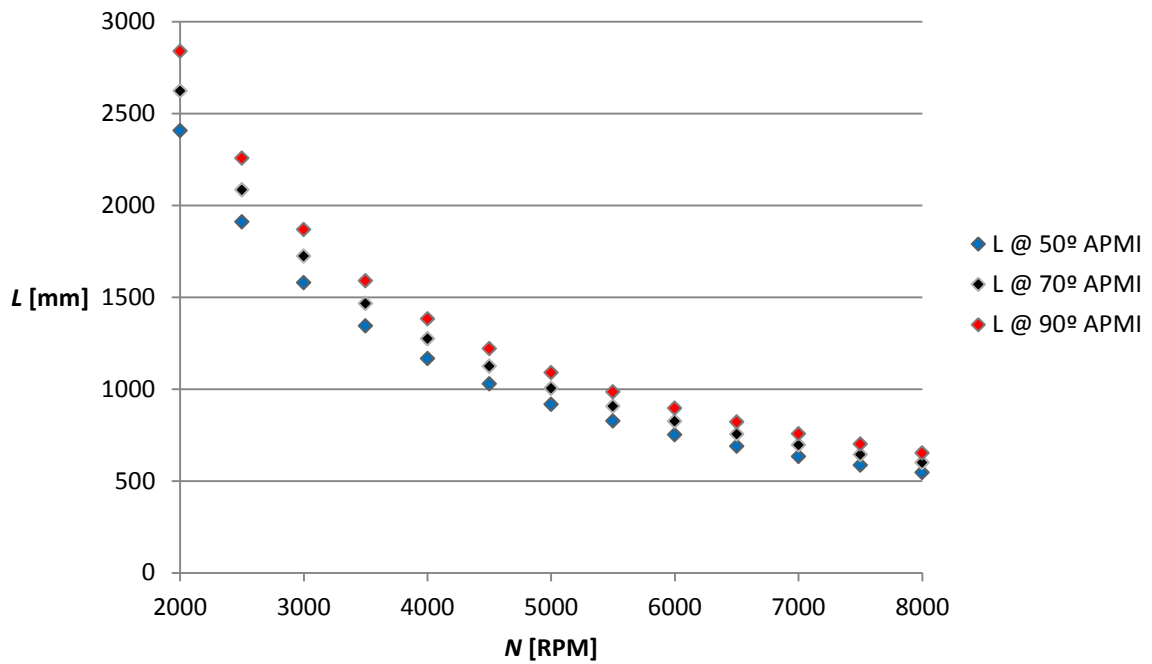


Fig.2.2. Gráfico representativo da variação do L com a velocidade do motor para três aberturas da válvula de escape.

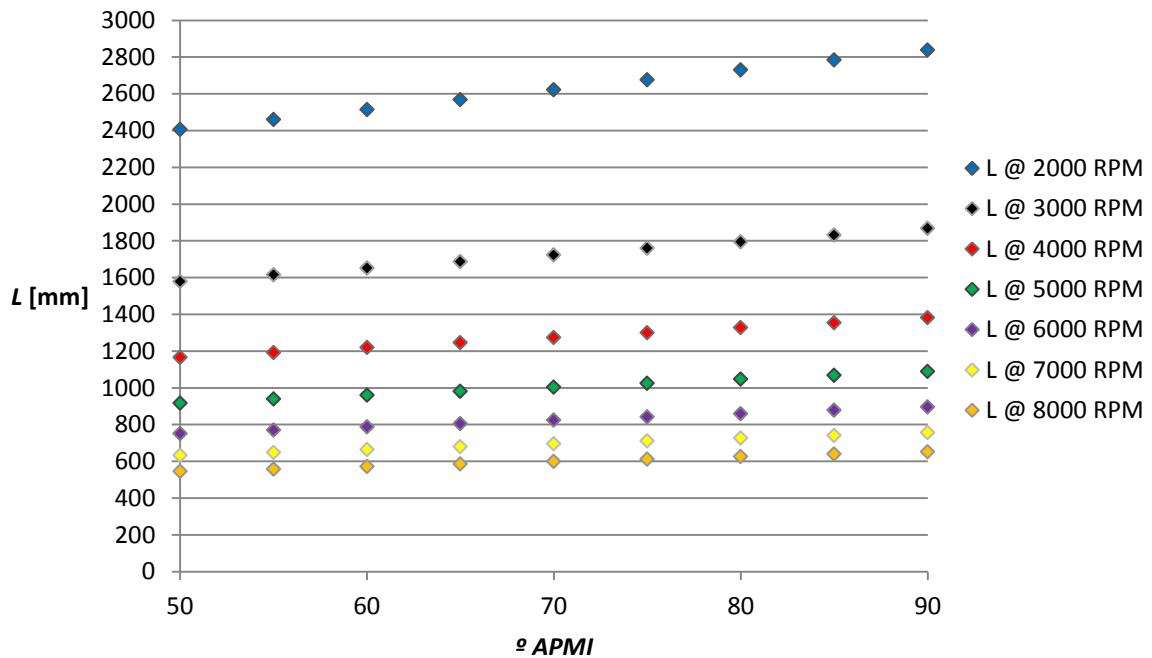


Fig.2.3. Gráfico representativo da variação do L com a abertura da válvula de escape.

O primeiro facto a ser observado é de que quanto maior for a velocidade do motor, menor é o comprimento do tubo de escape principal. Como foi referido anteriormente o sistema de

escape deve ser dimensionado para que a onda de pressão percorra o caminho cilindro-atmosfera-cilindro a tempo de terminar o seu trajecto no período de sobreposição da abertura das válvulas de escape e admissão. A abertura e o fecho das válvulas de escape e admissão estão directamente relacionados com a velocidade do motor, ou seja, quanto maior for a velocidade de funcionamento do motor, menor é a duração da abertura das válvulas. Para se ter uma pequena noção do tempo que onda de pressão tem para percorrer o seu caminho serão mostrados seguidamente alguns cálculos para um regime de funcionamento de 5000 RPM.

$$N = 5000 \text{ RPM} = \frac{5000}{60} \text{ RPS} = 83,33 \text{ RPS}$$

Sabendo a velocidade do motor é possível saber quanto tempo demora o motor a fazer uma rotação (360°).

$$t_{360} = \frac{1}{N} = \frac{1}{83,33} = 12 \text{ ms}$$

Considerando que desde a abertura da válvula de escape até ao período de sobreposição da válvulas ocorrem normalmente cerca de 200° de rotação da biela.

$$t_{200} = \frac{200 \times 0,012}{360} = 6,67 \text{ ms}$$

Com este raciocínio é possível mostrar que quanto maior a velocidade do motor menor é o tempo que a onda de pressão possui para realizar o seu caminho. Deste modo o comprimento do tubo principal de escape tem que se reduzir, se se pretende que este tenha um comportamento adequado às altas rotações.

O segundo aspecto a ser observado nas figuras anteriormente apresentadas é que quanto maior o ângulo de abertura da válvula antes do ponto morto inferior, ou seja, quanto mais cedo a válvula de escape abrir maior será o comprimento do tubo de escape principal. Uma justificação simples para este facto é de que quanto mais cedo a válvula de escape abrir maior é o tempo que decorre até a válvula de admissão abrir e ocorrer o período de sobreposição das

válvulas. Assim em vez dos 200 ° de intervalo podem ser 220 °, o que aumenta o tempo para a onda (de pressão e de depressão) percorrer o seu caminho de vai vem ao longo do escape, tendo assim que aumentar o comprimento do tubo de escape principal, para que a depressão chegue ao cilindro no instante de tempo desejado. Utilizando o exemplo anterior, a 5000 RPM, 40° de diferença na abertura da válvula (50 a 90 °APMI) significam 1,33 milissegundos.

$$t_{40} = \frac{40 \times 0,012}{360} = 1,33 \text{ ms}$$

Desta forma mostra-se de uma forma muito simplista qual o significado da variação da velocidade do motor e da abertura da válvula de escape no comprimento do tubo de escape principal.

2.2.2. DIÂMETRO INTERIOR DO TUBO PRINCIPAL DE ESCAPE

Uma vez determinado o comprimento do tubo principal, o próximo parâmetro a ser calculado para dimensionar o tubo principal de escape é o diâmetro interior D_i . Mais uma vez Bell (1980) propõe uma fórmula para o cálculo deste parâmetro e onde também volta a não referir onde se baseia para a obtenção dessa mesma fórmula. Bell (1980) faz depender o diâmetro interior do tubo principal da cilindrada do motor e do comprimento do mesmo, por conseqüente o diâmetro interior depende também da velocidade do motor e do ângulo de abertura da válvula de escape, visto estas estarem relacionadas com o comprimento do tubo principal de escape. A fórmula utilizada pelo autor é apresentada em seguida.

$$D_i = \sqrt{\frac{cc}{(L+3) \times 25}} \times 2,1 \quad (2.4)$$

Em que L é o comprimento do tubo principal de escape em polegadas e cc é a cilindrada do motor em cm^3 (centímetros cúbicos), aparecendo o resultado do diâmetro interior também em polegadas, sendo também necessária a conversão para milímetros. Após conversão para o SI. A fórmula aparece com o seguinte aspecto.

$$D_i = \sqrt{\frac{cc}{(0,03937 \times L) \times 25}} \times 53,34 \quad (2.5)$$

O autor não realizou nenhuma análise de resultados na utilização desta fórmula, contudo no presente estudo construiu-se uma tabela com alguns resultados para casos concretos da realidade com algumas cilindradas utilizadas frequentemente em motos utilizando também diferentes valores da velocidade do motor. A tabela seguinte apresenta então os resultados obtidos.

Tabela 2.3

Diâmetro interior do tubo principal de escape D_i em polegadas.

N	L @ 70° APMI	cc [cm³]		
		125	250	500
2000	103,3	0,46	0,64	0,91
2500	82,0	0,51	0,72	1,02
3000	67,8	0,56	0,79	1,12
3500	57,7	0,60	0,85	1,21
4000	50,1	0,64	0,91	1,29
4500	44,2	0,68	0,97	1,37
5000	39,5	0,72	1,02	1,44
5500	35,6	0,76	1,07	1,51
6000	32,4	0,79	1,12	1,58
6500	29,7	0,82	1,16	1,64
7000	27,4	0,85	1,21	1,70
7500	25,3	0,88	1,25	1,76
8000	23,6	0,91	1,29	1,82

Tabela 2.4

Diâmetro interior do tubo principal de escape D_i em milímetros.

N	L @ 70° APMI	cc [cm³]		
		125	250	500
2000	2622,6	11,6	16,4	23,1
2500	2082,8	12,9	18,3	25,9
3000	1723,0	14,2	20,0	28,3
3500	1465,9	15,3	21,6	30,6
4000	1273,2	16,4	23,1	32,7
4500	1123,2	17,4	24,5	34,7
5000	1003,3	18,3	25,9	36,6
5500	905,2	19,2	27,1	38,4
6000	823,4	20,0	28,3	40,1
6500	754,2	20,9	29,5	41,7
7000	694,9	21,6	30,6	43,3
7500	643,5	22,4	31,7	44,8
8000	598,5	23,1	32,7	46,3

Para melhor observação dos resultados obtidos, tal como para o cálculo do comprimento do tubo principal de escape, estes serão ilustrados em forma de gráficos. Desta forma é possível observar melhor a influência de cada uma das variáveis que entram na fórmula do diâmetro interior, o comprimento do tubo principal e a cilindrada do motor.

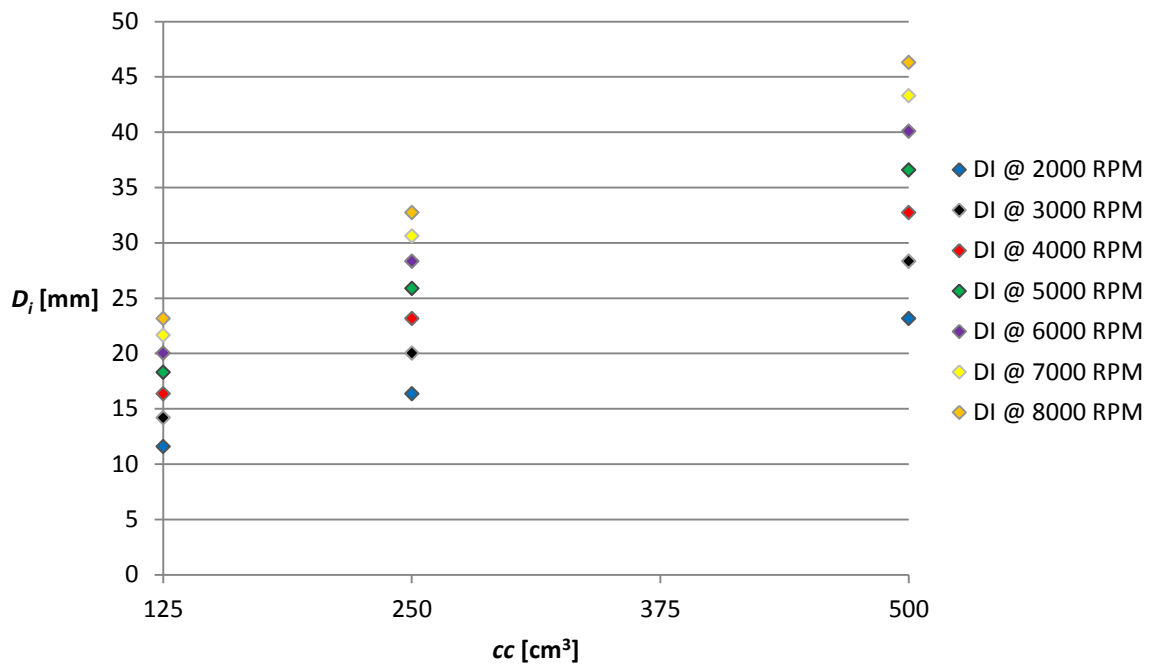


Fig.2.4. Gráfico representativo da variação do D_i com a cilindrada.

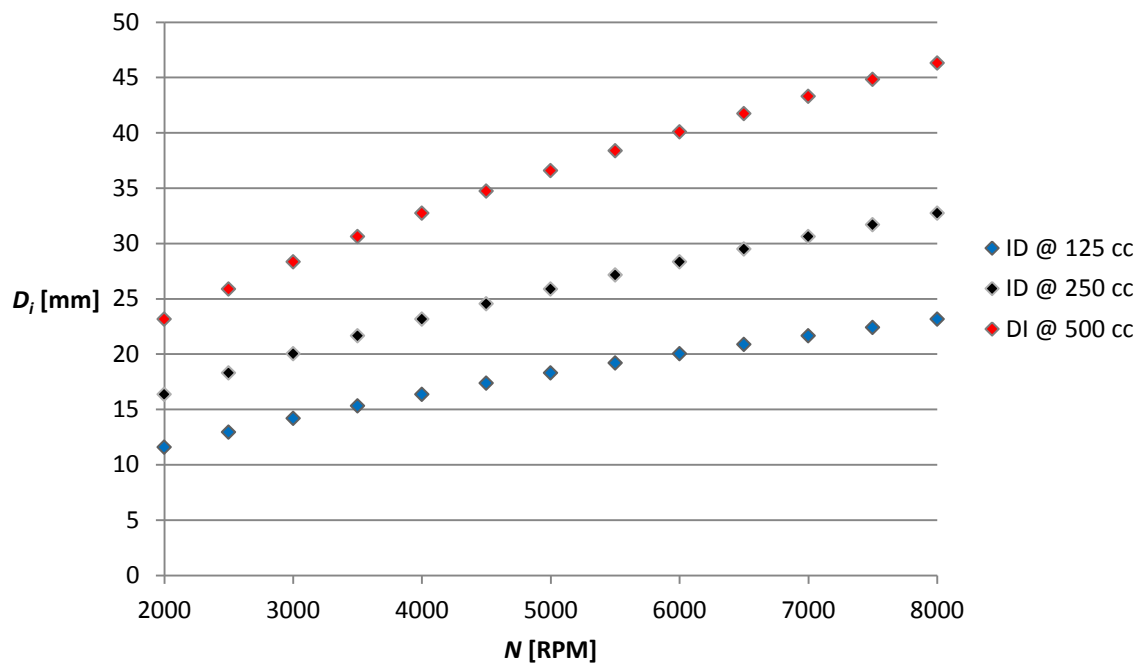


Fig.2.5. Gráfico representativo da variação do D_i com a velocidade do motor.

O cálculo do diâmetro interno do tubo principal de escape tem como objectivo conseguir retirar todos os gases de combustão no período em que a válvula de escape está aberta. Então quanto maior é a cilindrada do motor maior é a massa a ser retirada de dentro do cilindro. Em seguida serão apresentadas algumas fórmulas para melhor observar este conceito.

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V} \quad (2.4)$$

Então, se para um mesmo período de tempo a cilindrada aumentar, maior terá de ser o caudal mássico \dot{m} , para este aumentar é necessário aumentar o caudal volumétrico \dot{V} .

$$\dot{V} = v \times A \quad (2.5)$$

Assim, ao aumentar a área da secção atravessada A o caudal volumétrico \dot{V} aumenta. E a forma de aumentar a área é aumentando o diâmetro da secção como mostra a fórmula seguinte.

$$A = \frac{\pi}{4} \times DI^2 \quad (2.6)$$

Conclui-se que quanto maior for a cilindrada do motor maior terá que ser o valor do diâmetro interno do tubo principal de escape e isso pode ser observado nos gráficos anteriormente apresentados.

Outro facto que pode ser observado nos gráficos é de que quanto maior a velocidade do motor maior é o diâmetro interno do tubo principal de escape. Como já foi referido anteriormente, quanto maior a velocidade do motor, menor é o tempo em que a válvula de escape está aberta, porque estão directamente relacionados. Desta forma quanto maior for a velocidade do motor, menos tempo o motor possui para retirar a massa de gases dentro do cilindro, assim é necessário aumentar o caudal mássico, e como já foi referido anteriormente, para aumentá-lo é necessário aumentar o diâmetro interior do tubo principal de escape.

2.2.3. COMPRIMENTO DO MEGAFONE

Bell (1980), através do trabalho que realizou em motores a dois tempos, descobriu que um megafone com um ângulo de 8° possui o melhor retorno da onda de pressão. Este foi um dado adquirido pelo autor de forma empírica com a sua experiência na área. Outro dado adquirido por Bell (1980) é de que o megafone deve possuir um diâmetro interior de saída com cerca de 88,9 a 101,6 mm. Desta forma o cálculo do comprimento do megafone é puramente empírico não possuindo nenhuma teoria por detrás. A fórmula tem em conta o diâmetro interior de entrada que é o diâmetro interior do tubo principal de escape D_i , o diâmetro interior de saída D_{is} que possui os valores referidos anteriormente e a co-tangente do ângulo do megafone $Cot A$.

$$L_M = \frac{D_{is} - D_i}{2} \times Cot A \quad (2.7)$$

Nesta fórmula as variáveis D_i e D_{is} têm com unidade milímetro bem como o resultado do comprimento do megafone L_M .

Desta forma é possível confirmar que Bell (1980) tem em conta que o megafone serve como substituição à solução de terminar directamente o tubo principal de escape na atmosfera de forma a obter uma onda de depressão mais forte, aumentando assim a sua eficiência quando esta retorna ao cilindro na altura da lavagem. O dimensionamento deste megafone é baseado exclusivamente na sua experiência na área.

3

MÉTODO DA PROPAGAÇÃO DA ONDA DE PRESSÃO PARA DIMENSIONAMENTO DE UM ESCAPE

3.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo, o dimensionamento do sistema de escape será abordado de uma forma um pouco mais complexa do que o método utilizado por Bell (1980), sendo este método baseado em Blair (1999). Este método, ao contrário do método utilizado no capítulo anterior, avalia a propagação de uma onda de pressão que se forma na conduta de escape no instante de abertura da válvula de escape e calcula o tempo decorrido durante dois percursos de ida e volta, desde a válvula de escape até à ponta de escape, da onda de sobrepressão e correspondente onda de depressão. A onda de sobrepressão evolui no sentido válvula de escape até à ponteira de escape e a onda de depressão evolui no sentido da ponteira do escape até à válvula de escape. O que se pretende é avaliar, para um dado regime de funcionamento do motor qual é o comprimento de tubo de escape que leva a que a chegada da segunda onda de depressão atinja a válvula de escape no período de sobreposição da abertura das válvulas de escape e admissão. Em simultâneo com este vai e vem de ondas de sobrepressão e de depressão processa-se o escoamento dos gases de escape que se admite ocorrer em regime permanente. Apesar de este método ser baseado em Blair (1999), não foi utilizada toda a metodologia deste autor, visto esta ser demasiado complexa para a realização deste primeiro estudo, sendo por isso efectuadas diversas simplificações que permitiram uma maior

facilidade no manuseamento de equações, mas sempre com a preocupação de obter resultados que permitam compreender o que realmente acontece na realidade.

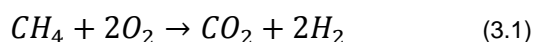
3.2. CONCEITOS TEÓRICOS

3.2.1. COMBUSTÃO

Para conseguir simular o que ocorre ao longo do sistema de escape é necessário saber que tipo de gases o percorre. Características da mistura, desde a viscosidade à razão dos calores específicos, são factores que influenciam de forma directa a velocidade da onda de pressão e a velocidade do escoamento. Como os gases que percorrem o sistema de escape são produtos de combustão, é necessário caracterizar a combustão que ocorre dentro do cilindro do motor.

Combustão é uma reacção química na qual um combustível é oxidado com a consequente libertação de energia, o oxidante usado no motor de combustão interna é o ar, que possui O_2 , e o combustível utilizado nesta simulação será o Octano (C_8H_{18}).

Para descrever combustão é utilizada uma equação química, esta indica, a nível atómico, como os reagentes se associam de forma a resultarem nos produtos da reacção. É designado por reagentes o conjunto entre o combustível e o comburente, sendo que este último no caso de estudo será o ar. De forma a facilitar a compreensão do que se acabou de descrever será dado um exemplo em que o combustível será o Metano (CH_4) e o comburente será o Oxigénio (O_2).



Como se pode verificar na tabela seguinte, a equação química foi acertada para que o número de átomos de cada elemento, C, H, O, dos reagentes seja igual ao número de átomos de cada elemento dos produtos de combustão.

Tabela 3.1

Número de elementos numa combustão.

	Reagentes			Produtos		
	CH ₄	2 O ₂	Total	CO ₂	2 H ₂ O	Total
Nº moléculas de Carbono (C)	1	0	1	1	0	1
Nº moléculas de Hidrogénio (H)	4	0	4	0	4	4
Nº moléculas de Oxigénio (O)	0	4	4	2	2	4

Conhecendo o número atómico de cada elemento é possível saber a massa atómica dos reagentes e produtos, como na anterior equação química se sabe o número de moléculas, através da seguinte fórmula é possível escrever a equação química na forma de balanço de massas.

$$m = M \times n \quad (3.2)$$

Tabela 3.2

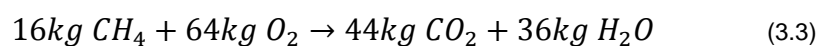
Massa Atómica dos elementos da equação química.

Elemento	Massa atómica
C	12,01
H	1,01
O	16,00

Tabela 3.3

Massa molecular dos reagentes e produtos.

Composto	Massa molecular [kmol/kg]
CH ₄	16,05
O ₂	32,00
CO ₂	44,01
H ₂ O	18,02



Através desta equação química é possível verificar que existe conservação da massa numa combustão, ou seja, que a massa dos reagentes é igual à massa dos produtos, que neste caso é de 80 kg.

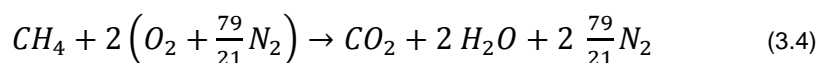
Já aqui foi referido que num motor de combustão interna o comburente utilizado é o ar. Desta forma será necessário substituir na equação química o O₂ por ar, sendo assim, é necessário também conhecer os constituintes do ar, visto este não possuir somente oxigénio.

Tabela 3.4

Composição do ar seco na base molar.

Composto	Quantidade [%]
N ₂	78,09
O ₂	20,95
Ar (Árgon)	0,93
CO ₂	0,03

Como pode ser observado na tabela anterior, a presença do árgon e do dióxido de carbono no ar é quase insignificante quando comparada com a quantidade de azoto e de oxigénio, desta forma, para problemas de combustão estes dois compostos, o árgon e o dióxido de carbono são desprezados, considerando então que o ar é constituído, em volume, por 79 % de azoto e 21 % de oxigénio, sendo este os composto que irão entrar na equação química. Uma equação química com a utilização do ar como comburente possui o seguinte aspecto.



Este tipo de reacção é designada de combustão estequiométrica, isto é, é fornecida a quantidade necessária de comburente para a combustão completa do combustível. Com esta equação é possível calcular a razão ar-combustível, que é nada menos que a massa de ar necessária para queimar 1 kg de combustível.

$$AC = \frac{m_{ar}}{m_{combustível}} \quad (3.5)$$

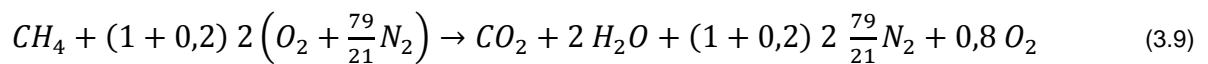
Nem sempre a combustão é estequiométrica, podendo existir excesso e ou defeito d de ar para a quantidade de combustível utilizado. Assim, uma combustão pode ser caracterizada pela sua riqueza r (em combustível). Se houver defeito de ar a mistura é rica, se houver excesso de ar a mistura é pobre, existindo assim três tipos de combustão, estequiométrica, rica e pobre.

$$r = \frac{(AC)_{estequiométrico}}{(AC)_{real}} \quad (3.6)$$

$$1 - d = \frac{1}{r} \quad (3.7)$$

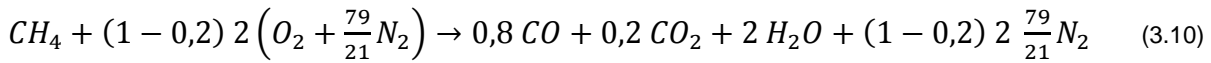
$$1 + e = \frac{1}{r} \quad (3.8)$$

A combustão estequiométrica já foi aqui descrita, no caso de a mistura ser pobre, ou seja excesso de ar, irão aparecer moléculas de O_2 nos produtos de combustão. Para um excesso de ar de 20 % a equação química da combustão que tem vindo a ser utilizada como exemplo terá o seguinte aspecto.

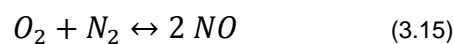
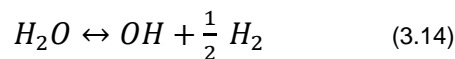
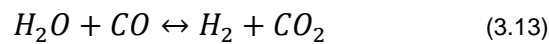
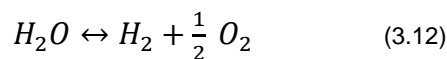
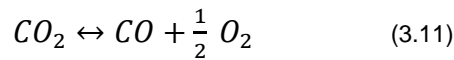


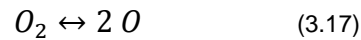
Na situação de haver defeito de ar, não haverá a combustão completa do combustível e irá aparecer como produto de combustão o monóxido de carbono (CO). De facto também poderão aparecer hidrocarbonetos não-queimados ou simplesmente hidrogénio, mas no estudo presente assume-se uma situação mais simples em que o único não-queimado que aparece

será o monóxido de carbono. Desta forma, com um defeito de ar de 20 % a equação química será a seguinte.



Até agora foi possível observar que podem existir como produtos de combustão o monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), moléculas de água (H₂O), azoto (N₂) e oxigénio (O₂), mas estes compostos não são os únicos que surgem nos produtos de combustão, se for feita uma análise aos gases de combustão num motor de combustão interna será possível observar como outras substâncias lá aparecem devido a limitações práticas que afectam a qualidade da mistura entre os reagentes. Por outro lado, como os produtos, após a combustão, se encontram a temperaturas elevadas, acima de 1500 K ocorrem fenómenos de dissociação. Assim sendo, compostos como o H, O, N, H₂, OH, NO, NO₂ e CH₄ podem aparecer como produtos de combustão. Em seguida serão apresentadas algumas das equações químicas que representam a dissociação e a formação de novos compostos.





Para análise de fumos (produtos de combustão) é possível ter dois tipos, análise de fumos húmidos e análise de fumos secos. Em ambos os casos o objectivo é saber qual a proporção de cada constituinte dos produtos, esta análise pode ser feita em termos de número de moles, massa ou volume, ficando a conhecer então a fracção molar x , fracção mássica y e a fracção volúmica z de cada componente existente nos produtos de combustão. A diferença entre análise de fumos húmidos e análise de fumos secos é que na primeira, para o cálculo das fracções, é considerado a presença de H_2O nos produtos de combustão, enquanto que na segunda análise, este composto é desprezado. No caso do escape, os gases saem tão quentes que não há condensação da água pelo que esta tem de ser levada em consideração, ou seja, a composição dos gases de escape terá de ser considerada na base húmida.

$$x_i = \frac{n_i}{n} \quad (3.19)$$

$$y_i = \frac{m_i}{m} \quad (3.20)$$

$$z_i = \frac{V_i}{V} \quad (3.21)$$

Como foi possível observar até agora, o fluido que percorre sai da câmara de combustão e percorre o sistema de escape trata-se de uma mistura de diversos gases. E como foi referido anteriormente, para estudar o escoamento no sistema de escape, é necessário caracterizar esta mistura, ficando a conhecer-se diversos parâmetros que a caracterizarão do ponto de vista

físico. Os parâmetros da mistura mais relevantes para o estudo realizado nesta tese são o calor específico a pressão constante c_P , o calor específico a volume constante c_V , a razão dos calores específicos γ , constante particular do gás R , viscosidade dinâmica μ e a condutibilidade térmica λ . Estes parâmetros da mistura podem ser calculados a partir dos mesmos parâmetros de cada composto e recorrendo às seguintes fórmulas (TEMA, 1999).

$$c_{P_{mistura}} = \sum y_i c_{P_i} \quad (3.22)$$

$$c_{V_{mistura}} = \sum y_i c_{V_i} \quad (3.23)$$

$$\gamma_{mistura} = \frac{c_{P_{mistura}}}{c_{V_{mistura}}} \quad (3.24)$$

$$R_i = \frac{\bar{R}}{M_i} \quad (3.25)$$

$$c_{V_i} = c_{P_i} - R_i \quad (3.26)$$

$$R_{mistura} = c_{P_{mistura}} - c_{V_{mistura}} \quad (3.27)$$

$$\mu_{mistura} = \frac{\sum y_i \mu_i M_i^{\frac{1}{2}}}{\sum y_i M_i^{\frac{1}{2}}} \quad (3.28)$$

$$\lambda_{mistura} = \frac{\sum y_i \lambda_i M_i^{\frac{1}{3}}}{\sum y_i M_i^{\frac{1}{3}}} \quad (3.29)$$

O calor específico a pressão constante, a viscosidade e condutibilidade térmica são valores conhecidos e tabelados para cada composto, \bar{R} , constante universal dos gases perfeitos é também conhecido e possui o valor de 8,314 kJ/(kmol K). A metodologia a utilizar é a seguinte, através da equação 3.25 calcular a constante particular de cada produto, podendo assim, calcular o calor específico a volume constante de cada produto através da equação 3.26, por fim, utilizando as equações 3.22, 3.23, 3.24, 3.27, 3.28 e 3.29 é possível calcular para a mistura, respectivamente, o calor específico a pressão constante, o calor específico a volume constante, a razão de calores específicos, a constante particular da mistura, a viscosidade dinâmica e a condutibilidade térmica.

Concluindo esta análise da mistura dos gases de combustão, é possível saber então os parâmetros necessários do fluido para poder estudar o escoamento que ocorre no sistema de escape de um motor de combustão interna a quatro tempos.

3.2.2. ESCOAMENTO NO SISTEMA DE ESCAPE

Quando um fluido se move a uma velocidade relativamente próxima à velocidade do som, a variação da densidade passa a ser significativa no escoamento e este passa a ser denominado de compressível. Este é o tipo de escoamento que ocorre no sistema de escape de um motor de combustão interna. Devido à queda de pressão no cilindro do motor com a rápida abertura da válvula de escape, é formada uma onda de pressão que impele os produtos de combustão para fora do cilindro. Para melhor percepção deste fenómeno, em seguida apresenta-se uma fotografia de uma ponteira de escape em que é possível observar a onda de pressão à frente das partículas que expele para a atmosfera na forma de um vórtice toroidal, o escoamento das partículas pelo olho do vórtice é tão violento que uma nova onda acústica na frente do vórtice. Assim o barulho emitido pelo escape é composto pela onda de pressão frontal e pela turbulência do fluido no movimento do vórtice.

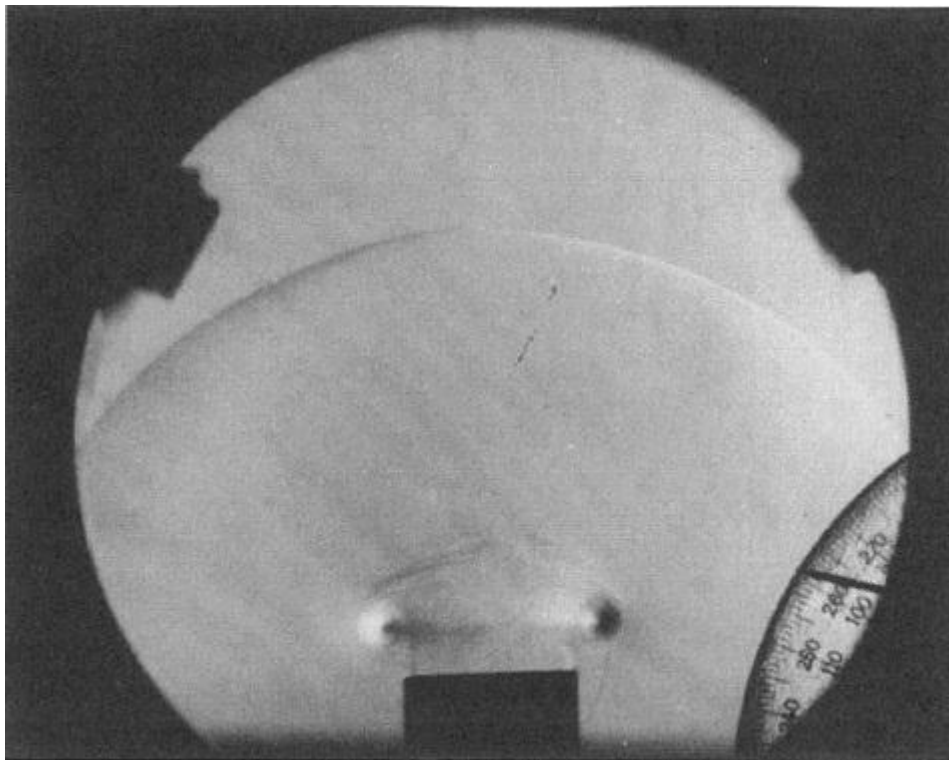


Fig.3.1. Onda de pressão seguida do vórtice toroidal dos gases de escape (Blair, 1999).

O movimento das ondas de pressão de pequena amplitude já é familiar através da nossa experiência com ondas acústicas, vulgarmente conhecidas por som. Algumas experiências do quotidiano com o som podem ajudar a compreender a natureza do escoamento de uma onda de pressão, de amplitude superior às ondas acústicas, encontradas no sistema de escape. Existem dois tipos de ondas de pressão, ondas de sobrepressão e ondas de depressão. A onda de sobrepressão possui uma pressão superior à atmosférica e empurra as partículas no mesmo sentido que propagação dela própria, já a onda de depressão tem uma pressão inferior à atmosférica e provoca um movimento das partículas no sentido oposto à sua propagação. Para melhor compreensão será dado um exemplo de duas ondas acústicas. Uma pessoa, ao gritar um “buh”, faz aumentar a pressão dos pulmões devido à sua contracção, e quando abre a boca forma uma onda de sobrepressão de pequena amplitude, esta onda de sobrepressão deixa a boca e propaga-se até ao ouvido à velocidade do som, cerca de 350 m/s, já as partículas de gás expelido da boca têm uma velocidade muito inferior à do som, aproximadamente 1 m/s, contudo no mesmo sentido que a onda acústica. Já no caso de uma pessoa inspirar, expande os pulmões e a pressão no seu interior cai, isto provoca uma onda de depressão em direcção ao ouvido à velocidade do som, podendo assim ser ouvida a inspiração, porém o ar existente na

atmosfera está a entrar na boca, ou seja, no sentido oposto à propagação do som. Desta forma simples foi possível explicar a formação e a propagação dos dois tipos de onda de pressão. Assim, facilmente se percebe que na abertura da válvula de escape, uma onda de sobrepressão se cria, e que, aquando da queda de pressão no cilindro e conseqüente abertura da válvula de admissão, uma onda de depressão é libertada (Blair, 1999).

Já aqui foi referido que ondas acústicas são ondas de pressão de pequena amplitude. Por exemplo, uma arma disparada a cerca de 200 mm de um ouvido provoca um diferencial de pressão de 2000 Pa, e pode ser considerada a mais alta onda acústica que existe. Um parâmetro a ter em conta em ondas de pressão é a razão de pressão P , que é a razão entre a pressão da onda p e a pressão de referência p_0 . Para pressão de referência é considerada a pressão atmosférica e tem como valor 101325 Pa.

$$P = \frac{p}{p_0} \quad (3.30)$$

Para um gás perfeito, a velocidade do som a pode ser obtida pela seguinte expressão.

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (3.31)$$

Então, a mais forte onda acústica possui uma razão de pressão de 1,02, de acordo com o exemplo do disparo de uma arma de fogo (Blair, 1999). Assim, ondas de pressão com valor a este são consideradas ondas de amplitude finita. As ondas criadas na abertura da válvula de escape possuem valores de razão de pressão na ordem do 1,3. A fórmula para a velocidade das partículas de gás c numa onda de amplitude finita é a seguinte (Blair, 1999).

$$c = \frac{2}{\gamma - 1} a \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{2\gamma}} - 1 \right] \quad (3.32)$$

De forma a simplificar esta e outras equações alguns parâmetros serão levados em conta, um deles é o parâmetro G que representa algumas funções da razão de calores específicos (Blair, 1999).

$$G_3 = \frac{4-2\gamma}{\gamma-1} \quad (3.33)$$

$$G_4 = \frac{3-\gamma}{\gamma-1} \quad (3.34)$$

$$G_5 = \frac{2}{\gamma-1} \quad (3.35)$$

$$G_6 = \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \quad (3.36)$$

$$G_7 = \frac{2\gamma}{\gamma-1} \quad (3.37)$$

$$G_{17} = \frac{\gamma-1}{2\gamma} \quad (3.38)$$

O valor do índice de G possui um significado, para o ar, $G_3=3$, $G_4=4$, $G_5=5$, $G_6=6$, $G_7=7$ e $G_{17}=1/7$, considerando que a razão de calores específicos do ar é igual a 1,4.

Outro parâmetro a ter em conta é a razão de amplitudes de pressão X , que pode ser definida pela seguinte expressão (Blair, 1999).

$$X = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} = P^{G_{17}} \quad (3.39)$$

Assim, introduzindo estes parâmetros na equação da velocidade das partículas 3.32, ela surge com o seguinte aspecto (Blair, 1999).

$$c = G_5 a (X - 1) \quad (3.40)$$

Isto para a velocidade das partículas do gás, que como já foi referido anteriormente é diferente da velocidade da propagação da onda de pressão. A velocidade da onda de pressão para uma onda de amplitude finita é representada por α , e não é nada mais que uma onda de pequena amplitude à velocidade do som nas condições locais em cima das partículas de gás que já estão em movimento, ou seja, a velocidade de uma onda de pressão de amplitude finita é igual à soma da velocidade do som local e da velocidade das partículas do gás.

$$\alpha = a + c \quad (3.41)$$

Como exemplo, considere ar ($\gamma=1,4$ e $R=287$ J/(kg K)) nas seguintes condições, temperatura igual a 293 K, e uma onda de sobrepressão com p igual a 1,2 atm.

$$a = \sqrt{1,4 \times 287 \times 293} = 343,11 \text{ m/s}$$

$$X = 1,2^{\frac{1}{\gamma}} = 1,0264$$

$$c = 5 \times 343,11 \times (1,0264 - 1) = 45,27 \text{ m/s}$$

$$\alpha = 343,11 + 45,27 = 388,38 \text{ m/s}$$

Agora tomando um segundo exemplo, nas mesmas condições que no anterior mas com uma onda de depressão com p igual a 0,8 atm é possível observar a diferença entre ondas em termos numéricos.

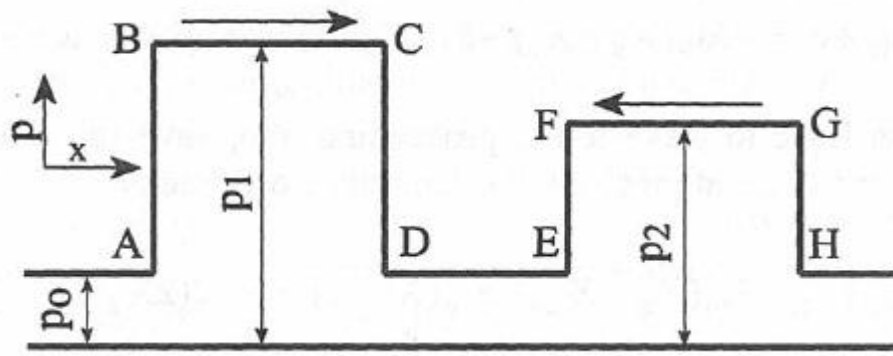
$$X = 0,8^{\frac{1}{7}} = 0,9686$$

$$c = 5 \times 343,11 \times (0,9686 - 1) = -53,83 \text{ m/s}$$

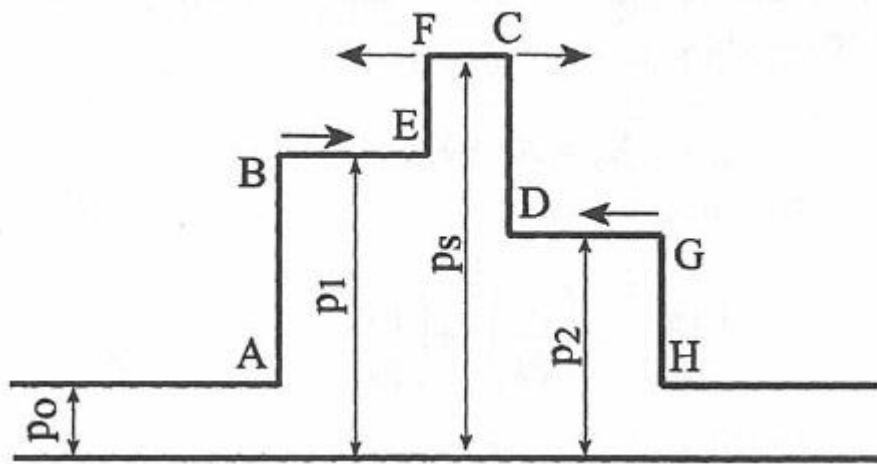
$$\alpha = 343,11 + (-53,83) = 289,29 \text{ m/s}$$

É possível observar que, para o mesmo diferencial de pressão, a onda de sobrepressão possui uma maior velocidade que a onda de depressão enquanto que a velocidade das partículas de gás é superior na onda de depressão. É possível também verificar, no caso da onda de depressão, o sinal oposto entre a velocidade da onda de propagação e a velocidade do escoamento.

Como foi dito na introdução deste capítulo, o percurso da onda de pressão é composto por duas idas, sentido cilindro-atmosfera, e duas voltas, sentido atmosfera-cilindro, ou seja, a onda de pressão irá ser reflectida três vezes, duas reflexões ocorrerão na ponteira do escape e uma junto à válvula de escape do motor. Quando uma onda de pressão encontra uma mudança na área da secção da conduta ela é reflectida, se for uma onda de sobrepressão é reflectida formando uma onda de depressão, se for uma onda de depressão ela reflecte-se numa onda de sobrepressão. Para melhor estudar este fenómeno de reflexão das ondas de pressão será necessário perceber o que acontece quando duas ondas de sentidos opostos se encontram. Quando duas ondas de pressão se cruzam existe um período em que estão sobrepostas, e aqui existe uma pressão de sobreposição p_s . A Fig.3.2. ilustra o que acontece na sobreposição de duas ondas.



(a) Duas ondas de pressão ao encontro uma da outra.



(b) Duas ondas de pressão parcialmente sobrepostas.

Fig.3.2. Sobreposição de ondas de pressão num tubo (Blair, 1999).

Conhecendo a pressão de cada uma das ondas de pressão, é possível saber qual a pressão de sobreposição através das seguintes fórmulas (Blair, 1999).

$$X_s = X_1 + X_2 - 1 \quad (3.42)$$

$$X_s = \left(\frac{p_s}{p_0}\right)^{G_{17}} \quad (3.43)$$

$$c_s = c_1 + c_2 \quad (3.44)$$

Através da equação 3.42 encontra-se o valor da razão de amplitudes de pressões, e com a ajuda da equação 3.43 é possível achar o valor da pressão de sobreposição, através da equação 3.44 é ficado a conhecer o valor da velocidade das partículas no estado de sobreposição.

No caso de estudo, duas das três reflexões, as que ocorrem no fim do tubo de escape encontrando a atmosfera, podem ser ilustradas na Fig.3.3, em que a onda de pressão que atinge a atmosfera é designada de onda incidente, sendo representada por índice i , e que a onda de pressão reflectida é representada por índice r .

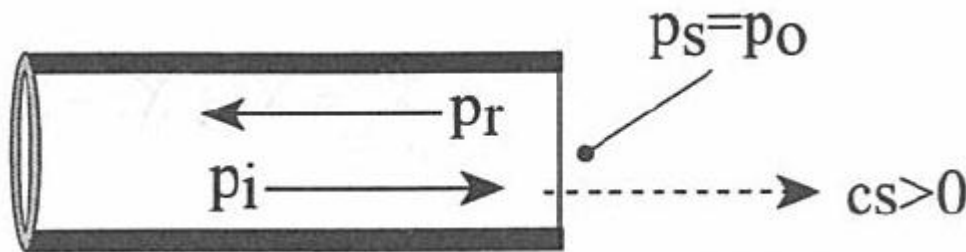


Fig.3.3. Reflexão da onda de pressão em fim de tubo aberto (Blair, 1999).

A suposição lógica que se pode fazer é de que a pressão de sobreposição neste caso é a pressão atmosférica, desta forma, sabendo o valor da pressão da onda incidente é possível ficar a conhecer o valor da pressão da onda reflectida.

$$X_s = X_i + X_r - 1 = 1 \quad (3.45)$$

$$X_r = 2 - X_i \quad (3.46)$$

Através da análise da equação 3.46 confirma-se o que anteriormente foi dito sobre reflexões, se a onda incidente for uma onda de sobrepressão, $X_i > 1$, então a onda reflectida tem valor de X inferior a 1, ou seja, a onda reflectida é uma onda de depressão, no caso da onda incidente ser uma onda de depressão, $X_i < 1$, logo, a onda reflectida tem um X superior a 1, sendo então esta uma onda de sobrepressão.

A terceira reflexão de onda que falta aqui referir é a situação que ocorre quando a onda vem do fim do tubo de escape em direcção ao cilindro e o alcança. Este caso é bastante mais complexo que o caso

explicado anteriormente, a diferença de áreas entre o tubo de escape e o cilindro não é muito grande, quando comparado com a diferença entre o tubo de escape e a atmosfera, tendo também este caso específico restrições de escoamento devido à válvula de escape, o que torna esta situação diferente da reflexão no fim do tubo de escape. A Fig.3.4 pode ilustrar a geometria da cabeça de um cilindro.

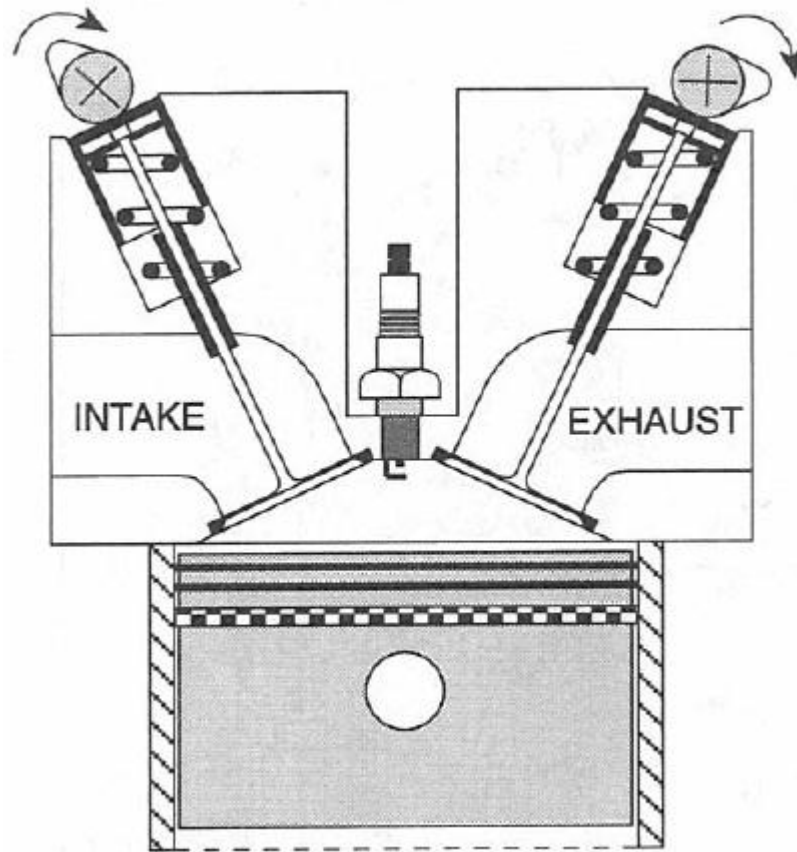


Fig.3.4. Esquema da cabeça de um cilindro (Blair, 1999).

Mas, devido à complexidade desta geometria, irá ser assumido nesta dissertação que a reflexão de onda nesta situação será igual à reflexão conseguida no fim do tubo de escape com a atmosfera, passando assim a ter três reflexões, todas do mesmo tipo, o qual foi totalmente caracterizado anteriormente.

Até agora foi explicado como uma onda de pressão se forma e é reflectida, é preciso agora falar sobre o que acontece ao longo do percurso da onda, ou seja, na sua propagação ao longo do tubo de escape. A velocidade da onda de pressão e a velocidade dos gases de escape não possuem um valor constante ao longo do sistema de escape. Isto deve-se a dois motivos, o primeiro, como se trata de um escoamento, este vai sofrendo uma queda de pressão devido à fricção na parede do tubo, e como já se viu na equação da velocidade dos gases de escape,

quanto menor for a amplitude da pressão menor é a sua velocidade, mas a velocidade da onda pode aumentar ou diminuir dependendo do tipo de onda for, isto é, numa onda de sobrepressão, a velocidade de propagação desta diminui com a redução da velocidade dos gases de escape, já no caso de ser uma onda de depressão, esta vê a sua velocidade ser aumentada se a velocidade das partículas diminuir, devido ao sinal contrário das duas velocidades. O segundo motivo é a diminuição da temperatura ao longo do escape devido às perdas de calor para o exterior. Como se sabe, a velocidade da onda de pressão depende directamente da velocidade do som local, e como pode ser observado na equação 3.31 a velocidade do som depende da temperatura, portanto se a temperatura cai ao longo do tubo de escape, a velocidade do som diminui e consequentemente a velocidade de propagação da onda de pressão também diminui.

No escoamento dentro de um tubo, o fluido em movimento, devido à sua viscosidade, gera forças de reacção na parede do tubo que actuam contra o escoamento provocando assim uma perda de carga nesse mesmo escoamento ao longo do tubo. Conhecendo algumas características do escoamento é possível calcular a perda de carga Δp através da equação seguidamente apresentada, conhecida como a equação de Darcy-Weisbach.

$$\Delta p = f_D \frac{L}{D_i} \frac{v^2}{2} \rho \quad (3.47)$$

A perda de carga, tendo como unidade o Pa, para além de depender de parâmetros conhecidos do escoamento, como a sua velocidade ou a geometria da tubagem, também depende coeficiente de fricção de Darcy f_D , o qual depende também das características do escoamento. Existem diversas fórmulas para calcular este coeficiente, dependendo do tipo de escoamento, laminar ou turbulento, ou então se a tubagem possui paredes lisas ou rugosas, mas a equação geral que serve para todos os casos é conhecida como a equação de Colebrook. Apresenta-se em seguida essa equação, que permite calcular o parâmetro f_D .

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\frac{\varepsilon_D}{D_i}}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f_D}} \right) \quad (3.48)$$

Como se pode verificar, a equação de Colebrook é uma equação implícita, ou seja, a incógnita f_D depende do valor dela própria. Desta forma é necessário um método iterativo para conseguir encontrar o seu valor. De forma a simplificar o método de cálculo utilizado neste capítulo, será utilizada uma equação para o coeficiente de fricção de Darcy que não seja implícita (Branco, 2001).

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -1,85 \log_{10} \left(\left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right)^{0,925} + 10^{-\left(\frac{(\log_{10} Re_D)^{1,285}}{1,804 Re_D^{0,0073}} \right)} \right) \quad (3.49)$$

Onde Re_D é definido por,.

$$Re_D = \frac{\rho v D_i}{\mu} \quad (3.50)$$

Alguns autores, principalmente autores oriundos do Reino Unido, o caso de Blair (1999), em vez de utilizarem o coeficiente de fricção de Darcy, utilizam outro, denominado coeficiente de fricção de Fanning f_F , que não é mais que um quarto do coeficiente de fricção de Darcy.

$$f_F = \frac{f_D}{4} \quad (3.51)$$

Se se utilizar então o coeficiente de fricção de Fanning a equação para a queda de pressão no tubo passa a ser a seguinte.

$$\Delta p = 2 f_F \frac{L}{D_i} v^2 \rho \quad (3.52)$$

Para calcular a perda de carga numa tubagem de secção circular é necessário conhecer a velocidade do escoamento v , o comprimento do tubo L , o diâmetro interior do tubo D_i , a rugosidade do tubo ε_D , a massa volúmica do fluido ρ e a viscosidade dinâmica do fluido μ .

Agora é necessário caracterizar as perdas de calor para o exterior, os gases de escape estão claramente mais quentes que o ambiente exterior, levando assim a uma transferência de calor para a atmosfera.

No caso de estudo desta dissertação existem três diferentes modos de transferência de calor, convecção forçada, condução e radiação. No caso de um escoamento num tubo, o que ocorre no caso de estudo desta dissertação, existe a combinação dos três modos de transporte. Devido ao movimento do fluido dentro do tubo ocorre convecção forçada, depois o calor atravessa a parede da tubagem por condução, e por fim para o exterior existe convecção, forçada ou natural dependendo do estado no exterior, e radiação. A imagem seguinte ilustra o que foi agora explicado ajudando assim na compreensão do que acontece na realidade.

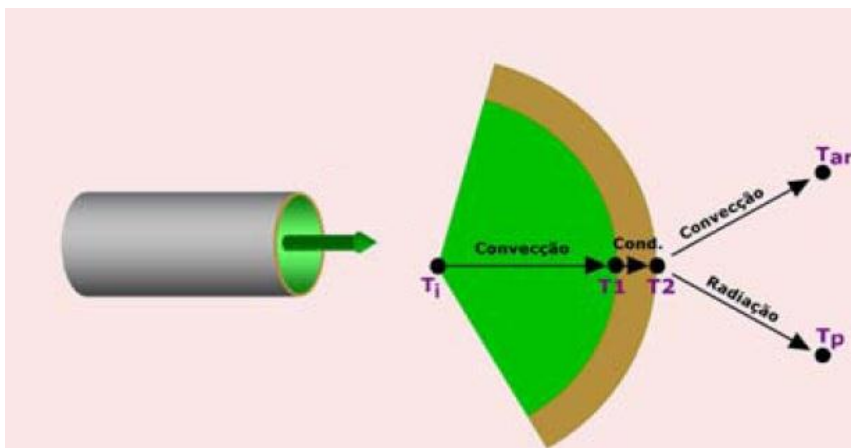


Fig.3.5. Mecanismos de transferência de calor no escoamento dentro de um tubo (TC, 2009).

Para o cálculo de transferência de calor nesta situação pode ser utilizada uma analogia reo-eléctrica.

$$R_{el\acute{e}ctrica} = \frac{\Delta V}{i} \quad \Rightarrow \quad R_{t\acute{e}rmica} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}}$$

Assim, para calcular o fluxo de calor libertado por unidade de área para o exterior utiliza-se uma resistência equivalente.

$$\dot{q} = \frac{\Delta T}{R_{eq}} \quad (3.53)$$

No caso do escoamento no interior de um tubo, em que existem quatro resistências, a convecção interior e a condução estão em série com a convecção exterior e a radiação, estando estas duas últimas em paralelo entre si. A figura seguinte pretende elucidar melhor o que foi agora explicado sobre a resistência equivalente deste caso.

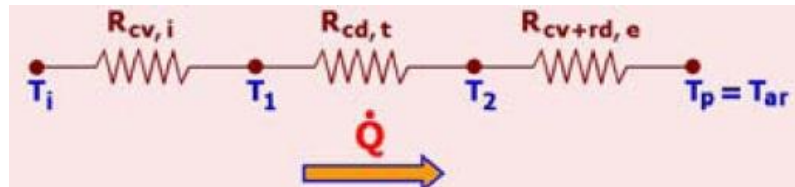


Fig.3.6. Resistência equivalente no escoamento interior a um tubo (TC, 2009).

As fórmulas para calcular a resistência equivalente em série e em paralelo não são iguais e serão seguidamente apresentadas.

$$R_{eq\,série} = \sum_{i=1}^n R_i \quad (3.54)$$

$$\frac{1}{R_{eq\parallel}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} \quad (3.55)$$

Se em seguida, se se aplicar as equações 3.54 e 3.55 no caso de estudo é possível obter a seguinte equação para o fluxo de calor libertado para o exterior.

$$\dot{q} = \frac{\Delta T}{R_{cv,i} + R_{cd} + \frac{1}{\frac{1}{R_{cv,e}} + \frac{1}{R_{rad}}}} \quad (3.56)$$

Em que,

$$R_{cv,i} = \frac{1}{\alpha_{cv,i}} \quad (3.57)$$

$$R_{cd} = \frac{\Delta x}{\lambda} \quad (3.58)$$

$$R_{cv,e} = \frac{1}{\alpha_{cv,e}} \quad (3.59)$$

$$R_{rad} = \frac{1}{\alpha_{rad}} \quad (3.60)$$

As resistências de convecção e a radiação dependem de um coeficiente de convecção α , enquanto que a resistência térmica da condução é função da espessura da parede Δx e da condutibilidade térmica do material λ . No método utilizado neste capítulo a condução na parede da tubagem será desprezada, considerando assim que a temperatura na face interna do tubo é igual à temperatura da face externa. Falta então mostrar como se calcula os coeficientes de convecção e o coeficiente de radiação.

Começando pelo coeficiente de convecção interior, este depende do número de Nusselt Nu , da condutibilidade térmica do fluido λ e do diâmetro da tubagem D_i .

$$\alpha_{cv,i} = \frac{Nu_D \lambda}{D_i} \quad (3.61)$$

Para a situação considerada uma equação que pode ser utilizada para o cálculo do Nu_D é a seguinte (TC, 2009),

$$Nu_D = 0,036 Re_D^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{D_i}{L}\right)^{0,055} \quad (3.62)$$

Onde Pr pode ser calculado através da seguinte expressão,

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (3.63)$$

Agora para a convecção exterior, o calor perdido pela parede exterior do tubo de escape pode ser retratado de duas formas. Devido à forma e à posição do escape de um motociclo, observado na Fig.3.7, o escoamento do ar exterior, devido ao movimento da moto, pode ser de duas formas em relação ao tubo de escape.



Fig.3.7. Sistema de escape Arrow Street 2T.

Se se dividir o tubo escape em duas partes, a primeira, na qual o tubo está posicionado verticalmente, o tipo de escoamento considerado pelo ar é um escoamento transversal a um cilindro. A equação para calcular o coeficiente de convecção exterior neste caso é igual à utilizada para o escoamento interior a um tubo, ou seja, a equação 3.61, excepto o facto de se usar agora o diâmetro exterior desse mesmo tubo. Para cálculo do número de Nusselt relativamente ao exterior, é utilizada a seguinte equação (TC, 2009),

$$Nu_D = C Re_D^n Pr^{1/3} \quad (3.64)$$

Onde C e n são coeficientes que dependem do número de Reynolds do escoamento e que podem ser encontrados na seguinte tabela.

Tabela 3.5

Coefficientes para cálculo de Nu_D em escoamento transversal a um cilindro.

Re_D	C	n
0,4 a 4	0,989	0,33
4 a 40	0,911	0,385
40 a 4000	0,683	0,466
4000 a 40000	0,193	0,618
40000 a 400000	0,0266	0,805

Já na segunda parte do tubo, como está posicionado de forma oblíqua ao escoamento, depara-se com a dúvida sobre qual o tipo de escoamento do ar em redor do tubo, de certa forma, na primeira parte do tubo o ar movimenta-se de forma transversal ao cilindro, enquanto que na outra parte do tubo o ar movimenta-se de forma longitudinal. Então duas opções podem ser tomadas, na primeira parte considera-se o escoamento do ar transversal a um cilindro, e seguidamente para o restante do tubo de escape considera-se que o escoamento do ar exterior relativamente ao tubo de escape é análogo ao escoamento relativo a uma placa plana. Utiliza-se então as seguintes equações para o coeficiente de convecção e o número de Nusselt (TC, 2009).

$$\alpha_{cv,e} = \frac{Nu_L \lambda}{L} \quad (3.65)$$

$$Nu_L = 0,332 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.66)$$

$$Re_L = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (3.67)$$

É utilizada a equação 3.66 para cálculo do número de Nusselt tendo em consideração que o escoamento do ar ao longo do tubo de escape é do tipo laminar, para ser classificado como laminar deve possuir um Re_L inferior a 500000, e para uma velocidade de escoamento exterior de 60 km/h, velocidade adoptada neste método, o escoamento possui um Re_L casa dos 100000, logo é laminar. Para cálculo do coeficiente de radiação utiliza-se a seguinte equação,

em que ε é a emissividade de um corpo, que neste caso será considera o tubo como corpo negro e terá o valor 1 e σ é a constante de Stefan-Boltzmann com o valor de $5,67E-8 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$.

$$\alpha_{rad} = \varepsilon\sigma(T_i^2 + T_e^2)(T_i + T_e) \quad (3.68)$$

Com o que foi referido neste subcapítulo, é possível compreender o que ocorre no tubo de escape desde que a onda de sobrepressão, na altura em que a válvula de escape abre, até à altura em que a segunda onda de depressão chega ao cilindro, no período de sobreposição da abertura das válvulas de escape e admissão, mesmo nos instantes em que irá ocorrer o fecho da válvula de escape. Esta coincidência temporal é desejada de modo a que a depressão existente no tubo de escape, isto é do lado de fora da válvula de escape, ou o que é o mesmo no exterior de cilindro, permita uma extracção extra de mais gases não queimados melhorando-se assim o processo de lavagem do cilindro. Observou-se também a importância de certos factores que ocorrem neste período de tempo na velocidade da onda de pressão, como a perda de carga devido à fricção dos gases de escape na parede do tubo, e a variação da temperatura ao longo do tubo de escape devido à transferência de calor para o meio ambiente.

3.3. MODELO COMPUTACIONAL

Como foi dito anteriormente, o objectivo desta dissertação é encontrar um método simples para dimensionar sistemas de escape de um motor de combustão interna a quatro tempos de forma a melhorar a performance do motor, e a forma de melhorar esta performance, através do sistema de escape, é aumentar a quantidade de ar que é admitida no cilindro, aumentando assim o combustível que entra na câmara de combustão, desta forma é aumentada a potência por ciclo do motor. E a forma de aumentar a quantidade de ar admitida é de utilizar uma onda de depressão de forma a aumentar a sucção do ar. Todo este processo de movimentação da onda de pressão foi explicado anteriormente e foi possível observar que o escoamento no sistema de escape depende de diversos factores, portanto é agora necessário o modelo matemático desta teoria para um determinado regime de funcionamento e conhecer qual o comprimento do tubo de escape para utilizar da melhor forma o efeito da onda de depressão na admissão de ar. A melhor forma de simular este escoamento é utilizar um método

computacional, que facilita imenso a resolução de todas as equações, permitindo alterar-se as condições de operação do motor e chegando-se rapidamente a soluções que satisfaçam os objectivos pretendidos. Salienta-se mais uma vez que a aproximação teórica adoptada é relativamente simples, havendo actualmente modelos matemáticos mais complexos mas cuja aplicação obrigaria a um maior investimento temporal e em capacidade de cálculo.

O programa utilizado no método computacional é o EES. EES é o acrónimo para Engineering Equation Solver, e é capaz de resolver sistemas de equações complexas e com diversas variáveis. A vantagem de utilizar este programa na área de energia térmica é que possui diversas bibliotecas de propriedades físicas necessárias à análise termodinâmica, mecânica de fluidos e de transferência de calor. Como o EES possui também implícitas diversas funções matemáticas, todo o procedimento de elaboração do programa fica bastante simplificado.

O primeiro passo a realizar no método computacional utilizado é calcular as características dos gases de escape. Anteriormente foi dedicado um subcapítulo para o estudo da combustão e baseado nessa análise irão ser agora encontrados os parâmetros que poderão definir as propriedades físicas da mistura de gases que escapam do cilindro dirigindo-se para a atmosfera atravessando então o sistema de escape. O EES possui uma rotina que permite conhecer a composição química dos gases de combustão para uma dada equação química de combustão, esta rotina tem o nome “Chemical Equilibrium Library” e pode ser descarregada na página oficial da *f-chart*. O funcionamento desta rotina é a seguinte, insere-se um conjunto de valores de entrada e a rotina o valor apresenta a fracção molar de cada produto de combustão. Os valores de entrada são a razão entre a quantidade de cada elemento e a quantidade do elemento oxigénio (O), ou seja, a razão entre carbono e oxigénio (C/O), a razão entre hidrogénio e oxigénio (H/O) e a razão entre azoto e oxigénio (N/O), é de referir que estas razões são a nível molar. Para se introduzir estes dados é necessário conhecer a equação química da combustão. O combustível utilizado nesta simulação é o Iso-Octano (C_8H_{18}), maior constituinte da gasolina e a mistura ar-combustível será rica sendo utilizado um defeito de ar de 20 %. Utilizou-se este tipo de mistura mas podia ter sido simulado qualquer outro tipo de mistura ou outro valor de defeito de ar, simplesmente foi necessário escolher um tipo de mistura e evidencia experimental comprova que para um motor Otto com este tipo de mistura consegue-se uma maior binário e potência do que com uma mistura estequiométrica ou uma mistura pobre. O gráfico apresentado na Fig.3.8 ilustra então a variação de binário

com o excesso/defeito de ar. A tabela seguinte mostra algumas características do combustível utilizado.

Tabela 3.6

Propriedades termoquímicas do Iso-Octano.

Combustível	M [kg/kmol]	ρ [kg/m ³]	Temperatura de auto-inflamação [°C]
Iso-Octano C ₈ H ₁₈	114,26	0,702	670

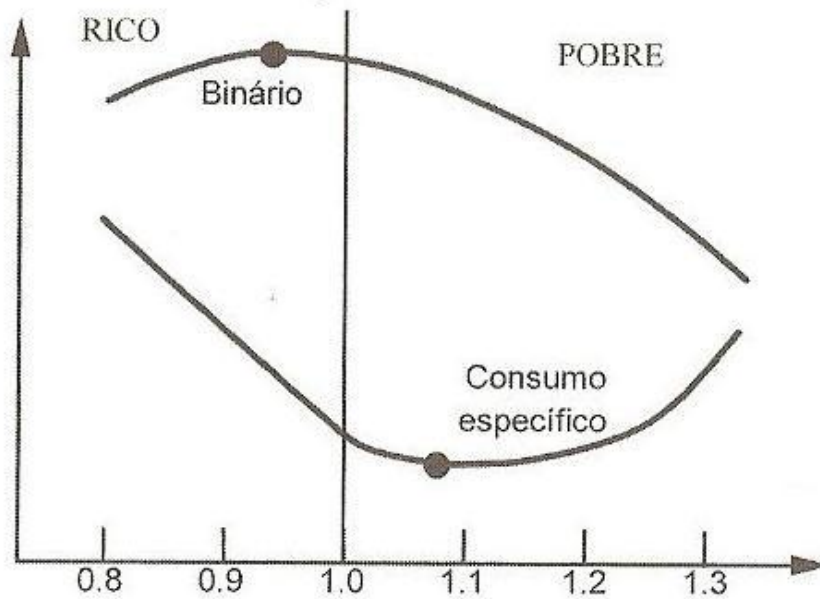
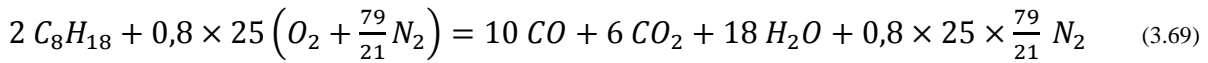


Fig.3.8. Relação do binário e do consumo específico com o excesso/defeito de ar (Martins, 2006).

É possível agora escrever a equação química para a combustão do combustível indicado para as condições referidas, que é apresentada em seguida na suposição de que apenas o carbono sofre queima incompleta a CO e de que não há fenómenos de dissociação.



Conhecendo desta forma a equação química da combustão é possível calcular as razões a inserir na rotina do programa EES para se ficar então a conhecer a análise de fumos húmida dos gases de escape na base húmida.

Tabela 3.7

Razões molares dos elementos dos reagentes.

Razão	Valor
C/O	$\frac{2 \times 8}{0,8 \times 25 \times 2} = 0,4$
H/O	$\frac{2 \times 18}{0,8 \times 25 \times 2} = 0,9$
N/O	$\frac{0,8 \times 25 \times 79 / 21 \times 2}{0,8 \times 25 \times 2} = 3,72$

Inserindo então estes dados na rotina do EES, ela calcula e apresenta as fracções molares dos produtos de combustão. Esses resultados serão apresentados mais adiante na análise de resultados, visto que o que se pretende neste capítulo é explicar o modelo computacional usado.

Como foi explicado anteriormente, as características da onda de pressão não são constantes ao longo do tubo de escape, os valores de velocidade, temperatura e pressão da onda de pressão e dos gases de escape vão variando à medida que percorrem o tubo de escape, desta forma não se pode simplesmente calcular a perda de carga e a perda de calor para o tubo inteiro utilizando assim uma única velocidade da onda, o tempo que a onda levaria a percorrer o tubo seria um valor bem menor do que acontece na realidade, sabendo que a velocidade da onda vai diminuindo ao longo do seu primeiro percurso. Então o método a utilizar para que a simulação seja próxima da realidade é o de utilizar malhas, ou seja, dividir o tubo de escape em segmentos, e para cada segmento calcular a perda de carga e de calor, obtendo assim diferentes velocidades para cada segmento. Para um dado comprimento do tubo de escape, quanto maior fosse o número de elementos, ou seja, quanto mais refinada fosse a malha, mais próxima da realidade estaria a simulação, mas por motivos de programação e capacidade do programa, para não ficar muito sobrecarregado irá ser utilizado uma malha com dez elementos. A malha de elementos pode ser representada na figura seguinte.

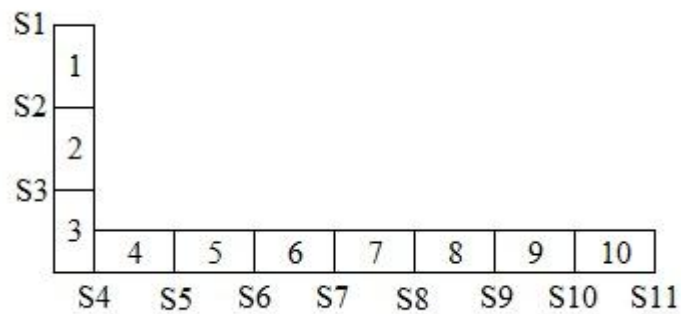


Fig.3.9. Malha de elementos para o tubo de escape, para qual se assume uma forma em L.

Desta forma, como se pode verificar na Fig.3.9, existirão onze secções com diferentes valores de pressão e temperatura, então, no início de cada elemento, a velocidade dos gases de escape e da onda de pressão serão diferentes, provocando assim nos elementos perdas de carga e perdas de calor diferentes. Neste método cada elemento, depende do que aconteceu no elemento anterior, ou seja o estado no início de um elemento é o estado no fim do elemento anterior. Para que este método funcione é necessário conhecer as condições iniciais. Como foi dito, este método é baseado em Blair (1999), e o autor refere no seu livro em algumas simulações, que o valor da pressão para a onda de pressão à saída do cilindro é de aproximadamente 1,3 atmosferas, já que segundo o referido autor este é um valor típico para o motor Otto. Este valor podia ser calculado, mas exigia grande complexidade de cálculos devido a geometria da válvula de escape, e também seria necessário simular todo um ciclo para saber qual a pressão dentro do cilindro num determinado momento da abertura da válvula de escape, assim sendo optou-se considerar um valor próximo da realidade aconselhado pelo autor. No que corresponde à temperatura à saída do cilindro, ou seja, no início do tubo de escape, esta pode variar entre 400 a 600 °C e por isso neste trabalho serão simuladas ondas de pressão para 400, 500 e 600 °C. É também necessário conhecer algumas propriedades físicas do fluido como o calor específico a pressão constante c_p , o calor específico a volume constante c_v , a razão dos calores específicos γ , constante particular do gás R , viscosidade dinâmica μ e a condutibilidade térmica λ , através dos dados obtidos na rotina do EES. Em conjunto com as fórmulas apresentadas no subcapítulo sobre combustão é possível encontrar todos estes parâmetros para o estado inicial do tubo de escape. Estes valores iniciais serão apresentados na análise de resultados.

Focada a atenção para um único elemento, a imagem seguinte pretende ilustrar o que nele ocorre.

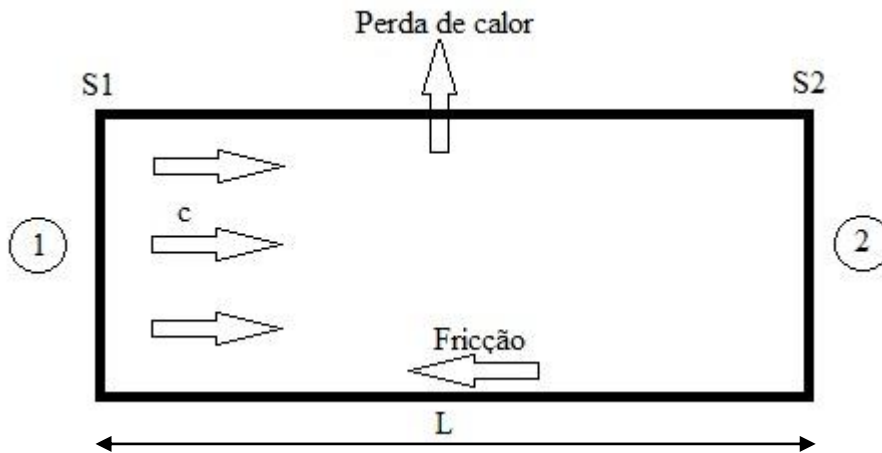


Fig.3.10. Perdas num elemento da malha do tubo de escape.

Como a temperatura do escoamento viscoso varia devido às perdas térmicas, as propriedades dos gases de combustão também variam, então é necessário para cada novo elemento de malha voltar a calcular as suas propriedades. Existem então fórmulas que permitem determinar a evolução da viscosidade dinâmica (White, 1979) e da condutibilidade térmica de um gás (Kanuty, 1975) com a temperatura.

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,67} \quad (3.70)$$

$$\lambda = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,94} \quad (3.71)$$

Relativamente ao calor específico a pressão constante o método a utilizar é de consultar a biblioteca do EES para saber o c_p de cada produto de combustão para determinada temperatura e sabendo a fracção molar de cada calcula-se o c_p da mistura. Então neste modelo computacional, para cálculo da perda de carga e perda de calor num elemento, utilizam-se as propriedades no início do próprio elemento, obtendo então os valores de pressão e temperatura no fim desse elemento, que servem para o cálculo de propriedades do elemento

seguinte e por aí em diante. Para que o EES calcule tudo isto para cada elemento é necessário utilizar a função “duplicate”. Para ficar a conhecer a pressão no fim de cada elemento no primeiro percurso de ida da onda de pressão, escreve-se da seguinte forma:

```
duplicate i=1;n
...
...
...
p[i+1]=p[i]-dp[i]
end
```

Claro que pelo meio da função é preciso realizar todos os cálculos para conhecer a perda de carga no elemento para ficar a conhecer a nova pressão do fim do elemento. Para conhecer a temperatura no final de cada elemento também no primeiro percurso da onda, é necessário calcular a perda de calor no elemento, escrevendo depois numa rotina o seguinte:

```
duplicate i=1;n
...
...
...
Q_dot[i]=m_dot[i]*c_p[i]*(T[i]-T[i+1])
end
```

É necessário conjugar as funções para a perda de carga e para a perda de calor, pois a velocidade da onda depende da temperatura e da pressão. Assim, conhecendo a velocidade da onda de pressão em cada elemento é possível calcular quanto tempo esta demorou a percorrer cada elemento, basta para tal escrever a seguinte função:

```
duplicate i=1,n
dt[i]=L/alpha[i]
end
```

Isto para o primeiro percurso de ida da onda de pressão, depois é necessário inserir no modelo as equações de reflexão para obter a onda de depressão. Agora no primeiro caminho de volta da onda de pressão, assim como nos outros dois que se seguirão, um novo de ida e um final de volta, não existe necessidade de se calcular a perda de calor para o exterior do tubo de escape. Este cálculo só se faz uma vez. Em regime permanente, estão sempre a sair gases de escape do motor, portanto quando a onda regressa ao cilindro encontra gases à temperatura definida naquele ponto no primeiro percurso de ida, sendo então somente necessário inserir uma função para cálculo de perdas de carga e de velocidades da onda. Para

o segundo percurso de ida e para o segundo percurso de volta o gradiente de temperaturas está também definido utilizando então o mesmo método para cálculo de pressões e velocidades utilizados para os primeiros percursos de ida e de volta.

Somando depois todos os tempos que a onda de pressão demorou a percorrer cada elemento obtém-se o tempo levou a onda a percorrer todo o caminho, para a passagem em análise (há quatro, dois percursos de ida e dois de volta). Somando todos os comprimentos dos elementos da malha obtém-se o comprimento total do tubo de escape.

Resta agora combinar o tempo que demora desde a abertura da válvula de escape até ao período de sobreposição de abertura de válvulas de escape e admissão com o tempo que a onda de pressão vai demorar a percorrer dois percursos de ida e volta. Foi optado dois percursos de ida e volta e não um só, pois o tempo que a onda levava a percorrer um só percurso de ida e volta, para um comprimento de tubo de escape típico, era demasiado pequeno em comparação com o tempo da abertura da válvula de escape até ao período de sobreposição de abertura de válvulas, sendo assim necessário um escape demasiado comprido para que a onda de depressão chegasse ao cilindro na altura certa.

O tempo desde a abertura da válvula de escape ao período de sobreposição de abertura de válvulas depende de dois factores, velocidade do motor N e o ângulo de abertura da válvula de escape. Através da velocidade do motor fica-se a conhecer quanto tempo demora a cambota a rodar 360° .

$$t_{360} = \frac{60000}{N} [ms] \quad (3.72)$$

Então, conhecendo o ângulo de abertura da válvula de escape, conhece-se quantos graus passam desde a abertura da válvula de escape até ao período de sobreposição de abertura de válvulas. O gráfico da Fig.3.11 pretende ilustrar o período entre estes dois acontecimentos.

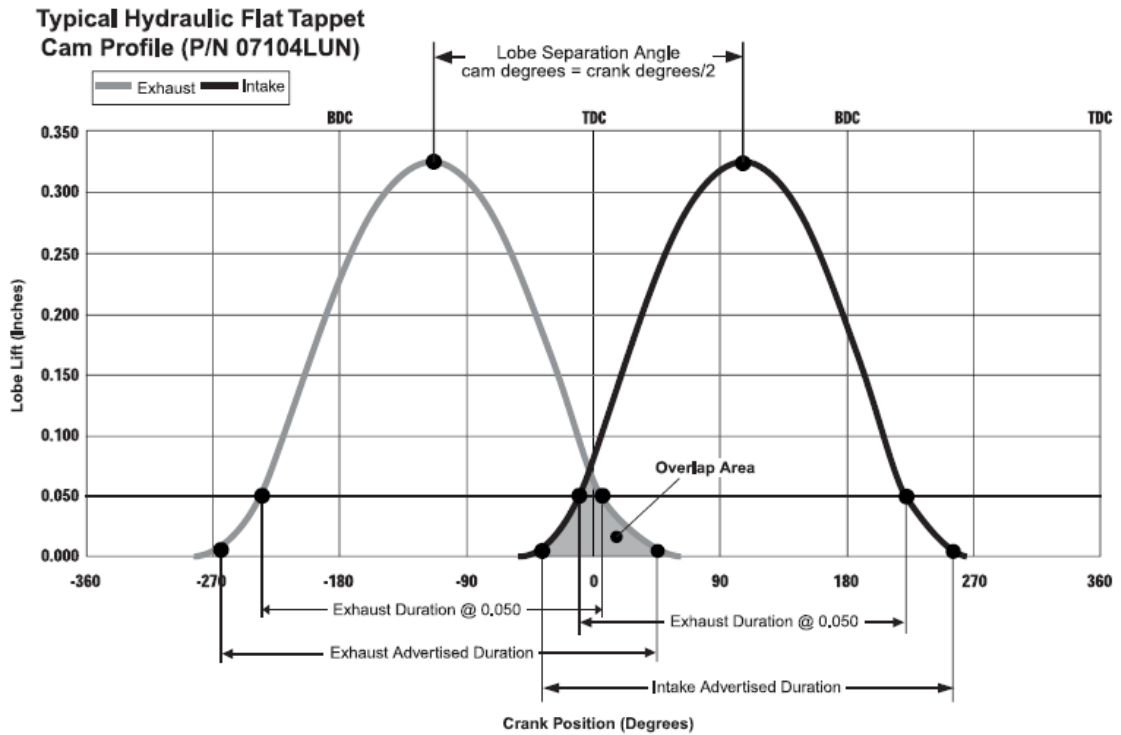


Fig.3.11. Gráfico representativo da abertura das válvulas de escape e admissão (Understanding Cams Profile terms).

Através do gráfico anterior é possível observar que o período entre a abertura da válvula de escape e o período de sobreposição da abertura das válvulas é de aproximadamente o ângulo de abertura da válvula de escape antes do ponto morto inferior mais 180 °. Sabendo então este período em graus é possível através da seguinte equação saber em milissegundos.

$$t_x = \frac{x \times t_{360}}{360} \quad (3.73)$$

Neste modelo computacional, sabendo então, para um dado regime de funcionamento, quanto tempo a onda deve demorar no seu percurso total, é acertar o comprimento de cada elemento, que somando todos os comprimentos se obtém o comprimento do tubo de escape, até se conseguir o tempo desejado. É de referir que o comprimento é igual para todos os elementos. Será feito um estudo para três velocidades de rotação do motor, 4000, 5000 e 6000 RPM e para três diferentes ângulos de abertura da válvula de escape, 30, 50 e 70 ° de abertura antes do ponto morto inferior.

Tabela 3.8

Tempos entre a abertura da válvula de escape e período de sobreposição de abertura das válvulas.

N [RPM]	N [RPS]	t_{360} [ms]	30 °APMI	50 °APMI	70 °APMI
			t_{210} [ms]	t_{230} [ms]	t_{250} [ms]
4000	66,67	15,0	8,75	9,58	10,42
5000	83,33	12,0	7,00	7,67	8,33
6000	100	10,0	5,83	6,39	6,94

Simulando então o modelo programado para três velocidades do motor, para três aberturas de válvula de escape, para três temperaturas iniciais dos gases de escape e para dois diferentes processos de perda de calor obtêm-se 54 situações. Resta então agora correr todas estas situações e analisar os resultados obtidos.

3.4. ANÁLISE DE RESULTADOS

Chegou então a altura de simular, utilizando o modelo computacional descrito anteriormente, e de analisar os resultados obtidos nessas simulações. Em primeiro lugar serão mostrados os resultados obtidos na rotina “Chemical Equilibrium Library” do EES, quando se descreveu esta rotina do EES, cujo objectivo é calcular a fracção molar dos produtos para uma determinada combustão, apresentou-se então a equação química da combustão do Iso-Octano. Mas como foi referido no subcapítulo sobre a combustão, devido à dissociação, os componentes descritos na equação química do Iso-Octano não são os únicos produtos de combustão que vão aparecer na realidade, aparecendo assim outros produtos nos resultados da rotina. Esses resultados estão apresentados na tabela seguinte.

Tabela 3.9

Fracção molar dos produtos da combustão do Iso-Octano.

Produtos	Fracção Molar [%]
CO	1,46
CO ₂	12,83
H ₂ O	9,86
H ₂	5,77
N ₂	69,57
CH ₄	0,51

Conhecendo então a fracção molar e a massa molar de cada produto é possível encontrar a fracção mássica dos respectivos produtos.

Tabela 3.10

Fracção mássica dos produtos da combustão do Iso-Octano.

Produtos	Fracção Mássica [%]
CO	1,48
CO ₂	20,52
H ₂ O	6,46
H ₂	0,42
N ₂	70,83
CH ₄	0,29

É possível observar que os gases de combustão são essencialmente constituídos por dióxido de carbono e azoto. Conhecendo os valores da fracção mássica dos produtos de combustão é possível determinar os calores específicos, a constante particular do gás, a viscosidade dinâmica e a condutibilidade térmica de cada produto. Serão apresentados os valores destes parâmetros para as três temperaturas iniciais utilizadas nas simulações, 400, 500 e 600 °C. Serão utilizadas equações desde a equação 3.22 à 3.29, que também permitem encontrar os parâmetros para a mistura.

Tabela 3.11

Propriedades físicas termodinâmicas dos produtos de combustão a 400 °C.

400°C	R [J/kg K]	c_P [J/kg K]	c_V [J/kg K]	μ [kg/m s]	λ [W/m K]
CO	296,8	1107,7	810,9	3,11E-05	0,04860
CO ₂	188,9	1114,2	925,3	3,06E-05	0,04565
H ₂ O	461,5	2062,3	1600,8	2,45E-05	0,05467
H ₂	4124,0	14573,3	10449,3	1,57E-05	0,31799
N ₂	296,8	1093,5	796,7	3,16E-05	0,04848
CH ₄	518,2	3535,8	3017,6	2,12E-05	0,09918

Tabela 3.12

Propriedades físicas termodinâmicas dos produtos de combustão a 500 °C.

500°C	R [J/kg K]	c_P [J/kg K]	c_V [J/kg K]	μ [kg/m s]	λ [W/m K]
CO	296,8	1130,9	834,1	3,38E-05	0,05412
CO ₂	188,9	1157,0	968,1	3,42E-05	0,05293
H ₂ O	461,5	2133,8	1672,3	2,85E-05	0,06677
H ₂	4124,0	14690,0	10566	1,73E-05	0,35087
N ₂	296,8	1115,5	818,7	3,45E-05	0,05358
CH ₄	518,2	3871,1	3352,9	2,33E-05	0,11933

Tabela 3.13

Propriedades físicas termodinâmicas dos produtos de combustão a 600 °C.

600°C	R [J/kg K]	c_P [J/kg K]	c_V [J/kg K]	μ [kg/m s]	λ [W/m K]
CO	296,8	1153,3	856,5	3,62E-05	0,05937
CO ₂	188,9	1192,9	1004,0	3,75E-05	0,05995
H ₂ O	461,5	2206,6	1745,1	3,25E-05	0,07962
H ₂	4124,0	14833,7	10709,7	1,88E-05	0,38374
N ₂	296,8	1137,3	840,5	3,71E-05	0,05852
CH ₄	518,2	4186,3	3668,1	2,53E-05	0,14018

Tabela 3.14

Propriedades físicas termodinâmicas da mistura dos gases de escape.

Mistura	R [J/kg K]	c_P [J/kg K]	c_V [J/kg K]	γ [-]	μ [kg/m s]	λ [W/m K]
400°C	302,1	1224,7	922,6	1,33	3,06E-05	0,05545
500°C	302,1	1255,5	953,4	1,32	3,36E-05	0,06226
600°C	302,1	1284,9	982,8	1,31	3,64E-05	0,06897

Como era de esperar quanto maior for a temperatura maior é o valor dos calores específicos, viscosidade dinâmica e condutibilidade térmica. Em seguida apresenta-se os mesmos parâmetros, mas para o ar.

Tabela 3.15

Propriedades físicas termodinâmicas do ar seco.

Ar	R [J/kg K]	c_P [J/kg K]	c_V [J/kg K]	γ [-]	μ [kg/m s]	λ [W/m K]
400°C	287	1068	781	1,37	3,26E-05	0,05015
500°C	287	1092	805	1,36	3,56E-05	0,05572
600°C	287	1115	828	1,35	3,85E-05	0,06093

Como se pode observar comparando as duas últimas tabelas, as características termodinâmicas da mistura dos gases de escape são bem diferentes das características termodinâmicas do ar, significando assim, que se fosse utilizado o ar em vez da mistura como fluido no escoamento do sistema de escape para simplificação, provocaria um erro nos resultados finais bastante considerável.

O primeiro passo na simulação está agora concluído, é possível conhecer as propriedades termodinâmicas dos gases de escape necessárias para simular o escoamento dentro do sistema de escape. Antes de apresentar os resultados finais, ou seja, os comprimentos necessários para o tubo de escape de forma a coordenar a chegada da onda de depressão ao cilindro com o período de sobreposição de abertura das válvulas de escape e admissão, serão analisadas duas simulações em detalhe para melhor poder observar o que ocorre no tubo de escape em termos de pressão e temperatura. Serão analisadas duas simulações e não uma devido ao facto de poder haver duas formas de transferência de calor que têm uma importância significativa no campo de temperaturas no tubo de escape. Como foi referido anteriormente, devido à

disposição no espaço do tubo de escape, poderão ser consideradas dois diferentes modos de transferência de calor por convecção para o exterior, escoamento exterior transversal a um cilindro em todo o tubo de escape (tipo 1) e escoamento exterior a um cilindro nos três primeiros elementos mais escoamento exterior em placas planas nos restantes elementos (tipo 2). As simulações analisadas têm como características iniciais uma temperatura de 500 °C e uma razão de pressão de 1,3 para um regime de funcionamento do motor a 5000 RPM e com a abertura da válvula de escape a 50 ° antes do ponto morto inferior.

Tabela 3.16

Campo de temperaturas no tubo de escape.

TC tipo 1			TC tipo 2		
<i>L</i> [mm]	<i>T</i> [K]	<i>T</i> [°C]	<i>L</i> [mm]	<i>T</i> [K]	<i>T</i> [°C]
0	773,15	500	0	773,15	500
100	760,83	487,68	101	760,71	487,56
200	749,11	475,96	202	748,88	475,73
300	737,87	464,72	303	737,54	464,39
400	727,07	453,92	404	731,82	458,67
500	716,66	443,51	505	726,21	453,06
600	706,61	433,46	606	720,7	447,55
700	696,9	423,75	707	715,28	442,13
800	687,51	414,36	808	709,96	436,81
900	678,42	405,27	909	704,72	431,57
1000	669,62	396,47	1010	699,56	426,41

Para melhor análise e comparação da influência da escolha do tipo de transferência de calor será apresentado em seguida um gráfico.

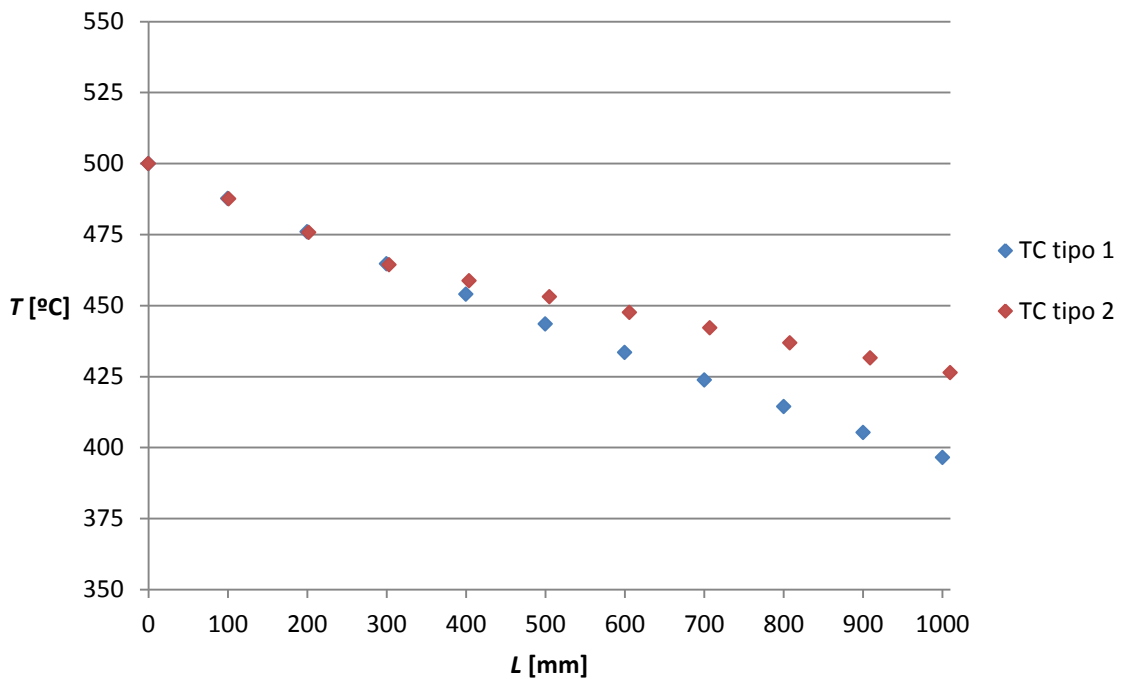


Fig.3.12. Gráfico representativo da variação da temperatura com o comprimento do tubo de escape para dois diferentes tipos de transferência de calor.

Comparando então os dois diferentes tipos de transferência de calor utilizados no modelo computacional é possível observar que a temperatura no final do tubo de escape é inferior na transferência de calor do tipo 1 do que na transferência de calor do tipo 2, cerca de 30°C, significa então que o tipo de transferência de calor utilizado tem alguma importância no perfil de temperatura dos gases em escoamento. No entanto, como se verá mais adiante o resultado final obtido resultará apenas numa diferença de 10 mm no comprimento total do tubo de escape. Observa-se também, que nos três primeiros elementos a temperatura é praticamente igual, visto terem o mesmo modo de transferência de calor, a diferença está então nos restantes sete elementos. Será mostrada em seguida uma tabela e um gráfico com o fluxo de calor entre os gases de combustão e o exterior de cada elemento em ambos os tipos de transferência de calor para melhor ser observado esta diferença entre os dois modos.

Tabela 3.17

Potência térmica libertada pelo tubo de escape para o exterior.

Elemento	\dot{Q} [W]	
	Tipo 1	Tipo 2
1	692,0	698,7
2	654,4	660,6
3	623,5	629,1
4	596,0	315,2
5	571,0	307,0
6	547,8	299,1
7	526,3	291,6
8	506,0	284,4
9	487,0	277,6
10	469,0	270,9

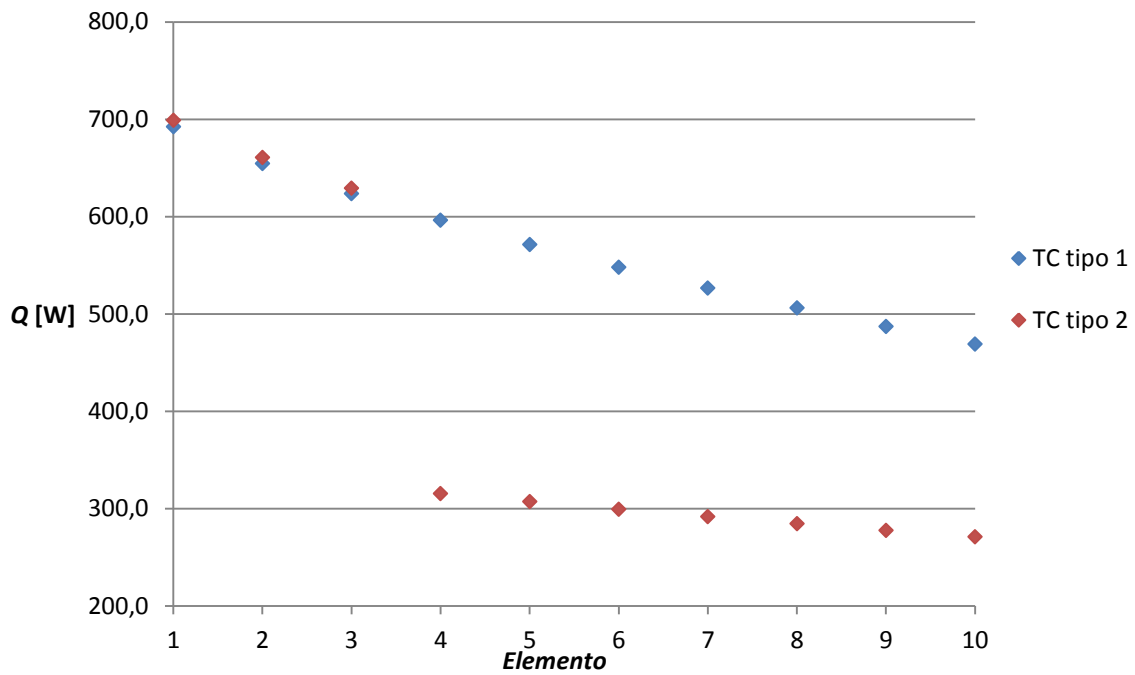


Fig.3.13. Gráfico representativo da potência térmica libertada para o exterior para cada elemento do tubo de escape para dois diferentes tipos de transferência de calor.

Pela observação deste ultimo gráfico confirma-se então que o fluxo de calor perdido para o ambiente utilizando para convecção exterior um escoamento transversal a um cilindro é maior que utilizando um escoamento exterior em placas planas, ou seja, o tubo de escape liberta muito mais calor se o escoamento for perpendicular a ele do que se for paralelo. Como se falou anteriormente, a temperatura tem influência directa na velocidade da onda de pressão. Na vida real o escoamento do ar exterior em volta do tubo de escape será certamente mais complexo do que o considerado nas duas situações aqui avaliadas e a sua análise só por si seria um trabalho muito complexo. Daí apenas ser considerado esta avaliação muito simples.

Em seguida será analisada a variação da pressão ao longo do sistema de escape também para as duas simulações utilizadas na análise da variação da temperatura.

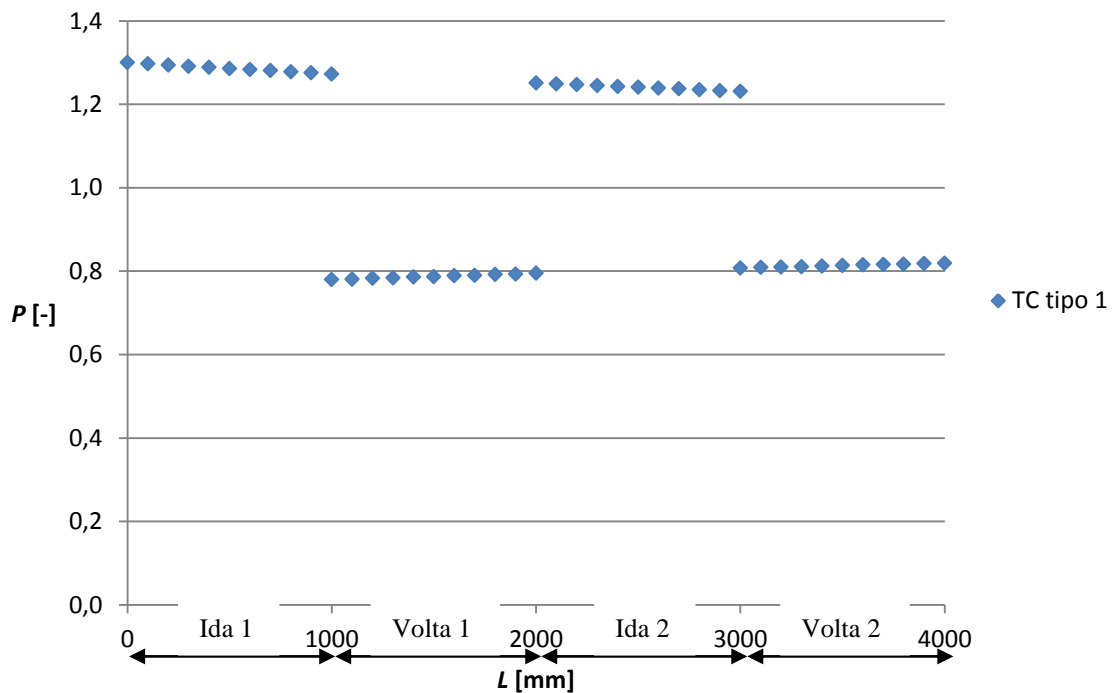


Fig.3.14. Gráfico representativo da variação da pressão ao longo do percurso da onda de pressão usando transferência de calor do tipo 1.

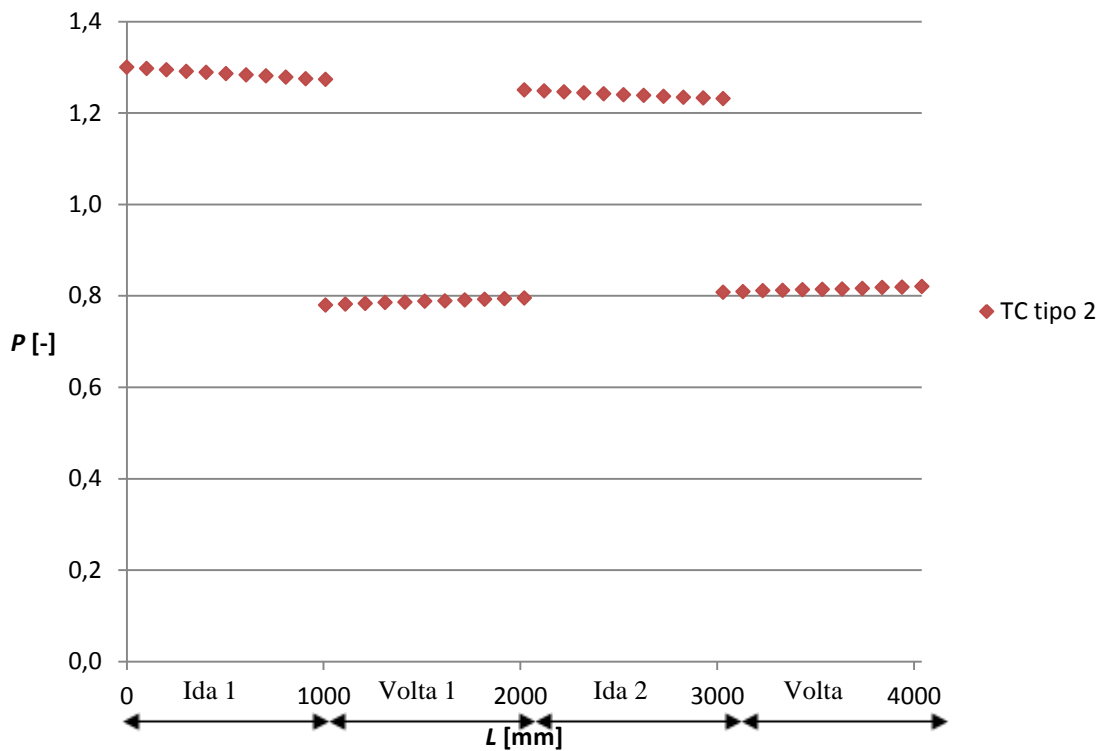


Fig.3.15. Gráfico representativo da variação da pressão ao longo do percurso da onda de pressão usando transferência de calor do tipo 2.

Nestes dois últimos gráficos, que retratam a variação da pressão ao longo do percurso da onda de pressão no tubo de escape, é possível observar, primeiro, a queda de pressão em cada percurso, ou seja, como a onda de pressão enfraquece ao longo do seu percurso, segundo, as reflexões nas extremidades do tubo de escape, como a onda de sobrepessão se transforma numa onda de depressão e vice-versa, terceiro, que a segunda onda de depressão que chega ao cilindro é mais fraca que a primeira que lá chega, portanto o ideal era fazer só um percurso de ida e volta, mas como foi referido anteriormente, seria necessário um escape demasiado comprido, que por motivos de construção tendo em atenção as dimensões dos veículos, não pode ocorrer. Comparando a queda de pressão nos dois diferentes tipos de transferência de calor, esta é praticamente insignificante, no fim do percurso, a diferença entre a pressão da onda entre os dois tipos é de 101 Pa. É possível concluir que a variação da temperatura tem uma maior importância na velocidade da onda do que a que de pressão no escoamento ao longo do tubo de escape.

Após esta análise detalhada a uma determinada simulação, resta então analisar os resultados finais de todas as simulações realizadas, sendo que o resultado final que realmente interessa é o comprimento total do tubo de escape para que a onda de pressão demore o tempo desejado a percorrer o seu percurso. Relembrando o que foi referido anteriormente sobre as condições iniciais para as simulações, foram realizadas cinquenta e quatro simulações, tendo em conta três diferentes temperaturas iniciais, 400, 500 e 600 °C, três diferentes regimes de funcionamento do motor, 4000, 5000 e 6000 RPM, três diferentes ângulos de abertura da válvula de escape, 30, 50 e 70 ° antes do ponto morto inferior e dois diferentes tipos de transferência de calor, tipo 1 e tipo 2, anteriormente descritos. Como foi explicado no subcapítulo da modelagem computacional, conhecendo o tempo do percurso da onda de pressão desejado para cada regime, apresentado na Tabela 3.8, recorre-se a um processo iterativo de ir inserindo valores para o comprimento de cada elemento até encontrar o tempo desejado. Como a menor escala utilizada para o comprimento do elemento foi de 1 mm, o tempo final não dará o valor exacto do valor desejado, existindo assim um pequeno erro, que mais à frente será analisado se tem importância ou não na consistência do resultado. Em seguida será apresentado, em primeiro lugar, o comprimento de cada elemento e o comprimento total do tubo de escape para todas as simulações.

Tabela 3.18

Comprimentos obtidos para o elemento e o tubo de escape tendo em conta a transferência de calor do tipo 1.

<i>T</i> [°C]	<i>N</i> [RPM]	<i>L_{elemento}</i> [mm]			<i>L_{total}</i> [mm]		
		30°APMI	50°APMI	70°APMI	30°APMI	50°APMI	70°APMI
400	4000	107	117	127	1070	1170	1270
	5000	86	94	102	860	940	1020
	6000	72	78	85	720	780	850
500	4000	114	124	135	1140	1240	1350
	5000	91	100	108	910	1000	1080
	6000	76	84	91	760	840	910
600	4000	120	131	142	1200	1310	1420
	5000	97	106	114	970	1060	1140
	6000	81	88	96	810	880	960

Tabela 3.19

Comprimentos obtidos para o elemento e o tubo de escape tendo em conta a transferência de calor do tipo 2.

T [°C]	N [RPM]	$L_{elemento}$ [mm]			L_{total} [mm]		
		30°APMI	50°APMI	70°APMI	30°APMI	50°APMI	70°APMI
400	4000	108	118	128	1080	1180	1280
	5000	86	95	103	860	950	1030
	6000	72	79	86	720	790	860
500	4000	115	125	136	1150	1250	1360
	5000	92	101	109	920	1010	1090
	6000	77	84	91	770	840	910
600	4000	121	132	144	1210	1320	1440
	5000	97	107	116	970	1070	1160
	6000	81	89	97	810	890	970

Serão agora apresentados uma serie de gráficos de forma a estudar a influência do estado inicial e do regime no comprimento total do tubo de escape, ou seja, dos parâmetros temperatura, velocidade do motor e abertura da válvula.

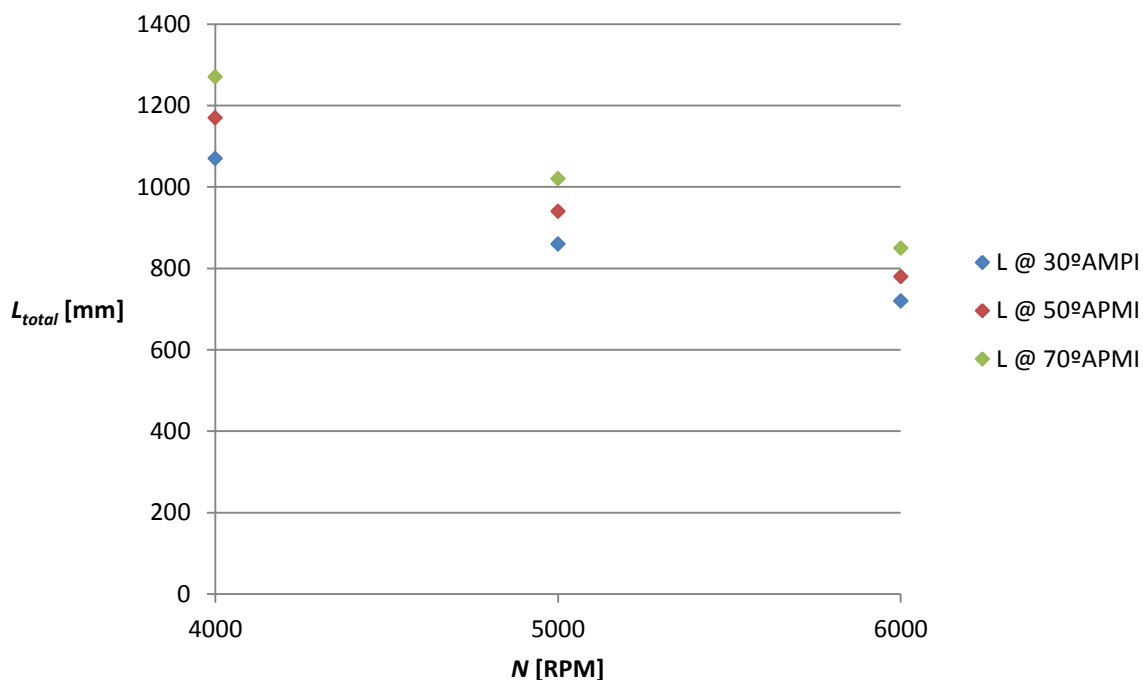


Fig.3.16. Gráfico representativo da variação do comprimento do tubo de escape com a velocidade do motor e o ângulo de abertura da válvula de escape sendo a temperatura inicial de 400 °C.

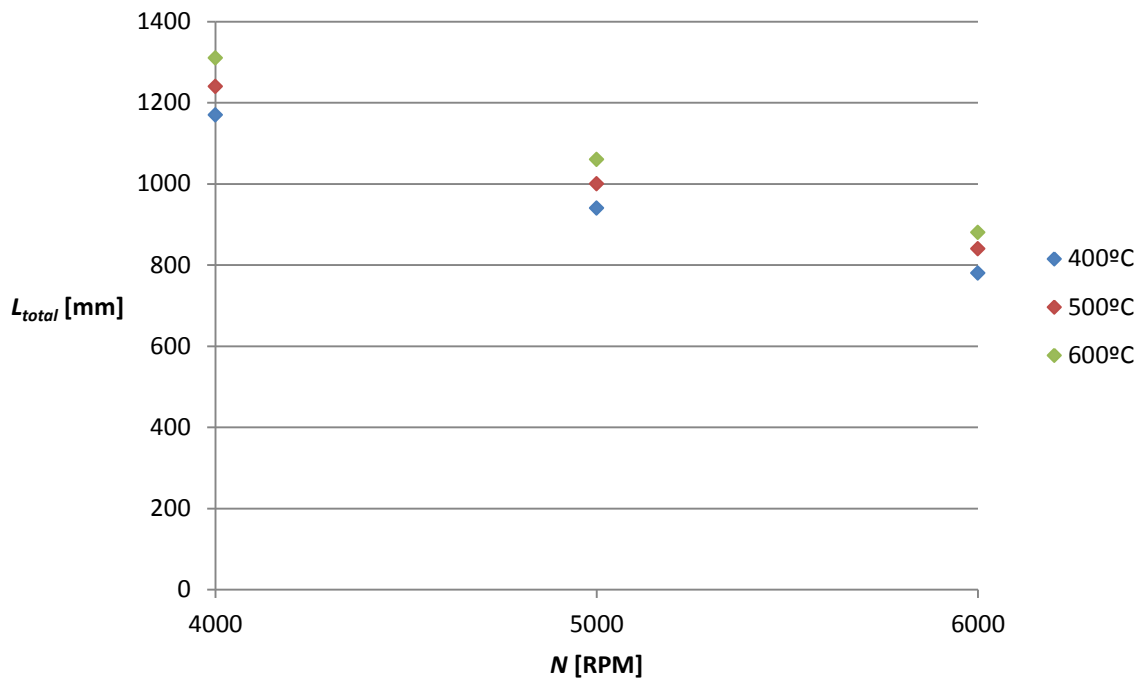


Fig.3.17. Gráfico representativo da variação do comprimento do tubo de escape com a velocidade do motor e a temperatura inicial sendo o ângulo de abertura da válvula de escape 50 °APMI.

Através da análise dos dois últimos gráficos apresentados é possível observar que o comprimento total do tubo de escape diminui com o aumento da velocidade do motor, com o atraso da abertura válvula de escape e com a diminuição da temperatura inicial dos gases de escape. As duas primeiras conclusões já foram anteriormente explicadas no Capítulo 2, mas não é demais recordar, quanto maior é a velocidade do motor, menor é o tempo entre a abertura da válvula de escape e o período de sobreposição de abertura de válvulas, logo menor tem que ser o comprimento do tubo de escape para que a onda chegue na altura certa. Em relação ao ângulo de abertura da válvula de escape, quanto mais tarde a válvula de escape abrir, menor será o tempo entre a abertura desta e o período de sobreposição de abertura das válvulas, logo o comprimento do tubo de escape também terá que ser menor. Observando então a influência da temperatura, factor que Bell (1980) não tinha em consideração, foi aqui demonstrado que a velocidade da onda depende directamente da temperatura, e na análise detalhada feita a duas simulações anteriormente, conclui-se que a temperatura é um factor de alguma importância neste método, então, quanto maior for a temperatura dos gases de escape, maior será a velocidade da onda de pressão, logo o comprimento do tubo de escape terá que aumentar para que a onda chegue ao cilindro na altura indicada.

Como foi dito anteriormente, o tempo que a onda demora a percorrer o seu percurso completo nas simulações não é exactamente igual ao tempo entre a abertura da válvula de escape e o período de sobreposição de abertura das válvulas. Foi então explicado que este erro deve-se ao facto de ter sido utilizado um processo iterativo até se chegar ao valor desejado, utilizando como menor variação para o valor de entrada do comprimento 1 mm. Em seguida serão apresentados os tempos que a onda demorou a percorrer o seu percurso ao longo do sistema de escape e a influência deste erro nas simulações.

Tabela 3.20

Tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso utilizando como transferência de calor o tipo 1.

		<i>t</i> [ms]		
<i>T</i> [°C]	<i>N</i> [RPM]	30°APMI	50°APMI	70°APMI
400	4000	8,76	9,60	10,44
	5000	7,02	7,68	8,35
	6000	5,86	6,36	6,93
500	4000	8,77	9,57	10,44
	5000	6,97	7,67	8,30
	6000	5,80	6,42	6,97
600	4000	8,75	9,59	10,42
	5000	7,03	7,70	8,30
	6000	5,85	6,36	6,96

Tabela 3.21

Tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso utilizando como transferência de calor o tipo 2.

		<i>t</i> [ms]		
<i>T</i> [°C]	<i>N</i> [RPM]	30°APMI	50°APMI	70°APMI
400	4000	8,77	9,59	10,41
	5000	6,97	7,71	8,36
	6000	5,83	6,4	6,97
500	4000	8,77	9,54	10,4
	5000	6,99	7,68	8,30
	6000	5,84	6,38	6,91
600	4000	8,73	9,55	10,44
	5000	6,97	7,70	8,36
	6000	5,81	6,39	6,97

Tabela 3.22

Erro no tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso em comparação com o tempo desejado utilizando como transferência de calor o tipo 1.

<i>T</i> [°C]	<i>N</i> [RPM]	<i>E_a</i> [ms]		
		30°APMI	50°APMI	70°APMI
400	4000	0,01	0,02	0,02
	5000	0,02	0,01	0,02
	6000	0,03	0,03	0,01
500	4000	0,02	0,01	0,02
	5000	0,03	0,00	0,03
	6000	0,03	0,03	0,03
600	4000	0,00	0,01	0,00
	5000	0,03	0,03	0,03
	6000	0,02	0,03	0,02

Tabela 3.23

Erro no tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso em comparação com o tempo desejado utilizando como transferência de calor o tipo 2.

<i>T</i> [°C]	<i>N</i> [RPM]	<i>E_a</i> [ms]		
		30°APMI	50°APMI	70°APMI
400	4000	0,02	0,01	0,01
	5000	0,03	0,04	0,03
	6000	0,00	0,01	0,03
500	4000	0,02	0,04	0,02
	5000	0,01	0,01	0,03
	6000	0,01	0,01	0,03
600	4000	0,02	0,03	0,02
	5000	0,03	0,03	0,03
	6000	0,02	0,00	0,03

É possível observar que o maior erro que ocorre nas simulações em comparação com o desejado é de 0,04 ms. A tabela seguinte mostra quantos graus de rotação na cambota este erro corresponde para os três regimes de funcionamento utilizados nas simulações.

Tabela 3.24

Erro no tempo que a onda de pressão demora a percorrer o seu percurso em graus.

<i>N</i> [RPM]	Rotação da cambota [°]
4000	1,0
5000	1,3
6000	1,6

O maior erro a ocorrer nas simulações é de 1,6°. Quando observado o período de sobreposição da abertura das válvulas de escape e admissão na Fig.3.11, este demora aproximadamente 10°, o tempo desejado é calculado desde a abertura da válvula de escape até meio do período de sobreposição de abertura das válvulas, ou seja, com mais ou menos 1,6°, a onda de pressão ainda chega ao cilindro no período de sobreposição de abertura das válvulas.

Resta finalmente comparar os resultados obtidos através do método descrito neste capítulo com os resultados obtidos através do método utilizado no segundo capítulo proposto por Bell (1980). Este autor utilizou como gama de abertura da válvula de escape 50 a 90 ° antes do ponto morto inferior, como neste capítulo foram simuladas situações para 30, 50 e 70 °, só será possível comparar dados para uma abertura da válvula de escape a 50 e 70 ° antes do ponto morto inferior. Nesta comparação serão utilizados os dados obtidos neste capítulo com a temperatura inicial de 500 °C que é o valor médio das simulações e com os dois tipos de transferência de calor.

Tabela 3.25

Comparação de resultados entre o método do Capítulo 2 e o método do Capítulo 3 tendo em consideração transferência de calor do tipo 1.

<i>N</i> [RPM]	<i>L</i> [mm]					
	Capítulo 2		Capítulo 3		Diferença	
	50°APMI	70°APMI	50°APMI	70°APMI	50°APMI	70°APMI
4000	1165,2	1273,2	1240	1350	74,8	76,8
5000	916,9	1003,3	1000	1080	83,1	76,7
6000	751,4	823,4	840	910	88,6	86,6

Tabela 3.26

Comparação de resultados entre o método do Capítulo 2 e o método do Capítulo 3 tendo em consideração transferência de calor do tipo 2.

<i>N</i> [RPM]	<i>L</i> [mm]					
	Capítulo 2		Capítulo 3		Diferença	
	50°APMI	70°APMI	50°APMI	70°APMI	50°APMI	70°APMI
4000	1165,2	1273,2	1250	1360	84,8	86,8
5000	916,9	1003,3	1010	1090	93,1	86,7
6000	751,4	823,4	840	910	88,6	86,6

Em seguida estão apresentadas as diferenças percentuais dos resultados método do segundo capítulo em comparação com os resultados obtidos no método deste capítulo.

Tabela 3.27

Diferença percentual entre os resultados obtidos pelo método do Capítulo 2 e os resultados obtidos pelo método do Capítulo 3 tendo em consideração transferência de calor do tipo 1.

<i>N</i> [RPM]	<i>E_r</i> [%]	
	50°APMI	70°APMI
4000	6,0	5,7
5000	8,3	7,1
6000	10,5	9,5

Tabela 3.28

Diferença percentual entre os resultados obtidos pelo método do Capítulo 2 e os resultados obtidos pelo método do Capítulo 3 tendo em consideração transferência de calor do tipo 2.

<i>N</i> [RPM]	<i>E_r</i> [%]	
	50°APMI	70°APMI
4000	6,8	6,4
5000	9,2	8,0
6000	10,5	9,5

Observando então a comparação dos resultados obtidos entre os diferentes métodos, a diferença no comprimento total do comprimento do tubo de escape ronda os 8 cm a menos na teoria do segundo capítulo, sendo que estes 8 cm, em teoria, podem provocar que a onda de pressão chegue demasiado cedo ao cilindro, quando a válvula de admissão ainda não abriu. Se o método de Bell (1980) tivesse em consideração o valor da temperatura inicial no tubo de escape, poderia ser um método bastante próximo do realizado neste capítulo.

4

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO

4.1. CONCLUSÕES

A primeira observação a assinalar no fim desta dissertação é de que este tema, melhorar o desempenho de um motor de combustão interna através do dimensionamento do sistema de escape, embora estudado, a divulgação científica e técnica está ainda muito limitada e que a maioria dos conhecimentos está no segredo dos construtores e preparadores de motores de combustão interna. Acontece ainda que muita da informação nesta área é publicada no âmbito das conferências e encontros da SAE e a FEUP não tem acesso à respectiva base de dados, o que levaria a custos elevados de aquisição dessa mesma informação. Por outro lado, o processo de aquisição da referida literatura consumiria tempo o que não era compatível com a calendarização do presente trabalho. Através da pesquisa aqui realizada, noutras bases de dados e artigos científicos que não as da SAE, foi possível observar que já existem alguns artigos sobre este assunto, mas que basicamente explicam muito por alto a teoria da formação e da propagação da onda, apresentado logo em seguida diversos resultados obtidos, sem explicar o método matemático utilizado. Percebe-se então que este tema poderá evoluir bastante ao longo dos próximos anos até chegar a um estado em que todos os autores que o estudam cheguem a um consenso, tanto na base da teoria como nos resultados obtidos, sendo ambos bem explicados ao público.

Segunda conclusão a ser tirada desta dissertação é de que realmente o programa EES é o indicado a utilizar para este tipo trabalhos relacionados com termodinâmica, mecânica dos

fluidos e transferência de calor, desde que a sua extensão seja limitada como foi o caso agora tratado. Para além de possuir diversas funções matemáticas, a sua extensas bibliotecas nestas áreas permite ao utilizador realizar cálculos relativamente complexos de forma rápida e simples utilizando estas bibliotecas para encontrar as propriedades físicas desejadas. Sem estas bibliotecas seria necessário despender mais tempo para encontrar as propriedades físicas necessárias para todos os cálculos e convertê-las e correlações matemáticas de modo a tornar expedito o processo de cálculo.

Outra conclusão a ser tirada, é que o livro de Blair (1999) é uma boa base, quiçá a principal, para quem quiser estudar esta matéria. Este livro possui uma extensa base teórica nesta matéria, desde o funcionamento de um motor de combustão interna, à descrição de tudo o que ocorre no sistema de escape. Para quem tenha poucos conhecimentos sobre motores de combustão interna, este é um bom livro para introduzir o leitor neste mundo, explicando de forma simples todo o funcionamento de um motor de combustão interna. Este livro, apesar de ter diversos resultados para diferentes motores e diferentes regimes de funcionamento, peca por, depois de explicar tão bem a teoria, não mostrar o processo de cálculo, ou seja os modelos computacionais utilizados para encontrar os seus resultados, o que demonstra o que disse anteriormente sobre ser um assunto ainda no “segredo dos Deuses”.

Tendo em conta os resultados finais obtidos neste trabalho, podem ser tiradas duas conclusões. Primeiro, a relação entre o tempo que a onda demora a percorrer o seu percurso e o tempo entre a abertura da válvula de escape e o período de sobreposição de abertura das válvulas de escape e admissão depende principalmente de 5 factores, a velocidade do motor, o ângulo de abertura da válvula de escape, o tipo de mistura dos gases de combustão e a pressão e temperatura à saída do cilindro. Segundo, mesmo um método empírico como o de Bell (1980), com cerca de 30 anos, obtém resultados próximos dos obtidos pelo método baseado em teorias mais recentes Blair (1999), o que comprova que nesta matéria a prática se adiantou bastante à teoria e que só recentemente é que o tema passou a ser estudado, de um modo mais científico, com profundidade.

Por último lugar, foram necessárias realizar diversas simplificações para conseguir arranjar um modelo computacional que simula-se o pretendido nesta dissertação, o que demonstra a complexidade relativamente elevada desta matéria.

4.2. SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO

Devido ao tempo limitado para a realização desta dissertação ficaram alguns assuntos por estudar e que darão óptimos temas para a realização de trabalhos futuros. Um deles seria a introdução de outros componentes no escape, como por exemplo uma panela de escape. Esta adição provocaria mudanças na secção do tubo de escape que iriam ter consequências na propagação da onda. Outro tema interessante seria simular o ciclo Otto para ficar a conhecer as condições exactas de pressão e temperatura na altura da abertura da válvula de escape, estudando então em consequência o escoamento na saída do cilindro para o tubo de escape através da válvula de escape, visto ser de alguma complexidade.

A questão da sobreposição das várias ondas de choque, como resultado da sucessão dos ciclos motores com o funcionamento do motor ao longo do tempo, também é um aspecto relevante, tal como referido em Blair (1999). Contudo o tempo necessário ao tratamento do tema era incompatível com a dimensão do presente trabalho.

É evidente que todo este trabalho de análise teórica e computacional deveria ser suportado por trabalho experimental, o que requeria condições inexistentes actualmente na FEUP.

BIBLIOGRAFIA

- Bell, A. G. (1980), *Performance Tuning in Theory and Practice – Four-Stroke*, Haynes Publishing Group, Somerset.
- Blair, G. P. (1999), *Design and Simulation of Four-Stroke Engines*, Society of Automotive Engineers Inc, Warrendale.
- Walker, M. (1996), *MZ*, Transport Source Books.
- White, F. M. (1979), *Fluids Mechanics*, McGraw-Hill Kogakusha Ltd, Tokyo.
- Byrne, R. C. (1999), *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, Tubular Exchanger Manufacturers Association Inc, New York.
- Kanury, A. M. (1975), *Introduction to Combustion Phenomena*, Gordon and Breach Science Publishers, New York.
- Matins, J. (2006), *Motores de Combustão Interna*, Publindústria, Porto.
- Pinho, C. (2009), *Combustão*, Departamento de Engenharia Mecânica, Porto.
- Fernandes, O., Castro, D. (2009), *Transferência de calor - Resumo das Aulas Teóricas para Apoio às Aulas Práticas*, Departamento de Engenharia Mecânica, Porto.
- Branco, J. F., Pinho, C., Figueiredo, R. A. (2001), *From a Power-Law Equation for the Friction Factor In Smooth Pipes To a Controversy on the Overlap Layer*, XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica.
- Understanding cam profile terms*, <http://www.musiccityrodshop.com/holpdf/undcam.pdf>.

ANEXO I

PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE ESCAPE

```

gamma=1,317
R=302,3
p_0=101325
p[1]=1,3*p_0
T[1]=500+273,15
G_5=2/(gamma-1)
G_6=(gamma+1)/(gamma-1)
G_7=2*gamma/(gamma-1)
G_17=(gamma-1)/(2*gamma)
L=0,101
d_i=0,03
A=pi*d_i^2/4
epsilon=0,046E-3
mu=0,00003363

"ida 1"
n=10
duplicate i=1;n
a_0[i]=sqrt(gamma*R*T[i])
P_r[i]=p[i]/p_0
rho[i]=p[i]/(R*T[i])
X[i]=(p[i]/p_0)^G_17
alpha[i]=a_0[i]+c[i]
c[i]=G_5*a_0[i]*(X[i]-1)
dt[i]=L/alpha[i]
dp[i]=F[i]/A
F[i]=pi*d_i*tau[i]*L
tau[i]=C_f[i]*rho[i]*c[i]^2/2
1/(4*C_f[i])=(-1,85*log10(((epsilon/d_i)/3,7)^(1/0,925)+10^(-
(log10(Re[i]))^1,285/(1,804*Re[i]^0,0073))))^2
Re[i]=rho[i]*d_i*c[i]/mu[i]
mu[i]=mu*(T[i]/T[1])^0,67
p[i+1]=p[i]-dp[i]
end

T_ext=20+273,15
sigma=5,729E-8
Re_L=(rho_e*v_e*L)/mu_e
Re_D=(rho_e*v_e*d_i)/mu_e
v_e=60*1000/3600
rho_e=Density(Air;T=T_ext;P=p_0)
mu_e=Viscosity(Air;T=T_ext)
lambda=0,06226

"calor 1"
duplicate i=1;3
T_filme[i]=T[i]
q_dot[i]=(T[i]-T_ext)/(R_cvi[i]+(1/((1/R_cve[i])+(1/R_rad[i]))))
R_cvi[i]=1/alpha_cvi[i]
R_cve[i]=1/alpha_cve[i]

```

```

R_rad[i]=1/alpha_rad[i]
alpha_cvi[i]=(Nusselt_i[i]*lambda[i])/d_i
alpha_cve[i]=(Nusselt_e[i]*lambda[i])/d_i
alpha_rad[i]=sigma*(T[i]^2+T_ext^2)*(T[i]+T_ext)
lambda[i]=lambda*(T[i]/T[1])^0,94
Pr[i]=(cp[i]*mu[i])/lambda[i]
Nusselt_i[i]=0,036*Re[i]^0,8*Pr[i]^(1/3)*(d_i/(i*L))^0,055
Nusselt_e[i]=0,0266*Re_D^0,805*Pr[i]^(1/3)
Q[i]=q_dot[i]*pi*d_i*L
m_dot[i]=rho[i]*c[i]*A
Q[i]=m_dot[i]*cp[i]*(T[i]-T[i+1])
end

```

"calor 2"

```

duplicate i=4;n
T_filme[i]=T[i]
q_dot[i]=(T[i]-T_ext)/(R_cvi[i]+(1/((1/R_cve[i])+(1/R_rad[i]))))
R_cvi[i]=1/alpha_cvi[i]
R_cve[i]=1/alpha_cve[i]
R_rad[i]=1/alpha_rad[i]
alpha_cvi[i]=(Nusselt_i[i]*lambda[i])/d_i
alpha_cve[i]=(Nusselt_e[i]*lambda[i])/L
alpha_rad[i]=sigma*(T[i]^2+T_ext^2)*(T[i]+T_ext)
lambda[i]=lambda*(T[i]/T[1])^0,94
Pr[i]=(cp[i]*mu[i])/lambda[i]
Nusselt_i[i]=0,036*Re[i]^0,8*Pr[i]^(1/3)*(d_i/(i*L))^0,055
Nusselt_e[i]=0,332*Re_L^(1/2)*Pr[i]^(1/3)
Q[i]=q_dot[i]*pi*d_i*L
m_dot[i]=rho[i]*c[i]*A
Q[i]=m_dot[i]*cp[i]*(T[i]-T[i+1])
end

```

"estado no fim do escape 1"

```

rho[11]=p[11]/(R*T[11])
X[11]=(p[11]/p_0)^G_17
P_r[11]=p[11]/p_0
a_0[11]=sqrt(gamma*R*T[11])
alpha[11]=a_0[11]+c[11]
c[11]=G_5*a_0[11]*(X[11]-1)

```

"reflecção 1"

```

X_r=2-X_i
X_i=X[11]
X_r=X[12]

```

"campo de T's"

```

T[1]=T[22]
T[2]=T[21]
T[3]=T[20]
T[4]=T[19]
T[5]=T[18]
T[6]=T[17]
T[7]=T[16]
T[8]=T[15]
T[9]=T[14]
T[10]=T[13]
T[11]=T[12]
T[1]=T[23]

```

```
T[2]=T[24]
T[3]=T[25]
T[4]=T[26]
T[5]=T[27]
T[6]=T[28]
T[7]=T[29]
T[8]=T[30]
T[9]=T[31]
T[10]=T[32]
T[11]=T[33]
T[1]=T[44]
T[2]=T[43]
T[3]=T[42]
T[4]=T[41]
T[5]=T[40]
T[6]=T[39]
T[7]=T[38]
T[8]=T[37]
T[9]=T[36]
T[10]=T[35]
T[11]=T[34]
```

"volta 1"

```
duplicate i=12;12+n-1
a_0[i]=sqrt(gamma*R*T[i])
P_r[i]=p[i]/p_0
rho[i]=p[i]/(R*T[i])
X[i]=(p[i]/p_0)^G_17
alpha[i]=-(a_0[i]-c[i])
c[i]=-G_5*a_0[i]*(X[i]-1)
dt[i]=L/abs(alpha[i])
dp[i]=F[i]/A
F[i]=pi*d_i*tau[i]*L
tau[i]=C_f[i]*rho[i]*c[i]^2/2
1/(4*C_f[i])=(-1,85*log10(((epsilon/d_i)/3,7)^(1/0,925)+10^(-
(log10(Re[i]))^1,285/(1,804*Re[i]^0,0073))))^2
Re[i]=rho[i]*d_i*c[i]/mu[i]
mu[i]=mu*(T[i]/T[1])^0,67
p[i+1]=p[i]+dp[i]
end
```

"estado no fim do escape 2"

```
rho[22]=p[22]/(R*T[22])
X[22]=(p[22]/p_0)^G_17
P_r[22]=p[22]/p_0
a_0[22]=sqrt(gamma*R*T[22])
alpha[22]=a_0[22]+c[22]
c[22]=G_5*a_0[22]*(X[22]-1)
```

"reflexão 2"

```
X[23]=2-X[22]
```

"ida 2"

```
duplicate i=23;22+n
a_0[i]=sqrt(gamma*R*T[i])
P_r[i]=p[i]/p_0
rho[i]=p[i]/(R*T[i])
X[i]=(p[i]/p_0)^G_17
```

```
alpha[i]=a_0[i]+c[i]
c[i]=G_5*a_0[i]*(X[i]-1)
dt[i]=L/alpha[i]
dp[i]=F[i]/A
F[i]=pi*d_i*tau[i]*L
tau[i]=C_f[i]*rho[i]*c[i]^2/2
1/(4*C_f[i])=(-1,85*log10(((epsilon/d_i)/3,7)^(1/0,925)+10^(-
(log10(Re[i]))^1,285/(1,804*Re[i]^0,0073))))^2
Re[i]=rho[i]*d_i*c[i]/mu[i]
mu[i]=mu*(T[i]/T[1])^0,67
p[i+1]=p[i]-dp[i]
end
```

"estado no fim do escape 3"

```
rho[33]=p[33]/(R*T[33])
X[33]=(p[33]/p_0)^G_17
P_r[33]=p[33]/p_0
a_0[33]=sqrt(gamma*R*T[33])
alpha[33]=a_0[33]+c[33]
c[33]=G_5*a_0[33]*(X[33]-1)
```

"reflexão 2"

```
X[34]=2-X[33]
```

"volta 2"

```
duplicate i=34;34+n-1
a_0[i]=sqrt(gamma*R*T[i])
P_r[i]=p[i]/p_0
rho[i]=p[i]/(R*T[i])
X[i]=(p[i]/p_0)^G_17
alpha[i]=-(a_0[i]-c[i])
c[i]=-G_5*a_0[i]*(X[i]-1)
dt[i]=L/abs(alpha[i])
dp[i]=F[i]/A
F[i]=pi*d_i*tau[i]*L
tau[i]=C_f[i]*rho[i]*c[i]^2/2
1/(4*C_f[i])=(-1,85*log10(((epsilon/d_i)/3,7)^(1/0,925)+10^(-
(log10(Re[i]))^1,285/(1,804*Re[i]^0,0073))))^2
Re[i]=rho[i]*d_i*c[i]/mu[i]
mu[i]=mu*(T[i]/T[1])^0,67
p[i+1]=p[i]+dp[i]
end
```

"estado no fim do escape 4"

```
rho[44]=p[44]/(R*T[44])
X[44]=(p[44]/p_0)^G_17
P_r[44]=p[44]/p_0
a_0[44]=sqrt(gamma*R*T[44])
alpha[44]=a_0[44]+c[44]
c[44]=G_5*a_0[44]*(X[44]-1)
```

```
t_ida_1=sum(dt[i];i=1;10)
t_volta_1=sum(dt[i];i=12;21)
t_ida_2=sum(dt[i];i=23;32)
t_volta_2=sum(dt[i];i=34;43)
t_total=t_ida_1+t_volta_1+t_ida_2+t_volta_2
```

"combustão"

x_H2=0,05769
x_H2O=0,09865
x_CO=0,01456
x_CO2=0,1283
x_N2=0,6957
x_CH4=0,005055

M_H2=MolarMass(H2)
M_H2O=MolarMass(H2O)
M_CO=MolarMass(CO)
M_CO2=MolarMass(CO2)
M_N2=MolarMass(N2)
M_CH4=MolarMass(CH4)

M=x_H2*M_H2+x_H2O*M_H2O+x_CO*M_CO+x_CO2*M_CO2+x_N2*M_N2+x_CH4*M_CH4

y_H2=(x_H2*M_H2)/M
y_H2O=(x_H2O*M_H2O)/M
y_CO=(x_CO*M_CO)/M
y_CO2=(x_CO2*M_CO2)/M
y_N2=(x_N2*M_N2)/M
y_CH4=(x_CH4*M_CH4)/M

duplicate i=1;n+1
cp_H2[i]=SpecHeat(H2;T=T[i])
cp_H2O[i]=SpecHeat(H2O;T=T[i])
cp_CO[i]=SpecHeat(CO;T=T[i])
cp_CO2[i]=SpecHeat(CO2;T=T[i])
cp_N2[i]=SpecHeat(N2;T=T[i])
cp_CH4[i]=SpecHeat(CH4;T=T[i])
cp[i]=y_H2*cp_H2[i]+y_H2O*cp_H2O[i]+y_CO*cp_CO[i]+y_CO2*cp_CO2[i]+y_N2*cp_N2[i]+y_CH4*cp_CH4[i]
end