



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Engenharias

Rendimento volumétrico de um motor de pistões opostos a quatro tempos

Fausto Santos Alves

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Aeronáutica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Dr. Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

Covilhã, Outubro de 2011

Resumo

Este trabalho tem como objectivo avaliar o rendimento volumétrico de um motor de pistões opostos a quatro tempos, no seu processo de lavagem dos gases de escape. Um motor nesta configuração, normalmente funciona a dois tempos, mas neste estudo transformou-se num motor a quatro tempos. O motor em estudo é da marca *Robin America, Inc.* Modelo EY15, que na sua forma original, não funciona numa configuração de pistões opostos.

Para a realização do estudo teórico considerou-se que o cabeçote de dois motores *Robin* EY15 idênticos são removidos de forma a permitir a união de um com o outro. A junção fará com que os pistões estejam em direcções opostas. Nesta configuração o colector de admissão de cada um dos motores encontra-se numa posição frontal ao colector de escape do outro motor. Visto que será um motor a quatro tempos considerou-se a existência de válvulas nessas condutas em vez das tradicionais janelas dos motores a dois tempos.

Esta transformação não será realizada na prática pois nesse caso seria necessário construir cambotas, sistemas de admissão, sistemas de injeção e combustível, etc. Portanto foi utilizado um modelo matemático de turbulência ($K-\epsilon$), aplicado no programa *Ansys Fluent* (software de CFD - *Computational Fluid Dynamics*), que possibilitou a avaliação teórica do rendimento volumétrico deste motor em três dimensões para diferentes velocidades de rotação.

Com este estudo, pretende-se então considerar esta experiência credível de ser executada na realidade, com vista à sua utilização no meio aeronáutico. Possibilita-se assim a construção de um motor a partir de outro já existente reduzindo desta maneira o seu custo de fabrico. Além disso, pretende-se ter um motor leve, mas com grande potência e realizando o mínimo de poluição possível.

Palavras-Chave

Motor, Pistões opostos, Junker, Rendimento volumétrico.

Abstract

This thesis aims to evaluate the volumetric efficiency of a four-stroke engine with opposite pistons in its washing process of the exhaust gases. An engine in this configuration usually works in two strokes, but in this study has become a four-stroke engine. The engine in question is a *Robin America's, Inc. EY15 model*, which in its original form, does not work in a setting of opposite pistons.

To carry out this theoretical study, there was considered the removal of the head in two identical *Robin EY15's* to allow its union. The junction will result in the pistons being in opposite directions. In this configuration the inlet manifold of each engine is in a forward position in relation to the exhaust manifold of the other engine. Since it is a four-stroke engine, the existence of valves in these pipes was taken into consideration instead of the traditional windows in two-stroke engines.

This transformation will not be conducted manually because you would have to build crankshafts, intake systems, fuel injection systems, etc. Therefore, a mathematical model of turbulence ($K-\epsilon$) was used, applied in the Ansys Fluent software (CFD - *Computational Fluid Dynamics*) programme, which made the theoretical evaluation of the volumetric efficiency of this engine in three dimensions for different rotational speeds possible.

This study intends to show that this experience is credible and that its implementation is possible in the aeronautical field. Thus enabling the construction of an engine from an existing one as well as reducing the cost of manufacture. In addition, its intention is to build a lightweight, more powerful engine along with causing the least possible environmental damage.

Keywords

Engine, Opposite pistons, Junker, Volumetric efficiency.

Agradecimentos

Queria agradecer:

- Aos meus pais pela educação, conselhos e apoio que me deram ao longo de toda a minha vida porque sem eles nunca teria conseguido chegar onde cheguei;
- Aos meus avós, irmãs, namorada e restante família por toda a confiança depositada em mim;
- Aos meus amigos conterrâneos e de Universidade pelo seu companheirismo durante todo este tempo.

Um agradecimento especial ao professor Francisco Brójo pela sua dedicação e apoio incondicional neste trabalho.

Muito obrigado a todos!

Índice

| | |
|---|----|
| 1. Introdução | 1 |
| 1.1. Ciclos termodinâmicos..... | 1 |
| 1.2. Motor em modo de dois tempos..... | 3 |
| 1.3. Motor em modo de quatro tempos | 6 |
| 1.4. Comparação entre os dois modos..... | 10 |
| 1.6. Motores <i>Junkers</i> de dois tempos..... | 13 |
| 1.7. Motores <i>Junkers</i> na actualidade | 15 |
| 2. Modelos matemáticos | 17 |
| 2.1. <i>Software</i> a utilizar | 17 |
| 2.2. Equações de Governo | 17 |
| 2.3. Modelos de Turbulência | 21 |
| 2.3.1. Modelo LES (Large Eddy Simulation) | 21 |
| 2.3.2. Modelos de duas equações de transporte | 24 |
| 2.3.2.1. Metodologia k- ϵ padrão | 25 |
| 2.3.2.2. Metodologia k- ω padrão [Wilcox 1998] | 30 |
| 2.4. Escolha do modelo k- ϵ | 31 |
| 3. Construção do modelo..... | 33 |
| 3.1. Geometria..... | 33 |
| 3.2. Geração da malha numérica..... | 35 |
| 3.3. Malha Dinâmica | 36 |
| 3.4. Condições de Fronteira | 42 |
| 3.5. Método de Solução | 42 |
| 4. Resultados Numéricos | 45 |
| 4.1. Planificação..... | 45 |
| 4.2. Resultados | 45 |
| 5. Conclusões..... | 48 |
| 6. Trabalhos Futuros | 49 |

Lista de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1 - Diagrama (p,V) do ciclo de Otto teórico | 1 |
| Figura 2 - Diagrama (p,v) do ciclo de Otto teórico em comparação com o ciclo de Otto real... | 2 |
| Figura 3 - Admissão e Compressão de um motor a dois Tempos | 4 |
| Figura 4 - Expansão e Escape de um motor a dois Tempos..... | 5 |
| Figura 5 - Admissão de um motor a quatro Tempos | 7 |
| Figura 6 - Compressão de um motor a quatro Tempos..... | 7 |
| Figura 7 - Expansão de um motor a quatro Tempos | 8 |
| Figura 8 - Escape de um motor a quatro Tempos | 8 |
| Figura 9 - Diagrama de distribuição para motores a quatro..... | 9 |
| Figura 10 - Fases de um motor de pistões opostos..... | 12 |
| Figura 11 - Motor <i>Junkers Jumo 205</i> | 13 |
| Figura 12- Motor <i>Junkers Jumo 223/224</i> | 14 |
| Figura 13- Motor <i>Junkers Jumo 207</i> | 14 |
| Figura 14- Motor do tanque T-84 MBT..... | 15 |
| Figura 15- Motor 38ETDD8-1/8 | 16 |
| Figura 16- Pequenas e grandes escalas | 22 |
| Figura 17- <i>Wall Functions</i> e <i>Near-wall Modelling</i> | 28 |
| Figura 18- Camadas da região próxima à parede | 29 |
| Figura 19- Câmara de Combustão do motor <i>Robin EY15-3</i> | 33 |
| Figura 20- Componentes do motor <i>Robin EY15-3</i> | 34 |
| Figura 21- Motor <i>Robin EY15-3</i> em <i>Solid Works</i> | 35 |
| Figura 22- Estrutura da malha | 36 |
| Figura 23- <i>Laying</i> | 38 |
| Figura 24- <i>Interface</i> dos pistões..... | 38 |
| Figura 25- Estrutura geométrica da válvula..... | 39 |
| Figura 26- <i>Interface</i> dos cilindros no interior da câmara de combustão..... | 39 |
| Figura 27- <i>Interface</i> das válvulas | 40 |
| Figura 28- Tempos de Admissão e de Escape | 40 |
| Figura 29- Comparação do PBCS com os outros métodos..... | 43 |

Lista de Tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Características gerais do motor <i>Junkers Jumo 205</i> | 13 |
| Tabela 2- Características gerais do motor <i>Junkers Jumo 223/224</i> | 14 |
| Tabela 3- Características gerais motor <i>Junkers Jumo 207</i> | 15 |
| Tabela 4- Custo numérico do DNS | 20 |
| Tabela 5- Características do <i>motor Robin EY15-3</i> | 34 |
| Tabela 6- Eventos das <i>interfaces</i> | 41 |
| Tabela 7- Under Relaxation Factors | 44 |
| Tabela 8- Explicit Relaxation Factors | 44 |
| Tabela 9- 2000 rpm à pressão atmosférica..... | 45 |
| Tabela 10- 3000 rpm à pressão atmosférica | 46 |
| Tabela 11- 4000 rpm à pressão atmosférica | 46 |
| Tabela 12- 5000 rpm à pressão atmosférica | 46 |
| Tabela 13- 6000 rpm à pressão atmosférica | 46 |
| Tabela 14- 7000 rpm à pressão atmosférica | 46 |
| Tabela 15- 4000 rpm com o dobro da pressão atmosférica | 47 |

Lista de Acrónimos

CFD- *Computer Fluid Dynamics*

PMI- Ponto Morto Inferior

PMS- Ponto Morto Superior

RANS- Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations

DNS- *Direct Numerical Simulation*

sf - *Split factor*

cf - *Colapse factor*

rpm - Rotações por minuto

u - Velocidade

p - Pressão estática

τ_{ij} - Tensor de stress viscoso

ρ - Massa específica

μ - Viscosidade molecular

μ_t - Viscosidade turbulenta

δ_{ij} - Operador delta de *Kronecker*

T - Temperatura

q_j - Energia interna específica

e - Energia interna específica

Re - Número de *Reynolds*

V - Volume

D - Diâmetro

h - Altura

$-\rho(u_k' u_k')$ - Tensor de *Reynolds*

S_{ij} - Tensor das taxas de deformação

Γ_t - Difusividade turbulenta

ϕ - Propriedade escalar média transportada

Pr_t - Número de *Prandl*

G- Função filtro da malha

Δ - Largura de filtro

τ_{ij}^R - Tensor anisotrópico das tensões residuais

τ_{ij}^R - Tensor das tensões residuais

k_r - Energia cinética residual

\bar{S} - Módulo das taxas de deformação das grandes escalas

l_s - Comprimento característico das escalas residuais

k - Energia cinética turbulenta

ε - Dissipação das flutuações de velocidade

ω - Taxa de dissipação das flutuações de velocidade

l_t - Comprimento de escala turbulenta

V_t - Velocidade da escala turbulenta

Γ_k - Coeficiente difusivo da energia cinética turbulenta

Γ_E - Coeficiente difusivo da taxa de dissipação das flutuações de velocidade

P_k - Produção da energia cinética turbulenta

P_ω - Produção da taxa de dissipação das flutuações de velocidade

E - Constante empírica

p_s - Posição do pistão

L - Comprimento da biela

A - Curso do pistão

θ_c - Ângulo em que se encontra o pistão

η_v - Rendimento volumétrico

V_d - Volume de deslocamento

N - Número de rotações por segundo

\dot{m}_a - Caudal mássico de ar admitido

ρ_a - Massa específica do ar admitido

1. Introdução

1.1. Ciclos termodinâmicos

Os motores de combustão interna têm como princípio transformar a energia térmica libertada nas reacções químicas da combustão entre o ar e o combustível em energia mecânica. Esta transformação funciona segundo um ciclo termodinâmico. O motor em estudo opera a gasolina, ou seja, através de um ciclo termodinâmico de Otto. Este ciclo termodinâmico é composto pelos processos apresentados na Figura 1:

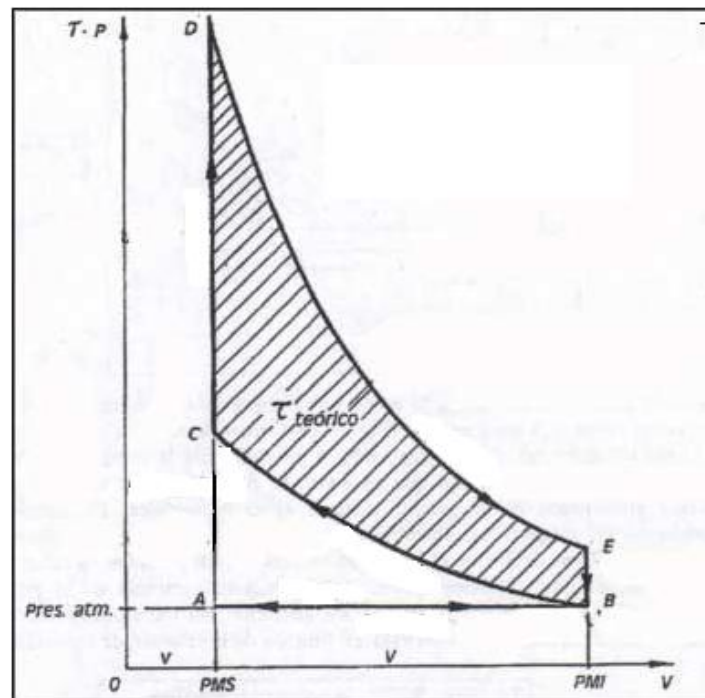


Figura 1 - Diagrama (p,V) do ciclo de Otto teórico

1. A-B: **admissão isobárica** (pressão constante);
2. B-C: **compressão isentrópica** (não ocorrem trocas de calor com a vizinhança);
3. C-D: **combustão isócara** (volume constante);
4. D-E: **expansão isentrópica**. (fase em que é fornecido o trabalho necessário para a realização de todos os outros processos);
5. E-B: **expansão isócara**. (Abertura da válvula de escape, por onde se cede o calor residual ao ambiente);
6. B-A: **expansão isobárica** (pressão constante);

Os ciclos termodinâmicos de Otto são constituídos por 4 etapas: admissão, compressão, expansão e escape. Estas etapas diferem consoante o modo em que o motor está a ser utilizado (dois e quatro tempos).

1.2. Motor em modo de dois tempos

Um motor a dois tempos executa as quatro etapas de um ciclo termodinâmico a cada volta (360°) do seu eixo de manivelas. Sendo assim, na 1ª meia volta ($0^\circ - 180^\circ$) existe um tempo (percurso do pistão desde o PMI até ao PMS) onde se dá a admissão e a compressão. Na 2ª meia volta ($180^\circ - 360^\circ$) tem-se um segundo tempo (percurso do pistão desde o PMS até ao PMI) onde ocorre o escape e a expansão. No entanto pode-se também considerar que a admissão e a exaustão de gases ocorrem simultaneamente.

Geralmente, estes motores têm uma estrutura muito similar, variando apenas no método da mistura ar/combustível e no método de lavagem do cilindro.

Os motores de 2 Tempos têm um mecanismo simples e poucas peças móveis. Têm também a particularidade do pistão funcionar como uma válvula, permitindo assim abrir e fechar todas as janelas do motor.

As quatro etapas realizam-se da seguinte forma:

1. **Admissão-Compressão** (Figura 3): Quando o pistão atinge o PMI, este começa a se deslocar para para o PMS. No início desta deslocação, a janela de admissão está aberta, fazendo com que entre no cilindro a mistura ar/combustível, através da janela de transferência. Ao mesmo tempo origina-se uma diferença de pressão no cárter em vácuo através da subida da parte inferior do pistão, que permitirá a entrada de ar atmosférico para dentro do cárter. Depois de o pistão obstruir completamente a janela de transferência, a mistura ar/combustível deixa de entrar, e, durante o restante percurso, a parte superior do pistão comprime a mistura existente na câmara de combustão.

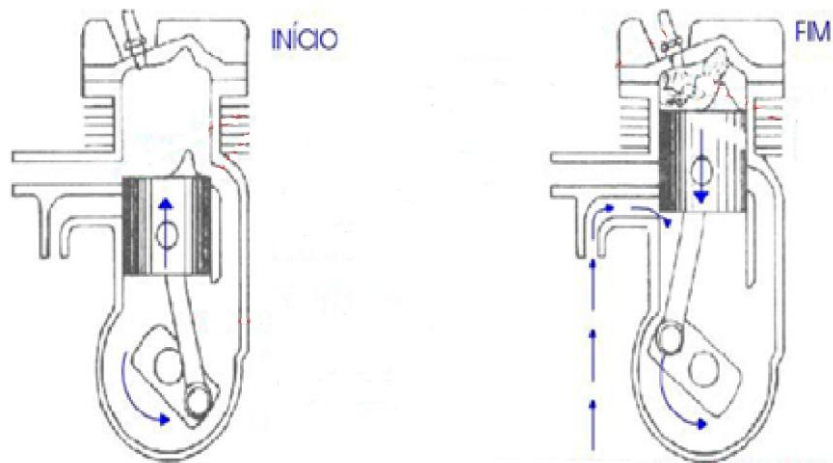


Figura 3 - Admissão e Compressão de um motor a dois Tempos

2. **Expansão-Escape** (Figura 4): Enquanto o pistão se aproxima do PMS, a mistura é comprimida até ao seu máximo. Um pouco antes de chegar ao PMS, inicia-se a combustão da mistura através de uma ignição por faísca. A expansão dos gases de combustão e a sua libertação de energia provocarão altas pressões e temperaturas na câmara de combustão, fazendo com que o pistão produza trabalho e, através da biela, movimento a cambota. Ao deslocar-se para baixo, o pistão desobstruirá a janela de escape. Esta abertura permite que os gases queimados sejam expulsos, pois encontram-se a altas pressões, enquanto a conduta da janela de escape está aproximadamente à pressão atmosférica existindo assim uma grande diferença de pressão. Na continuação do seu movimento descendente e próximo do PMI, o pistão abre também a conduta da janela de transferência. Nesta altura, o cilindro possui uma pressão menor do que a existente no cárter, devido ao movimento descendente do pistão originar uma pressão na mistura presente no cárter. Deste modo, a mistura passa do cárter para a câmara de combustão o que também ajudará na exaustão dos gases queimados. Quando o pistão atinge o PMI começa a ascender de novo, a janela de transferência é obstruída, a janela de admissão volta a estar aberta e o ciclo inicia-se novamente.

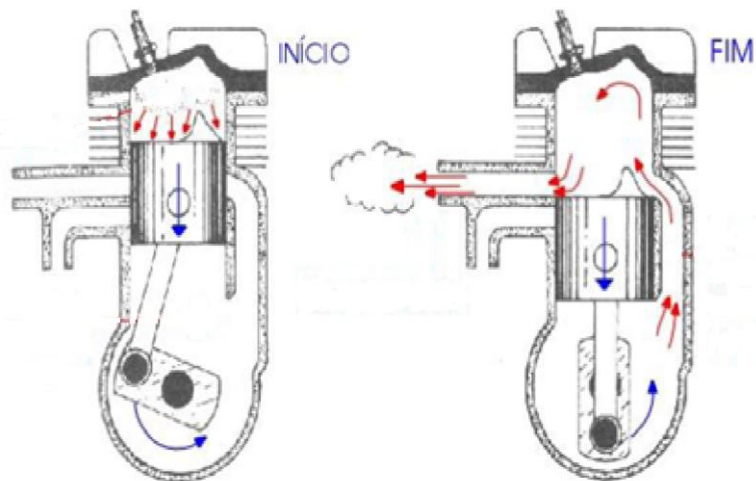


Figura 4 - Expansão e Escape de um motor a dois Tempos

Algumas das vantagens do modo a dois tempos são:

- Em cada volta completa da cambota realiza-se um ciclo podendo assim desenvolver mais potência para uma mesma cilindrada (em comparação com o motor de quatro tempos) e a sua marcha é mais regular.
- Ao funcionar como se fosse uma válvula, o pistão torna o sistema de alimentação mais simples e barato.
- A manutenção é mais simples, pois possui poucas peças.
- Possibilidade de operar em qualquer orientação visto que o cárter não armazena o lubrificante.
- São favoráveis à utilização do Diesel pois, com este tipo de combustível, os motores a dois tempos somente comprimem o ar na fase de compressão. Desta forma, o diesel é injectado directamente no ar comprimido realizando-se assim uma queima completa do combustível.
- Baixo peso, baixo custo, alta potência e respostas rápidas de aceleração.

Quanto a desvantagens temos:

- Após a fase de escape, uma parte dos gases queimados continua dentro do cilindro contaminando a nova mistura.
- Uma vez que o óleo é o lubrificante do motor, é necessário que se misture com o combustível. Sendo assim, o óleo será inserido na câmara de combustão e consequentemente estará na queima juntamente com o combustível. A queima torna-se assim ineficiente (dificuldade do ar em reagir com o combustível) e desperdiça-se combustível contido na mistura, pois este ao não ser queimado, é expulso pela janela de escape juntamente com o óleo. Os gases não queimados e o óleo são emitidos para

o ambiente na forma de hidróxidos de carbono, fuligem e hidrocarbonetos elevando a poluição atmosférica. Assim, depositam-se mais resíduos na câmara de combustão, levando a um menor rendimento e um maior nível de poluição atmosférica.

- Pouca durabilidade devida à ineficiência do seu sistema de lubrificação para as peças móveis.
- A fase de admissão-compressão não é realizada de forma efectiva pois, enquanto o pistão executa o seu movimento ascendente, as janelas de escape e de transferência estão abertas, ocorrendo assim perdas de pressão e conseqüentemente perdas de potência. Só quando estas janelas se encontrarem fechadas é que a compressão será efectiva.
- Produzem muito ruído.
- Devido à fase de admissão ser simultânea à expulsão dos gases de escape no interior do cilindro, o processo de lavagem destes motores é complexo.

1.3. Motor em modo de quatro tempos

A estrutura de um motor a quatro tempos é ligeiramente diferente à de um motor de dois tempos. Neste tipo de motor, não existem janelas, por isso, o pistão já não pode funcionar como válvula. É então necessário adicionar válvulas à parte superior do cilindro. Uma delas é a válvula de admissão, por onde entra a mistura ar/combustível, e a outra é a válvula de escape, por onde são expulsos os gases queimados.

O ciclo deste motor é executado a cada duas voltas completas (720°) do seu eixo de manivelas. Então na 1ª meia volta ($0-180^\circ$) ocorre a admissão, na 2ª meia volta ($180^\circ-360^\circ$) a compressão, na 3ª meia volta ($360^\circ-540^\circ$) a expansão e na 4ª meia volta ($540^\circ-720^\circ$) o escape.

Estas etapas realizam-se da seguinte forma:

1. **Admissão** (Figura 5): Quando o pistão se encontra no PMS, a válvula de admissão abre, permitindo assim que a mistura de ar/combustível entre no cilindro. À medida que o pistão desce para o PMI, é criada uma depressão que irá sugar a mistura para dentro do cilindro. Quando o pistão chega ao PMI a válvula de admissão fecha-se e a mistura fica “presa” dentro do cilindro.

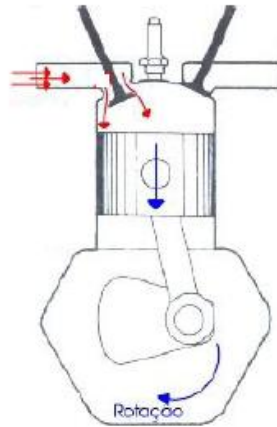


Figura 5 - Admissão de um motor a quatro Tempos

2. **Compressão** (Figura 6): O pistão situa-se no PMI e vai começar o seu movimento ascendente. Nesta fase ambas as válvulas estão fechadas para que o movimento do pistão consiga comprimir ao máximo a mistura presente no cilindro. Enquanto o pistão está subindo, a temperatura e a turbulência no interior do cilindro aumentam até o seu valor máximo no PMS. Estas condições proporcionam uma combustão mais completa na câmara de combustão.

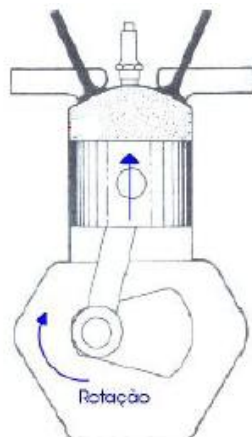


Figura 6 - Compressão de um motor a quatro Tempos

3. **Expansão** (Figura 7): Depois de concluída a 1ª volta o pistão começa novamente a descer do PMS devido à ignição por faísca da mistura. A ignição é realizada através de uma vela, e faz com que ocorra a explosão da mistura. Esta explosão origina a combustão, que por sua vez provoca o movimento descendente do pistão até ao PMI, devido ao impulso das elevadas pressões exercidas pelos gases queimados em

expansão. É esta a única etapa em que o motor fornece o trabalho necessário para a realização de todas as outras fases do ciclo termodinâmico do motor.

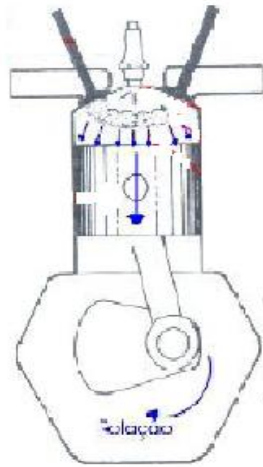


Figura 7 - Expansão de um motor a quatro Tempos

4. **Escape** (Figura 8): Quando o pistão chega ao PMI a válvula de escape abre, permitindo a expulsão dos gases queimados, de modo a ser introduzida uma nova mistura. Quando o pistão ao chega ao PMS, a válvula de escape fecha e dá-se por concluído um ciclo termodinâmico.

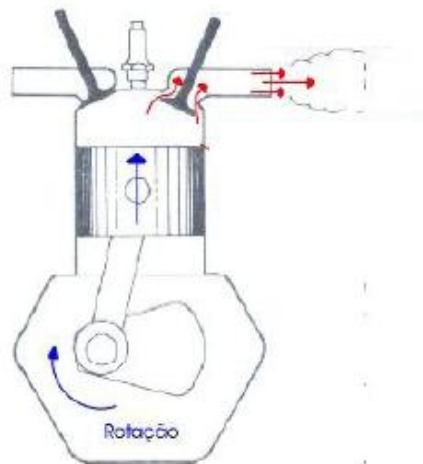


Figura 8 - Escape de um motor a quatro Tempos

É importante destacar que a abertura e o fecho das válvulas não acontecem instantaneamente. Esta situação deve-se a vários factores, explícitos no diagrama de distribuição típico para motores a 4 tempos (fig.9):

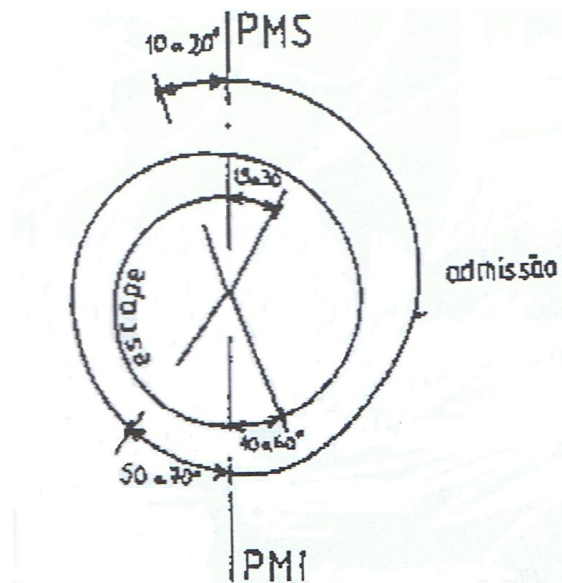


Figura 9 - Diagrama de distribuição para motores a quatro

As válvulas não são abertas nem fechadas instantaneamente. Na realidade, estas levam um certo intervalo de tempo, mesmo que muito pequeno, a se deslocarem. Não só, mas também devido a este tempo de abertura ou de fecho, é necessário que as válvulas sejam abertas ou fechadas antes ou depois dos pontos mortos.

A válvula de escape começa a abrir ainda na fase de explosão, normalmente por volta de 40° a 60° antes do PMI e fecha-se completamente por volta de 15° a 30° depois do PMS. A abertura acontece antes do PMI para que a pressão no interior do cilindro baixe para valores próximos da pressão de escape. O fecho ocorre depois do PMS para que se consiga um aproveitamento da inércia de escoamentos dos gases de escape. Com isto, a entrada da mistura na fase de admissão é feita mais facilmente. Nesta situação, ambas as válvulas encontram-se abertas (cruzamento de válvulas). Portanto a válvula de admissão abre normalmente entre 10° a 20° antes do PMS e fica aberta até uns 50° a 70° depois do PMI, para que a entrada da mistura para o interior do cilindro depois do PMI seja continuada.

Na situação onde existe cruzamento de válvulas verificam-se duas pressões: pressão de admissão e pressão de escape. Se durante este período de tempo a pressão de admissão for menor que a pressão de escape, é possível que os gases de escape retornem para dentro do cilindro. Esta situação poderá ser vantajosa em regimes de altas rotações porque nestes regimes o tempo destinado à realização da admissão e do escape é reduzido.

As vantagens de um motor a quatro tempos são:

- Económicos e pouco poluentes, devido à sua queima ser bastante eficiente (injecção directa e um bom sistema de abertura e fecho das válvulas).
- Grande durabilidade porque não necessita de actuar a grandes rotações para obterem uma potência considerável.
- Grande fiabilidade devido ao bom funcionamento do seu sistema de lubrificação, tornando-se assim menos propícios a problemas.
- Pouco ruído e vibração.
- Um bom binário a baixas rotações devido à sua eficiência.

Em relação às desvantagens:

- Motores geralmente pesados e caros.
- A sua potência é prejudicada por completarem apenas um ciclo a cada duas revoluções da cambota.
- Dificuldade na resolução de problemas no motor, devido à sua estrutura complexa e à grande variedade de peças.
- Necessidade de mudança regular do óleo.
- Não podem operar em qualquer orientação.

1.4. Comparação entre os dois modos

Observando o que foi dito anteriormente sobre estes dois modos, verifica-se que um motor a dois tempos, com a mesma cilindrada de um de quatro tempos, tem uma estrutura de funcionamento mais simples, isto é, tem apenas três peças móveis (cilindro, biela e a árvore de manivelas) e não tem válvulas. Assim, as perdas por atrito são reduzidas, as peças são mais leves e consegue-se gerar uma maior potência. Mas este facto é obtido a custo de grandes emissões de gases poluentes, o que na conjuntura actual das leis de emissão de gases poluentes, se torna um grande problema para este tipo de motores, fazendo com que percam algum mercado.

O que realmente importa hoje em dia num motor são: a sua eficiência em termos de aproveitamento da energia do combustível (menores perdas nos seus ciclos termodinâmicos); o facto de ser económico (existe o risco de o combustível se tornar gradualmente mais caro tornando-se assim muito dispendioso); a necessidade de ter poucas emissões de poluentes. Estes aspectos encontram-se num motor a quatro tempos. Para além disso, na indústria

aeronáutica, um motor a dois tempos é menos flexível devido à sua eficiência diminuir mais acentuadamente quando se variam as condições de rotação, altitude, temperatura, etc. Por causa destes argumentos utilizar-se-á o motor em estudo num modo a quatro tempos. Assim, estes motores poderão ser utilizados respeitando todas as leis de emissões de gases poluentes em vigor e poderão ser também económicos, viáveis e potentes.

1.5. Motores com pistões opostos

Os motores a diesel nos anos 30 geralmente não eram muito usados na aeronáutica, principalmente por serem muitos pesados, pois necessitavam de suportar maiores pressões do que um motor a gasolina. Além disso, eram motores que aqueciam muito, exigindo assim uma refrigeração constante. Eram necessários então radiadores que davam mais um peso extra. Como o peso de uma aeronave é um elemento chave para poder voar, os motores a diesel eram geralmente descartados.

Foi então que nessa altura surgiram os primeiros motores a diesel com sucesso na indústria aeronáutica, onde um único cilindro albergava dois pistões, e daí a designação de pistões opostos. Esta nova revolucionária disposição do interior do motor foi introduzida pela empresa *Junkers Flugzeugwerke* na Alemanha, e já existe desde a I Guerra Mundial [1]. O motor que se evidenciou mais nesse tempo foi o *Junkers Jumo 205* por apresentar uma alta densidade energética e um rendimento térmico nunca antes visto e que ainda hoje em dia predomina. Segundo C. F. Taylor [2]: "O agora obsoleto motor aeronáutico a Diesel *Junker* ainda detém o recorde de potência específica dos motores a Diesel actualmente".

Este tipo de configuração implica algumas vantagens e desvantagens. Quanto às vantagens temos:

- Alta eficiência térmica e densidade energética elevada a baixas rotações [3].
- A simplicidade do motor induz uma maior durabilidade e eficiência em termos de produção e operacionalidade [3].
- Melhor desempenho no processo de lavagem pois um dos cilindros abre e fecha as janelas de escape enquanto o outro abre e fecha as janelas de admissão [4].
- Peso e tamanho reduzido devido a um menor número de peças (ex: Inexistência das cabeças do cilindro).
- Baixo ruído e vibração devido ao facto dos pistões estarem opostos, pelo que as forças se contrapõem umas às outras [5].

Em relação às desvantagens temos:

- Elevada carga térmica e problemas de durabilidade mecânica no interior do cilindro devido à existência de uma grande potência específica gerada no interior dos

mesmos. A elevada carga térmica é também resultado do facto de não existir a cabeça do cilindro, não permitindo que haja perdas térmicas por essa via [6].

- Perdas de curto-circuito de combustível durante o processo de escape e altos níveis de poluição [3].
- Muito poluentes [4].

Apesar de haver a consciência das desvantagens referidas anteriormente é de realçar que as vantagens apresentadas fazem com que valha suficientemente a pena utilizar-se esta configuração, devido aos seus benefícios serem bastante proveitosos. De realçar também que algumas das suas desvantagens podem ser solucionadas através de tempos variáveis das válvulas/janelas [7], controlo do colector de escape [8], lavagem estratificada [1], injeção directa depois do fecho das válvulas/janelas [9], combustão com altas cargas [10], injeção assistida do ar e atraso da injeção [11], etc.

Quanto ao seu ciclo termodinâmico, a fase de compressão é muito parecida com a de um motor convencional a dois tempos. A única diferença reside no facto de existirem dois pistões opostos, a realizar este processo para o mesmo cilindro, que se deslocam para os seus PMS.

À medida que se vai realizando a expansão, depois da explosão da mistura, os pistões deslocam-se para o PMI. Durante este deslocamento realiza-se a admissão e o escape. A lavagem é feita de maneira muito eficaz, pois um dos pistões fecha e abre só as janelas de admissão e o outro só a janelas de escape. Isto permite que nesta fase do ciclo termodinâmico, a janela de admissão possa abrir ligeiramente mais tarde (cambota está normalmente 11° mais atrasado) que a de escape efectuando-se assim uma melhor lavagem. O atraso faz com que exista mais tempo para expulsar os gases queimados para que depois seja aberta a janela de admissão, dando-se a entrada da nova mistura [4].

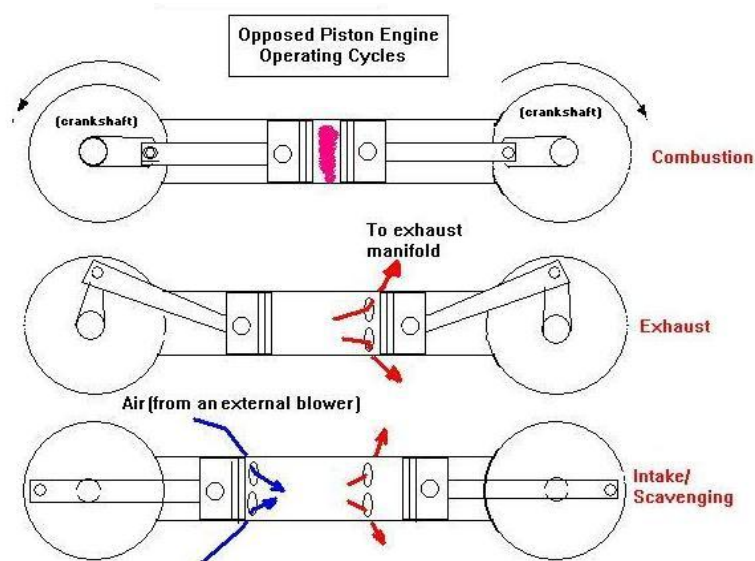


Figura 10 - Fases de um motor de pistões opostos

Normalmente os motores a 2 tempos têm uma fraca eficiência volumétrica mas esta configuração com pistões opostos permite que ocorra uma melhor lavagem dos gases queimados no cilindro. Sendo assim, conseguimos um motor quase tão limpo e eficiente como um motor a 4 tempos só que com uma complexidade menor.

No entanto, o facto de um pistão estar com um curso mais adiantado em relação ao outro faz com que as fases de cada pistão não ocorram em perfeita sintonia. Solucionou-se esta particularidade repartindo o trabalho gerado por cada pistão. Portanto, o pistão que bloqueia a janela de admissão direcciona mais de metade do seu trabalho para o eixo onde estão associados os acessórios do motor, como as bombas de combustível ou os injectores, e o que resta deste trabalho é direccionado para o outro eixo, responsável pela força motriz das hélices. O pistão que bloqueia a janela de escape, transmite somente o seu trabalho para o eixo ligado às hélices, ou seja, $\frac{3}{4}$ do poder da hélice é realizado por este pistão [4].

1.6. Motores *Junkers* de dois tempos

O motor *Junkers Jumo 205* é o melhor exemplo de um motor de pistões opostos a dois tempos de sucesso. É caracterizado por utilizar 6 cilindros, 12 pistões e 2 eixos (cambotas) realizando uma enorme potência específica. [12].

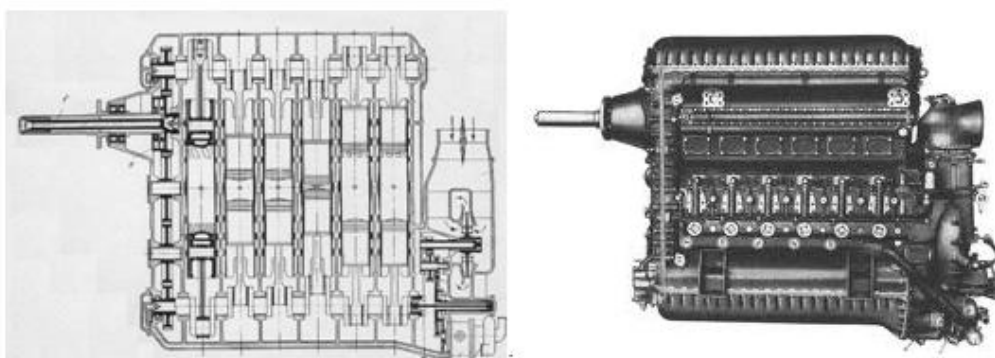


Figura 11 - Motor *Junkers Jumo 205*

Tabela 1 - Características gerais do motor *Junkers Jumo 205*

| Engine Designator | year | Cyl. | Bore in mm | Stroke in mm | Volume in litres | Compress. in % | length in m | Height in m | Width in m | Weight in kg | T/O Power in kW | Cruise Power in kW | RPM. | Fuel Consump. g/kWh |
|-------------------|------|------|------------|--------------|------------------|----------------|-------------|-------------|------------|--------------|-----------------|--------------------|------|---------------------|
| Jumo 205D | 1934 | 6 | 105 | 2x160 | 16,6 | 16,7:1 | 2,236 | 1,271 | 0,645 | 595 | 647,2 | 473,1 | 2800 | 217,5 |

Um outro exemplo destes motores a dois tempos é o *Jumo 223/224* de dois tempos a diesel. Estes motores tinham como curiosidade o facto de terem 4 cambotas, 24 cilindros e arrefecimento a água. A diferença entre o *Jumo 223* e o *Jumo 224* residia só no facto deste último ter uma maior capacidade e maior potência [12].

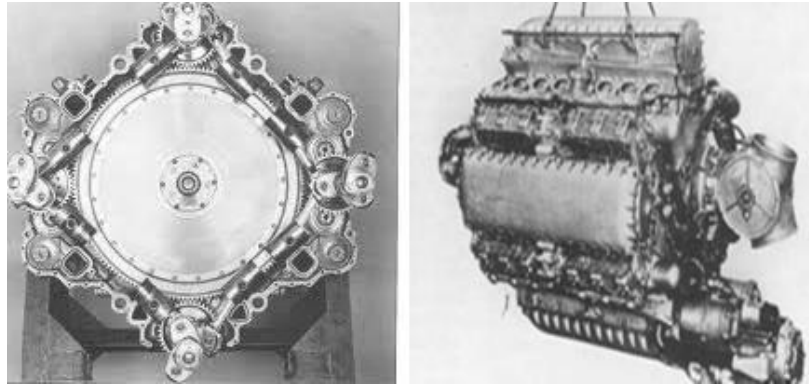


Figura 12- Motor *Junkers Jumo 223/224*

Tabela 2- Características gerais do motor *Junkers Jumo 223/224*

| Engine Designator | year | Cyl. | Bore in mm | Stroke in mm | Volume in litres | Compress. in % | length in m | Height in m | Width in m | Weight in kg | T/O Power in kW | Cruise Power in kW | RPM. | Fuel Consump. g/kWh |
|-------------------|------|------|------------|--------------|------------------|----------------|-------------|-------------|------------|--------------|-----------------|--------------------|------|---------------------|
| Jumo 223 | 1939 | 24 | 80 | 2x120 | 29,0 | n.a. | 2,370 | 1,367 | 1,260 | 1400 | 1618 | n.a. | 4400 | 237,9 |
| Jumo 224 | n.a. | 24 | n.a. | n.a. | 68,0 | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | 2647 | n.a. | n.a. | n.a. |

O *Jumo 207* a diesel de seis cilindros com pistões opostos verticalmente foi outro destes motores a dois tempos. Foi desenvolvido para missões a altitudes elevadas e é uma evolução do *Jumo 205*, sendo idêntico nas suas dimensões. Devido às altitudes elevadas, foram incorporados dois compressores centrífugos em linha. O primeiro destes compressores era impulsionado pelos gases de escape [12].

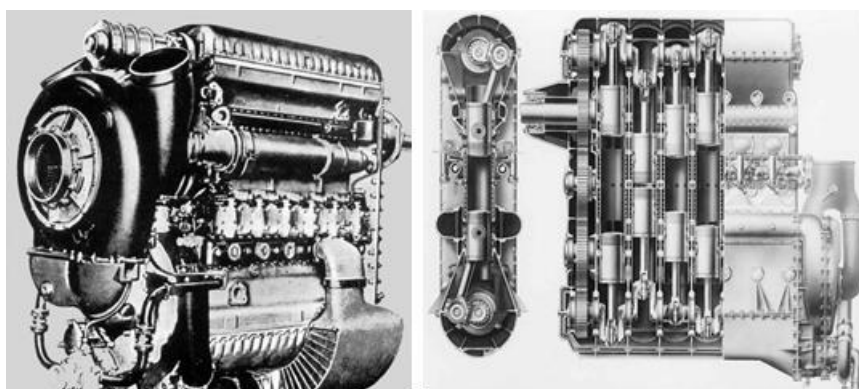


Figura 13- Motor *Junkers Jumo 207*

Tabela 3- Características gerais motor *Junkers Jumo 207*

| Engine Designator | year | Cyl. | Bore in mm | Stroke in mm | Volume in litres | Compress. in % | length in m | Height in m | Width in m | Weight in kg | T/O Power in kW | Cruise Power in kW | RPM. | Fuel Consump. g/kWh |
|-------------------|------|------|------------|--------------|------------------|----------------|-------------|-------------|------------|--------------|-----------------|--------------------|------|---------------------|
| Jumo 207A | 1939 | 6 | 105 | 2x160 | 16.6 | 16.2 | 2.173 | 1.369 | 0.72 | 805 | 647 | 500 | 2800 | n.a. |

1.7. Motores *Junkers* na actualidade

Hoje em dia existem empresas que utilizam o princípio de funcionamento dos motores *Junker* com pistões opostos em variadas áreas. Sendo assim não se pode dizer que esta tecnologia esteja completamente ultrapassada em relação aos tipos de motores actuais, antes pelo contrário como se pode verificar no livro sobre motores de pistões opostos publicado em 2009 [4].

Uma das empresas que utiliza este princípio de funcionamento dos *Junkers*, mas de uma maneira mais avançada tecnologicamente, é a *Kharkiv Morozov* da Ucrânia. Esta empresa é especializada em tanques de guerra e conseguiu adaptar este tipo de funcionamento aos motores dos seus tanques, como por exemplo o tanque T-84 MBT equipado com o motor 6TD-2. Este modelo é um motor a diesel de dois tempos com 6 cilindros com pistões opostos concebido para proporcionar um bom desempenho em todas as condições meteorológicas, principalmente em altas temperaturas. Consegue atingir uma potência de 1200 hp, pesa 1180 kg, tem um consumo específico em potência máxima de 180g/hp.h e um volume de 3.2 m³. Existe também a possibilidade de se utilizar outros tipos de combustível tais como o *Kerosene* ou a gasolina [13].

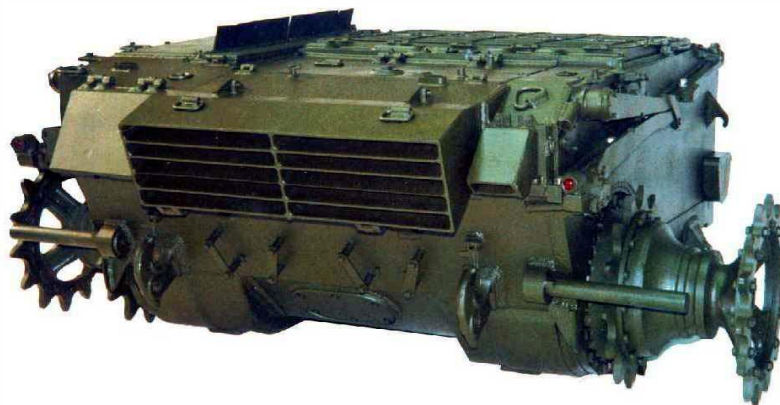


Figura 14- Motor do tanque T-84 MBT

A *Fairbanks Morse Engine* é outra das empresas que utiliza o funcionamento dos pistões opostos. Esta empresa desenvolve estes motores de forma a serem utilizados na geração de

energia eléctrica e em aplicações industriais. Para além disso equipam alguns destes motores com uma tecnologia desenvolvida pela própria empresa chamada *Enviro-Design®*, que consiste numa redução significativa das emissões de óxido de azoto e numa grande eficiência. Um destes motores de geração eléctrica é o 38ETDD8-1/8 turbo de duplo combustível com 12 cilindros e uma potência de 3,165 KWe às 900 rpm que permite produzir energia eléctrica a baixo custo [14].

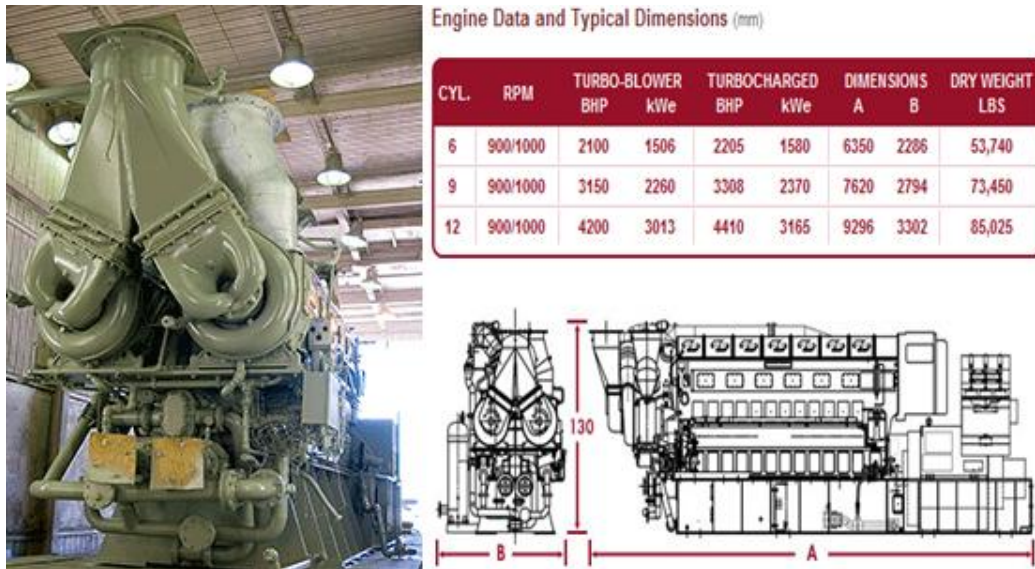


Figura 15- Motor 38ETDD8-1/8

Outras empresas como a *Air Airship Industries (UK)*, *Bonner Engineering,Lda. (UK)*, *Diesel Air* ou a *Gole Motor* também produzem motores de pistões opostos [3].

2. Modelos matemáticos

2.1. Software a utilizar

Devido ao à necessidade de investir muito dinheiro para se obter resultados experimentais, tem-se investido cada vez mais na área da modelagem matemática e simulação numérica de forma a obter resultados satisfatórios de uma forma muito mais barata. A este método dá-se o nome de Dinâmica dos Fluidos Computacionais ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

Para se poder estudar o escoamento dentro da câmara de combustão é necessário um programa que consiga resolver as variáveis existentes num regime turbulento através de um modelo matemático de turbulência. Nesse sentido escolheu-se um programa de CFD denominado *Ansys Fluent Inc.* Este programa permite usar uma ferramenta chamada *In-Cylinder* feita especialmente para estudar motores de combustão interna.

2.2. Equações de Governo

Como neste trabalho estamos perante um escoamento turbulento, é necessário adicionar-se termos às equações de Navier-Stokes pois, de outra maneira os resultados não seriam representativos da realidade. Estes termos têm como base variáveis estatísticas devido ao facto de num escoamento turbulento haver um movimento do fluxo bastante desordenado. Para além disso utiliza-se o conceito de fluido Newtoniano, ou seja, um fluido em que cada componente da tensão de corte é proporcional ao gradiente de velocidade na direcção normal a essa componente. A constante de proporcionalidade é a viscosidade dinâmica.

As equações de Navier-Stokes são as equações para a conservação de massa e balanço de quantidade de movimento, num regime turbulento para um fluido Newtoniano.

Sendo a equação para a conservação de massa:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.2.1)$$

E a equação para a quantidade de movimento:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}[\rho u_i u_j + p \delta_{ij} - \tau_{ij}] = 0 \quad (2.2.2)$$

É necessário ter-se em conta também a equação da conservação da energia para modelar escoamentos compressíveis:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} u_i u_i \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \left(h + \frac{1}{2} u_i u_i \right) \right] + q_j - u_i \tau_{ij} = 0 \quad (2.2.3)$$

Em que o tensor de *stress* viscoso, τ_{ij} , é relacionado com o tensor das taxas de deformação, S_{ij} , para um fluido isentrópico Newtoniano na forma:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.2.4)$$

Os modelos de turbulência têm como objectivo prever os efeitos da turbulência num determinado fluido. Para isso são utilizados conjuntos de equações e de relações que visam determinar as correlações turbulentas desconhecidas que surgem a partir do processo de média.

Existe também uma relação directa destes modelos com o conceito de viscosidade turbulenta. Ao contrário da viscosidade absoluta, esta viscosidade é uma característica termodinâmica dos fluidos que depende exclusivamente das condições do escoamento para um estado termodinâmico. Assim ao se estudar a turbulência num fluido, pode-se ignorar os vórtices de pequena escala focando então o cálculo no movimento em grande escala, onde viscosidade turbulenta representa o transporte e a dissipação de energia no fluxo de menor escala.

Os modelos de turbulência são utilizados para regimes em que o escoamento do fluido é turbulento, ou seja, para números de *Reynolds* normalmente superiores a 2500, em que o número de *Reynolds* é definido por:

$$Re = \frac{\rho V D h}{\mu} \quad (2.2.5)$$

Este tipo de escoamento tem as seguintes características:

- Flutuações Tridimensionais e aleatórias (vorticidade), tornando-se assim num regime não estacionário.
- A turbulência é originada pelas forças de inércia excessivas que geram instabilidades não amortecidas pela difusão molecular, fazendo com que cresçam e obtenham a forma de vórtices turbulentos.
- Grande difusividade, o que implica uma grande capacidade de mistura induzida pelos vórtices de maior dimensão.
- Instabilidade e irregularidade no espaço e no tempo.
- Números de Reynolds elevados (relação entre forças de inércia e forças viscosas).
- Altamente rotacional.

- Dissipativo. A energia é convertida em calor devido à acção de tensões viscosas associadas aos vórtices de menor dimensão.
- Vórtices de grande ou pequena dimensão podem coexistir no mesmo volume de fluido sobrepondo-se ao escoamento médio.
- Períodos de oscilação das flutuações estão relacionados com a dimensão dos vórtices.

Apesar de todas estas características o escoamento turbulento está de acordo com os mecanismos da mecânica dos meios contínuos e o fenómeno de turbulência não é uma característica dos fluidos mas sim do escoamento.

Para prever o escoamento são usadas duas aproximações para o estudo da turbulência:

- **DNS (*Direct Numerical Simulation*)**

Esta aproximação resolve as equações de *Navier-Stokes* através das escalas de comprimento de *Kolmogorov* e sem usar nenhum modelo de turbulência. Segundo *Kolmogorov* (1941) os turbilhões dentro dos escoamentos possuem uma altura compreendida entre L e η_k , onde L representa a maior escala do escoamento (imposta pela geometria do escoamento, como por exemplo o diâmetro típico de um cilindro) e η_k representa a menor escala do escoamento (imposta pela viscosidade do fluido, conhecida como escala de *Kolmogorov*). Esta escala é definida por:

$$\frac{L}{\eta_k} \sim Re^{3/4} \quad (2.2.6)$$

Como a turbulência é um fenómeno tridimensional assume-se então que:

$$\left(\frac{L}{\eta_k}\right)^3 \sim Re^{9/4} \sim N \quad (2.2.7)$$

Onde N é o número de pontos da malha.

Sendo assim, num escoamento turbulento a malha numérica aumenta. Portanto, quanto maior for o número de Reynolds maior será o número de pontos, de cálculos e de tempo despendido, pois esta aproximação DNS realiza cálculos para todos os pontos constituintes da malha. A tabela 4, realizada por Leschziner (1988) representa bem o custo numérico desta aproximação.

Tabela 4- Custo numérico do DNS

| | | | | |
|------|---------------------|----------------------|---------------------|-----------------------|
| Re | 6 600 | 20 000 | 100 000 | 10 ⁶ |
| N | 2 × 10 ⁶ | 40 × 10 ⁶ | 3 × 10 ⁹ | 15 × 10 ¹² |
| Time | 37h | 740h | 6.5y | 3000y |

Posto isto, pode-se dizer que a DNS necessita de uma grande capacidade computacional, o que faz com que não seja muito prático [15].

- **RANS** (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*)

Nesta aproximação só é necessário resolver os efeitos da turbulência no escoamento médio, colocando-se assim de lado os detalhes das flutuações turbulentas. Estas flutuações poderiam ser de pequena escala e alta frequência tornando-se muito dispendiosas computacionalmente. Ao se desprezar as pequenas escalas, torna-se necessário utilizar modelos de turbulência estatísticos baseados nas equações da média temporal de *Reynolds* de forma a determinar, em termos de quantidades conhecidas, as variáveis adicionais provenientes das equações modificadas dos modelos.

Estes modelos modificam a equação de Navier-Stokes com a introdução da média temporal (*Reynolds Averaging*) produzindo-se assim as equações de RANS. A média temporal de *Reynolds* consiste em considerar que uma variável qualquer (f) possa ser dividida em duas contribuições, uma média (\bar{f}) e uma flutuante (f'):

$$f = \bar{f} + f' \quad (2.2.8)$$

Uma vez aplicadas as médias e as suas propriedades às equações de Navier-Stokes e à equação da energia (e omitindo as barras das médias), fica-se então com as equações RANS:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.2.9)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_k' u_k') \quad (2.2.10)$$

De notar que estas equações têm a mesma forma geral que as equações originais, com a diferença das variáveis do escoamento serem agora médias do tempo.

Na equação 2.2.10 surge um termo adicional que representa os efeitos da turbulência designado tensor de Reynolds, $-\rho(u_k' u_k')$. Este será a quantidade a modelar no modelo de turbulência e é o único termo que contém termos flutuantes.

De forma a modelar o tensor das tensões de *Reynolds* utiliza-se a hipótese de *Boussinesq*. Esta hipótese assenta numa suposta similaridade entre os efeitos da turbulência e da viscosidade do fluido sobre o escoamento. Assume-se também que a viscosidade turbulenta representa o efeito da turbulência no escoamento.

Sendo assim relaciona-se o tensor das tensões de *Reynolds* com gradientes de velocidade média:

$$-\rho(u_k' u_k') = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.2.11)$$

Uma outra hipótese a considerar é a da difusidade turbulenta. Nesta hipótese os fluxos de *Reynolds* de um escalar estão linearmente relacionados ao gradiente escalar médio:

$$-\rho u_i' \phi' = \Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \quad (2.2.12)$$

Onde Γ_t é a difusidade turbulenta, que deve ser prescrita e relaciona-se com a viscosidade turbulenta μ_t através da relação:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (2.2.13)$$

Sendo Pr_t o número de Prandl turbulento

As equações 2.2.11, 2.2.12 e 2.2.13 representam então a flutuação turbulenta em termos da flutuação das variáveis principais se a viscosidade turbulenta μ_t for conhecida.

Esta aproximação RANS permite ter-se um baixo custo computacional ao se calcular a viscosidade turbulenta μ_t . Em contrapartida tem a desvantagem de se basear num argumento que não é estritamente verdadeiro, pois considera-se a viscosidade turbulenta como sendo uma quantidade escalar isotrópica.

2.3. Modelos de Turbulência

2.3.1. Modelo LES (Large Eddy Simulation)

Existem vários modelos de turbulência disponíveis. Um dos modelos mais conhecidos é o LES (Large Eddy Simulation) ou método de Simulação de Grandes Escalas.

Este método é considerado como uma metodologia intermediária entre a Simulação Numérica Directa (DNS), onde não existe modelação, e a simulação via equações médias de *Navier-Stokes* (RANS). Foi desenvolvido para escoamentos com altos números de *Reynolds* [16].

Certos escoamentos turbulentos contêm uma ampla escala de comprimento e tempo, onde os movimentos de grande escala são muito mais energéticos do que os de pequena escala.

Portanto, esta metodologia centra-se na filtragem das equações de *Navier-Stokes* de forma a decompor as variáveis do escoamento em duas escalas: a grande escala, onde as equações são resolvidas directamente e a pequena escala, onde as equações são modeladas por serem mais homogêneas e isotrópicas (ver figura 16). Na escala das pequenas estruturas é utilizado uma largura de filtro que se torna numa função da malha. Assim as estruturas turbulentas que são menores do que a resolução da malha são modeladas por modelos sub-malha.

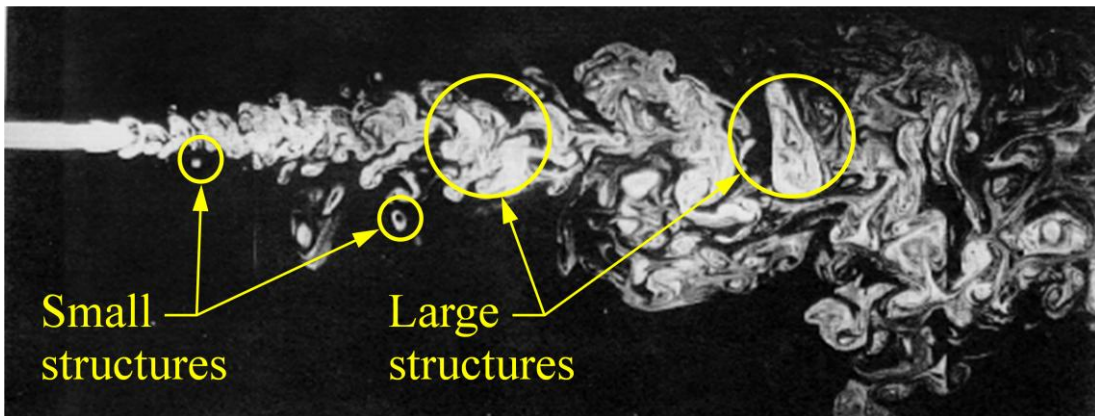


Figura 16- Pequenas e grandes escalas

Com estas duas escalas pode-se dividir a velocidade numa média local espacial e nas flutuações em torno desta média.

Qualquer variável do escoamento f pode ser escrita na forma:

$$f = \bar{f} + f' \quad (2.3.1.1)$$

Onde, \bar{f} , é referente à grande escala e, f' , à pequena escala.

Quanto à parte, \bar{f} , é calculada a partir da seguinte média volumétrica:

$$\bar{f}(x_i) = \int_D G(x_i, x'_i; \bar{\Delta}) f(x'_i) dx'_i \quad (2.3.1.2)$$

Onde, $G(x_i - x'_i)$, é a função filtro da malha que determina qual o tamanho e estrutura das pequenas escalas.

A largura do filtro, $\bar{\Delta}$, é o parâmetro que determina o tamanho das grandes escalas que seriam removidas pela operação de filtragem.

Esta média volumétrica torna-se o objectivo principal dos cálculos desta metodologia e será calculada da maneira mais precisa possível.

Existem várias funções filtro mas a que é geralmente utilizada é definida por:

$$G(x_i - x'_i) = \begin{cases} \frac{1}{\bar{\Delta}} & \text{se } |x_i - x'_i| \leq \frac{\bar{\Delta}}{2} \\ 0 & \text{se } |x_i - x'_i| > \frac{\bar{\Delta}}{2} \end{cases} \quad (2.3.1.3)$$

De notar que, $G(x_i - x'_i)$, é grande somente quando, $(x_i - x'_i)$, é menor do que uma escala de comprimento. A escala de comprimento é um valor sobre o qual a média é calculada.

Aplicando a equação 2.3.1.2 às equações de *Navier-Stokes* e admitindo que a operação de filtragem pode comutar com a derivação, obtém-se então as equações filtradas para a Simulação de Grandes Escalas de Turbulência:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.3.1.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \quad (2.3.1.5)$$

Onde \bar{p} é o campo de pressões filtrado e o tensor das tensões residuais, ou tensor de tensões de escalas da sub-malha (SGS- Subgrid-Scale), que precisa de ser modelado para haver o fecho das equações e é definido por:

$$\tau_{ij}^R = -\rho(\bar{u}_i \bar{u}_j - \bar{u}_i \bar{u}_j) \quad (2.3.1.6)$$

Este tensor caracteriza o efeito das pequenas escalas nas equações filtradas de Navier-Stokes

O tensor anisotrópico das tensões residuais é:

$$\tau_{ij}^r = \tau_{ij}^R - \frac{2}{3} k_r \delta_{ij} \quad (2.3.1.7)$$

Em que, k_r , é a energia cinética residual.

As equações filtradas de *Navier-Stokes* governam a evolução do movimento das grandes escalas transportadoras de energia.

A transferência líquida de energia, dos grandes turbilhões para os pequenos turbilhões, funciona com uma dissipação para as grandes estruturas. Essa energia consumida não retornará e conseqüentemente o modelo da sub-malha deverá ser dissipativo [17].

Um dos modelos de sub-malha utilizados é o modelo de Smagorinsky baseado na viscosidade turbulenta. O objectivo deste modelo é retirar energia das escalas resolvidas devido ao modelo LES resolver as escalas dissipativas do escoamento de forma deficiente [18].

A viscosidade turbulenta estará na forma:

$$\tau_{ij}^r = \tau_{ij}^R - \frac{\delta_{ij}}{3} \tau_{kk}^R = -2\mu_t \overline{S_{ij}} \quad (2.3.1.8)$$

Nesta fórmula as tensões residuais, τ_{ij}^R , são relacionadas com o tensor das taxas de deformação das grandes escalas, $\overline{S_{ij}}$.

Para além disto, o modelo de *Smargorinsky* considera que a viscosidade turbulenta dos movimentos residuais é proporcional a um comprimento característico das escalas residuais, l_s , e ao módulo das taxas de deformação das grandes escalas, \overline{S} :

$$\mu_t = l_s^2 \overline{S} = (C_s \Delta)^2 \overline{S} \quad (2.3.1.9)$$

Uma vez que a constante C_s do modelo de *Smargorinsky*, é real, o modelo é absolutamente dissipativo. O comprimento característico das escalas residuais, l_s , é proporcional á largura do filtro, Δ . A constante C_s pode tomar valores entre 0.18 e 0.23 [18].

Com tudo isto, podemos concluir que, de uma maneira geral, a metodologia LES tem a grande vantagem de simular directamente os grandes vórtices e de não precisar de malhas demasiado finas. É por isso indicada para elevados números de Reynolds pois, nesses casos, a concentração de grande parte do transporte do movimento e energia e outros escalares está nos grandes vórtices [17].

Em contrapartida, existe alguma dificuldade em especificar as condições iniciais do escoamento e as condições de fronteira. [19] Em escoamentos complexos é requerido uma grande resolução nas proximidades da parede onde as tensões da sub-malha são fornecidas pelo modelo da sub-malha tornando o tempo de cálculo exageradamente grande. A maioria dos modelos actuais LES não consegue reproduzir correctamente essas tensões de corte, pois não possui resoluções suficientemente finas junto as paredes [20].

2.3.2. Modelos de duas equações de transporte

Os modelos seguintes são modelos em que há uma equação para a energia cinética turbulenta (κ), que representa a variação das flutuações na velocidade. A outra equação, segundo

Kolmogorov (1942), deverá ser ou para a dissipação (ε) ou para a taxa específica de dissipação (ω), que quantificarão a taxa à qual se dá a dissipação das flutuações da velocidade. Por sua vez, as equações para ε e ω podem se relacionar com κ , l , e μ_t através de:

$$l \approx \frac{h^{1/2}}{\omega} \quad (2.3.2.1)$$

$$\varepsilon \approx \kappa \omega \quad (2.3.2.2)$$

$$\mu_t \approx \frac{\kappa}{\omega} \quad (2.3.2.3)$$

2.3.2.1. Metodologia k- ε padrão

Este modelo RANS sugere que a turbulência consiste em pequenos turbilhões que são continuamente formados e dissipados, e na qual os tensores de Reynolds são assumidos como proporcionais à média dos gradientes de velocidade.

Adicionalmente às equações 2.2.11 e 2.2.12 descritas anteriormente, temos a equação 2.3.2.1.1 para as flutuações dos termos do trabalho viscoso, para turbulência isotrópica homogênea.

$$\frac{\partial u_i \tau_{ij}}{\partial x_j} \approx \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (2.3.2.1.1)$$

Estas três equações permitem expressar os termos das flutuações turbulentas das variáveis médias se a energia cinética turbulenta, (κ), e a viscosidade turbulenta, μ_t , forem conhecidas.

Este modelo é capaz de fornecer estas variáveis através de duas equações de transporte (κ) e (ε) para posteriormente calcular a viscosidade turbulenta.

Prandtl e *Kolmogorov* propuseram que a viscosidade turbulenta μ_t fosse modelada da seguinte maneira:

$$\mu_t = \rho C_\mu l_t V_t \quad (2.3.2.1.2)$$

Com:

$$V_t = \sqrt{k} \quad (2.3.2.1.3)$$

Sendo C_μ uma constante de proporcionalidade do modelo, l_t um comprimento de escala turbulenta, V_t uma velocidade de escala turbulenta.

Neste modelo, é assumido que o comprimento de escala é um comprimento de escala de dissipação e quando as escalas dissipativas turbulentas são isotrópicas, *Kolmogorov* determinou que:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_t} \quad (2.3.2.1.4)$$

Caso l_t , k e ε sejam conhecidos a viscosidade turbulenta é calculada a partir de 2.3.2.1.2 e os tensores de Reynolds podem ser calculados a partir da equação 2.2.11 fechando-se assim as equações turbulentas do transporte de movimento.

A viscosidade turbulenta fica então:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.3.2.1.5)$$

Neste modelo, para se obter os valores de k e ε , as equações de transporte são respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \rho \frac{\partial(\overline{u_j k})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (2.3.2.1.6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \rho \frac{\partial(\overline{u_j \varepsilon})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_E \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{E1} P_k - \rho C_{E2} \varepsilon) \quad (2.3.2.1.7)$$

Onde os coeficientes difusivos são dados por:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.3.2.1.8)$$

$$\Gamma_E = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_E} \quad (2.3.2.1.9)$$

Por sua vez taxa de produção de energia cinética turbulenta é dada por:

$$P_k = \mu_t \left(-\overline{\rho u_l' u_j'} \frac{\partial \overline{u_l}}{\partial x_j} \right) \quad (2.3.2.1.10)$$

Onde o valor das constantes atribuídas *Launder e Spalding* (1972) são [23]:

$$C_\mu = 0.09$$

$$C_{E1} = 1.44$$

$$C_{E2} = 1.92$$

$$\sigma_k = 1.00$$

$$\sigma_E = 1.30$$

Apesar destas duas equações de transporte, o modelo tem dificuldades em resolver as situações em que o fluxo do escoamento se encontra junto das paredes. Isto deve-se a vários factores [21]:

- O campo de velocidades médias ser afectado nas paredes devido à existência da condição de não-deslizamento.
- O amortecimento viscoso junto das paredes faz com que haja uma redução da velocidade tangencial das flutuações, que por sua vez induz um bloqueio cinemático nas flutuações normais.
- À medida que o escoamento flui para a parte externa da zona junto da parede, existe um incremento rápido da turbulência pela produção de energia cinética turbulenta devido aos grandes gradientes na velocidade média.

A região próxima da parede pode ser dividida em duas camadas. A região mais próxima da parede é conhecida com sub-camada viscosa, onde predomina a viscosidade (molecular) e onde o escoamento é laminar. A parte mais superior é conhecida por camada logaritmica onde predomina a turbulência. Existe ainda uma região situada entre estas duas camadas chamada região de mistura.

O modelo utiliza as leis de Parede para resolver a influência dos efeitos viscosos e dos números de Reynolds bastante baixos. Deste modo, as equações do k- ϵ padrão tornam-se inválidas na vizinhança das paredes.

Existem duas formas de se utilizar as leis de Parede [22]:

1. Através de utilização de fórmulas semi-empíricas de modo a formar uma “ponte” entre a região da parede e a região onde o escoamento é totalmente turbulento (*Wall Functions*).
2. Através de uma aproximação que modificará o modelo de turbulência de forma que a região afectada pela viscosidade molecular seja resolvida até à parede (*Near-wall Modelling*).

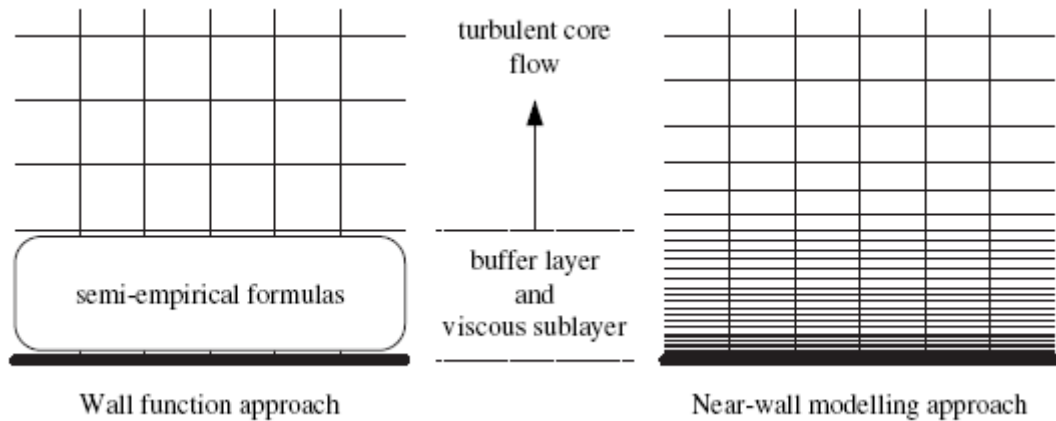


Figura 17- Wall Functions e Near-wall Modelling

Visto que a segunda opção requer malhas numéricas muito refinadas nestas zonas, o tempo de cálculo aumentará, e por isso normalmente utiliza-se a primeira opção.

Com esta opção não é necessário que o modelo de turbulência efectue cálculos na zona afectada pela viscosidade molecular, poupando-se assim recursos computacionais e obtendo-se da mesma forma bons resultados.

Ao se utilizar as funções de parede padrão a velocidade média será fornecida por [21]:

$$U^* = \frac{1}{k} \ln(Ey^*) \quad (2.3.2.1.11)$$

Em que:

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (2.3.2.1.12)$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (2.3.2.1.13)$$

Sendo:

E - Constante empírica (=9.793)

U_p - Velocidade média do fluido no ponto P

k_p - Energia cinética turbulenta no ponto P

y_p - Distância do ponto P à parede

A unidade de parede adimensional, y^* , é a distância entre a parede e o centróide da célula da malha numérica.

A lei logarítmica para a velocidade média é válida para situações onde $30 < y^* < 300$. No *Fluent* esta lei é usada para $y^* > 11.225$. Nas células adjacentes à parede onde $y^* < 11.225$, o *Fluent* aplica a relação tensão-deformação laminar dada por:

$$U^* = y^* \quad (2.3.2.1.14)$$

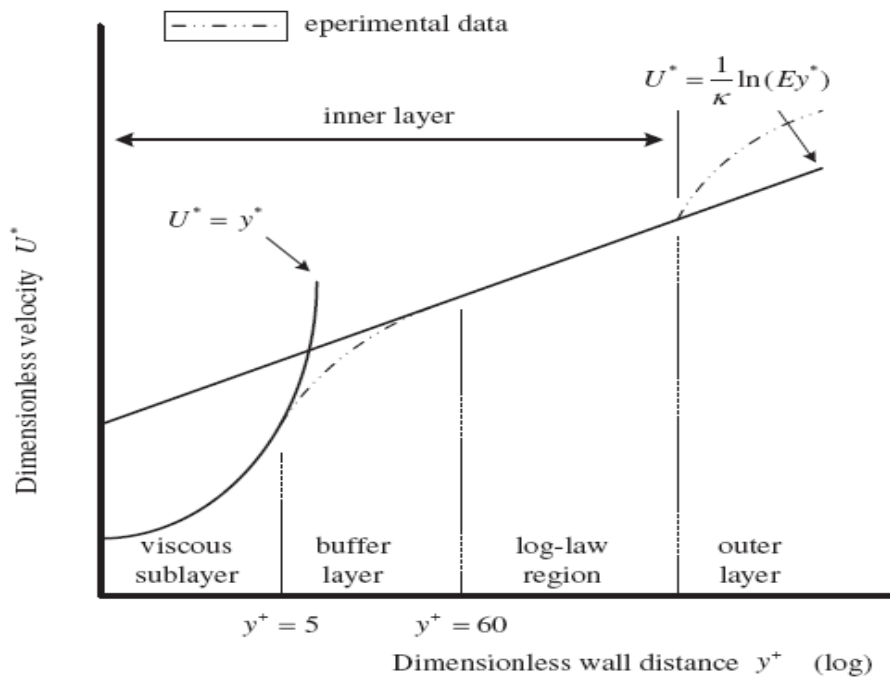


Figura 18- Camadas da região próxima à parede

De realçar que no programa *Fluent*, as leis da parede para a velocidade média e temperatura são baseadas na unidade de parede, y^* , em vez de $y^+ \equiv \rho \mu_t y / \mu$. Estas quantidades são aproximadamente iguais em camadas de equilíbrio limite turbulentas [23].

Este método de duas equações $k-\epsilon$ é muito utilizado, pois tem uma formulação bastante simples e permite que seja utilizado numa vasta gama de escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos, sendo só necessário alterar ligeiramente os seus coeficientes consoante o caso em estudo. Pode-se considerar este modelo bastante fiável, pois tem um grau de precisão aceitável e é bastante económico em termos de tempos de cálculo [21]. Este modelo não necessita de especificações que sejam dependentes do campo do escoamento, tais como o comprimento de mistura ou o cálculo da distância à parede. Para além disso, pode ser aplicado em toda a camada limite, incluindo a região viscosa [23].

Em contrapartida, este modelo é limitado para escoamentos com baixas escalas de turbulência envolvendo geometrias complexas. Nos fluxos de alta taxa de tensão, os tensores de Reynolds podem tornar-se negativas [23]. Apresenta por vezes uma excessiva produção de “k” em regiões com grandes taxas de deformação (por exemplo perto de um ponto de estagnação) resultando em previsões muito imprecisas. Também é sensível para escoamentos com grandes gradientes de pressão [21].

É um modelo somente aplicável para regimes totalmente turbulentos [21].

2.3.2.2. Metodologia k- ω padrão [Wilcox 1998]

Este é mais um modelo RANS de duas equações onde vão estar representadas as propriedades do fluxo turbulento através de duas equações de transporte. Portanto vamos ter uma equação para a energia cinética turbulenta “k”(2.3.2.2.1) e uma equação para a taxa de dissipação específica “ω”(2.3.2.2.2).

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial}{\partial x_j} \right) \quad (2.3.2.2.1)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x_j} = P_\omega - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial}{\partial x_j} \right) \quad (2.3.2.2.2)$$

Com:

$$\mu_t = \rho k / \omega \quad (2.3.2.2.3)$$

A produção e a difusão cruzada são dados por:

$$P_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.3.2.2.4)$$

$$P_\omega = P_k \frac{\alpha_\omega \omega}{k} \quad (2.3.2.2.5)$$

$$C_D = \sigma_d \frac{\rho}{\omega} \max \left\{ \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 0 \right\} \quad (2.3.2.2.6)$$

Este modelo contém 6 coeficientes determinados por Wilcox [24]: α_ω , β^* , β , σ_k , σ_ω , e σ_d .

A partir destes coeficientes pode-se derivar quatro relações:

$$\frac{\beta}{\beta^*} = 6/5 \quad (2.3.2.2.7)$$

$$\alpha_\omega = \frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_\omega \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}} \quad \text{com a constante de Von Kármán sendo, } \kappa = 0,41 \quad (2.3.2.2.8)$$

$$\beta^* = 0,09$$

$$\sigma_\omega = 0,5$$

Para haver uma solução correcta na camada interna de uma camada limite a uma pressão constante, o coeficiente do termo de produção de ω tem essa expressão (2.3.2.2.8).

Os coeficientes σ_κ e σ_d têm pouca influência na camada interna. Todavia estes termos têm de estar sintonizados de forma a se obter um comportamento desejável do modelo na margem da camada limite.

$$\sigma_\kappa = 0,5$$

$$\sigma_\omega = 0,5$$

$$\sigma_d = 0$$

Este modelo tem grandes desempenhos, principalmente para escoamentos delimitados por paredes e para baixos números de Reynolds [21], e é caracterizado por antever escoamentos com taxas de difusão livres e portanto poderá ser aplicável a escoamentos delimitados por paredes e escoamentos livres. É um modelo muito simples, estável e não tem envolvido qualquer função de amortecimento devido à possibilidade de impor condições de contorno de não escorregamento nas paredes. Permite também a sua aplicação em toda a camada limite, incluindo o domínio da região viscosa, sem modificações adicionais. Não exige também o cálculo da distância da parede. [25]

Por outro lado, este modelo não prevê correctamente o comportamento da turbulência quando se aproxima da parede. É sensível aos valores ω na corrente livre e por isso torna-se também extremamente sensível às condições de contorno de entrada para os fluxos internos. As separações são normalmente previstas muito cedo e de maneira excessiva [25].

2.4. Escolha do modelo k- ϵ

Entre estes três modelos, a escolha recaiu sobre o modelo k- ϵ , devido a vários factores de comparação entre cada um deles:

- O modelo k- ω tem uma grande desvantagem sobre o modelo k- ϵ , devido aos seus cálculos na camada limite serem sensíveis aos valores de ω no fluxo livre. Isto faz com que seja muito sensível quanto às condições de fronteira na entrada, em caso de fluxos internos. Para além disso, ao contrário do modelo k- ϵ , que pode utilizar a lei das paredes para prever o comportamento da turbulência junto à parede, o modelo k-

ω necessita de uma grande resolução junto às paredes para prever correctamente este comportamento.

- Quanto ao modelo LES, para além de ser usado principalmente para altos números de Reynolds em regime turbulento (o que não é o caso deste projecto), tem também algumas desvantagens importantes relativamente ao modelo k- ϵ , como a necessidade de modelos de sub-malha que requerem grandes resoluções junto às paredes, altos custos numéricos, necessidade de códigos excessivamente precisos, dificuldades em simular escoamentos onde grande parte de toda a energia não esteja grandes turbilhões, etc.

Com base nas características de cada modelo e nas comparações feitas com os outros modelos, decidiu-se utilizar este modelo k- ϵ . Para além disso é um modelo relativamente simples de estruturar e não envolve grandes tempos de cálculo. Tomou-se também como referência experiências anteriores sobre motores de combustão interna utilizando este modelo, onde se obtiveram resultados de boa qualidade [26][27][28][29].

3. Construção do modelo

3.1. Geometria

Primeiro que tudo, foi necessário desenhar a estrutura dos dois motores idênticos em questão. Cada motor é constituído por uma câmara de combustão, um cilindro, um pistão e duas condutas, uma de admissão e uma de escape, onde se irão colocar as respectivas válvulas (figura 19).



Figura 19- Câmara de Combustão do motor *Robin EY15-3*

Como referido anteriormente, foram retiradas a estes motores as suas cabeças, de forma a se poderem acoplar um ao outro (ver componente nº610 da figura 20).

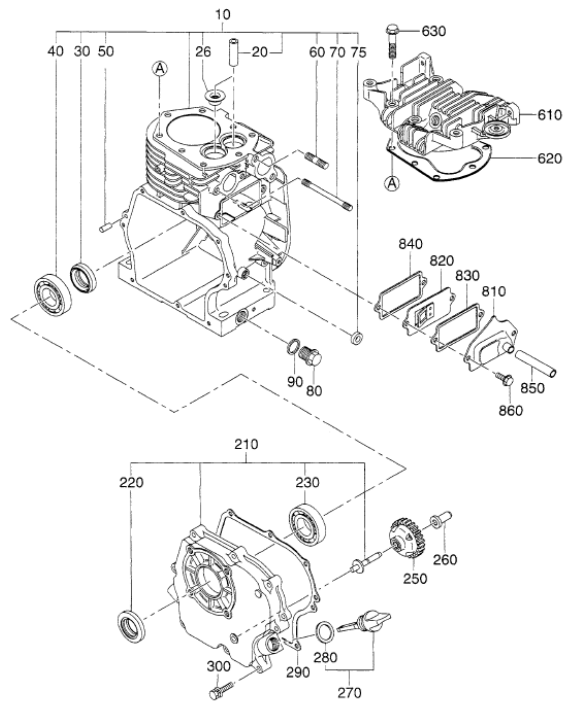


Figura 20- Componentes do motor *Robin EY15-3*

As características de cada motor estão representadas na seguinte tabela 5:

Tabela 5- Características do motor *Robin EY15-3*

| Parâmetro | Dimensão |
|---------------------------------|-----------------------------|
| Comprimento da biela | 0,086 m |
| Curso | 0,043 m |
| Diâmetro dos cilindros | 0,063 m |
| Diâmetro da conduta de admissão | 0,023 m |
| Diâmetro da conduta de escape | 0,027 m |
| Volume da câmara de combustão | 88.25177 cm ³ |
| Volume do deslocamento | 134.0455 cm ³ ×2 |
| Volume total | 356.33487 cm ³ |
| Razão de compressão | 4.03 |

Utilizando o programa “*Solid Works*” foi construída a geometria do motor composto pelos dois motores *Robin* apresentado na figura 21:

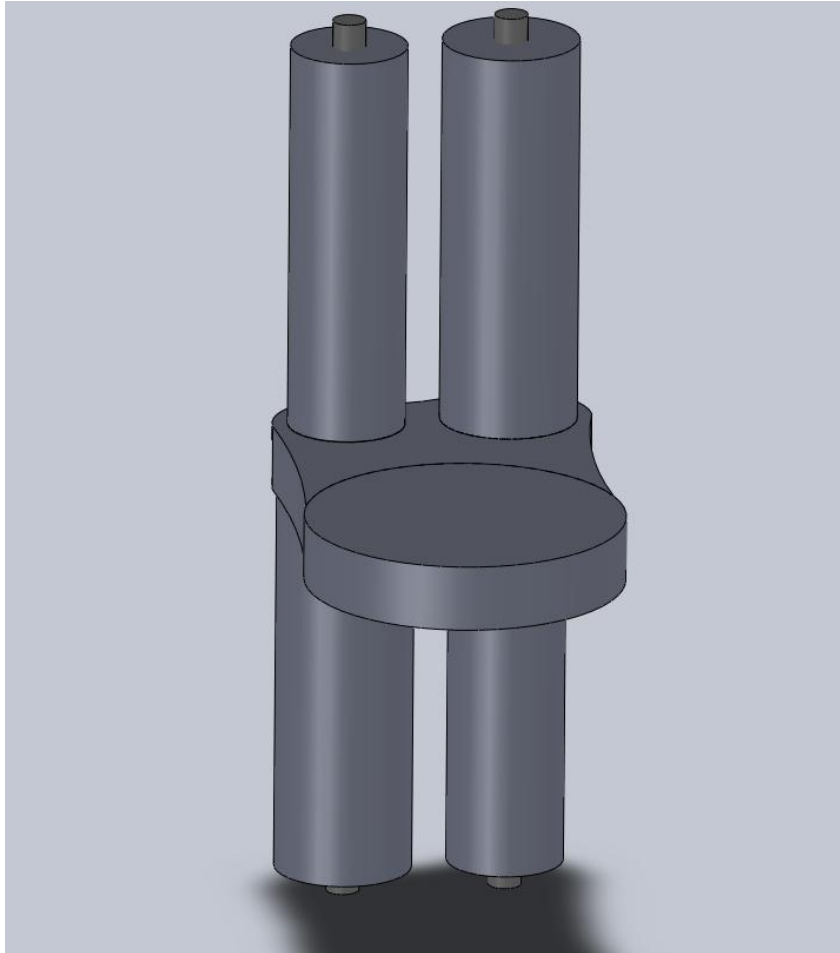


Figura 21- Motor Robin EY15-3 em *Solid Works*

3.2. Geração da malha numérica

Para a geometria deste motor ser transferida para o programa “*Ansys Fluent*”, é necessário criar as malhas numéricas.

Uma malha numérica é usada para representar o domínio computacional de uma geometria num código CFD, fazendo com que o volume que está a ser representado computacionalmente fique dividido em volumes mais pequenos chamados células. Desta forma, os códigos CFD poderão resolver as equações de governo em todas as células que constituem a malha. Portanto as malhas numéricas são essenciais para a utilização dos CFD e influenciam bastante a qualidade e rapidez dos resultados numéricos, independentemente do tipo de modelo matemático a ser usado. Quanto mais refinada for a malha, melhor será em princípio a precisão do código CFD. Em contrapartida, haverá um maior número de cálculos a ser

efectuado, logo mais tempo será necessário para se resolver todas as equações. O contrário também se aplica, ou seja, quanto menos refinada for, menor será a precisão e a rapidez de cálculo. Será por isso necessário encontrar um meio-termo entre precisão e rapidez, de maneira a que a malha construída torne o código CFD o mais robusto e eficiente possível.

Logg,A.[30] afirma que: "A malha computacional é um componente central de qualquer estrutura de software para a solução (baseada nas malhas) de equações diferenciais parciais."

A malha computacional usada neste projecto foi obtida através de um software de construção de malhas *GAMBIT*. Este software permite criar ficheiros "mesh" que depois serão directamente importados para o software "ANSYS Fluent Inc.", de forma a se observar o comportamento do escoamento.

Na estrutura da malha foram utilizadas malhas tetraedras que estão representadas na figura 22:

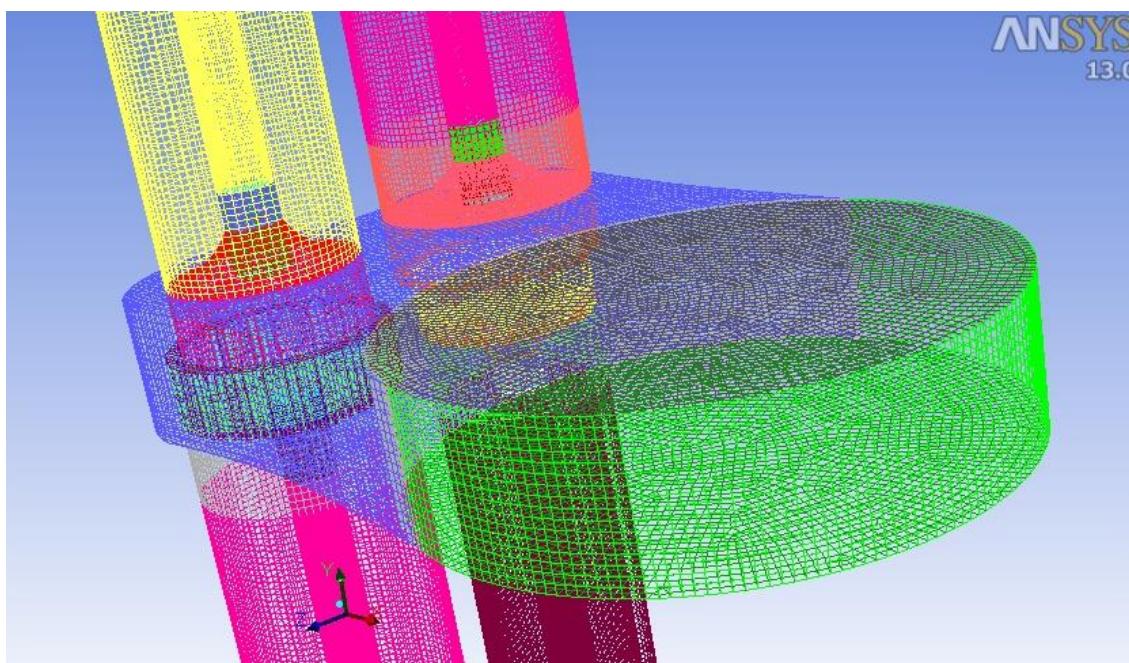


Figura 22- Estrutura da malha

Ao todo, a malha tem 702470 nós e 642280 células com um volume mínimo e máximo das células de $1.363086 \times 10^{-11} \text{ m}^3$ e $2.689980 \times 10^{-09} \text{ m}^3$ respectivamente.

3.3. Malha Dinâmica

Uma malha dinâmica refere-se a situações onde a malha numérica muda dinamicamente durante uma simulação CFD, permitindo a simulação de escoamentos onde existem alterações da geometria com o tempo.

Como neste projecto existem fronteiras que se movem (pistões e válvulas) consoante o ângulo da cambota, é necessário criar essas malhas dinâmicas no programa *Fluent*.

Para se aplicar as malhas dinâmicas, é utiliza-se uma opção incorporada no programa *Fluent* denominada *In-Cylinder*, que possibilita definir a partir do comprimento da biela e do curso do pistão a posição do mesmo. O comprimento da biela e o curso do pistão são respectivamente [23]:

$$L = 0,083 \text{ (m)}$$

$$A = 0,046 \text{ (m)}$$

A posição do pistão é dada por:

$$p_s = L + \frac{A}{2} \left(1 - \cos \theta_c - \sqrt{L^2 - \frac{A^2}{2} \sin^2(\theta_c)} \right) \quad (3.3.1)$$

Onde θ_c é o ângulo em que se encontra o pistão e é dado por:

$$\theta_c = \theta_s + t\Omega_{shaft} \quad (3.3.2)$$

Estas equações permitem representar o movimento dos pistões consoante o ângulo θ_c em que se encontram.

No entanto, é necessário conceber uma *interface* que permita criar ou destruir camadas de células da malha numérica baseadas no tamanho da camada adjacente à superfície móvel. Esta necessidade ocorre à medida que os pistões e as válvulas se movem e é chamada de *layering*.

A forma como o *Fluent* realiza o *layering* baseia-se na altura h da camada de células. Sendo assim quando uma célula da camada aumenta até certa altura h o *layering* faz com que ela se divida em duas gerando uma nova camada. Quando a célula da camada diminui até certa altura h o *layering* remove-a de forma a se fundir com a camada adjacente. Esta capacidade de criar ou destruir segundo uma altura tem o nome de coeficiente de divisão (*sf* - *split factor*) ou coeficiente de aglutinação respectivamente (*cf* - *collapse factor*) [23].

Sendo assim divide-se quando:

$$h > (1 + sf) \times h_{ideal} \quad (3.3.3)$$

e aglutina-se quando:

$$h < cf \times h_{ideal} \quad (3.3.4)$$

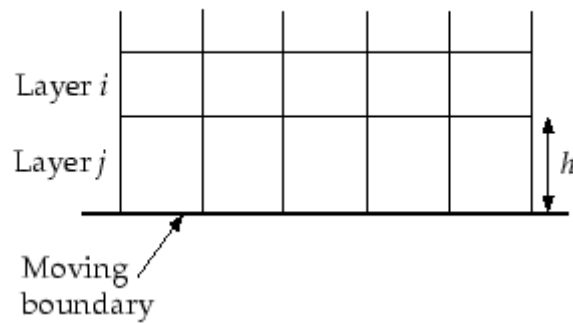


Figura 23- Layering

A altura ideal, h_{ideal} , foi definida no painel das zonas dinâmicas como sendo 0.0008 e o coeficiente de divisão e de aglutinação foram de 0.4 e 0.2 respectivamente.

Quanto à *interface* criada para os pistões, situou-se em duas zonas: no interior da câmara de combustão na zona onde os pistões se movimentam e na zona do pistões que entra em contacto com a câmara de combustão como se pode ver na malha vermelha da figura 24:

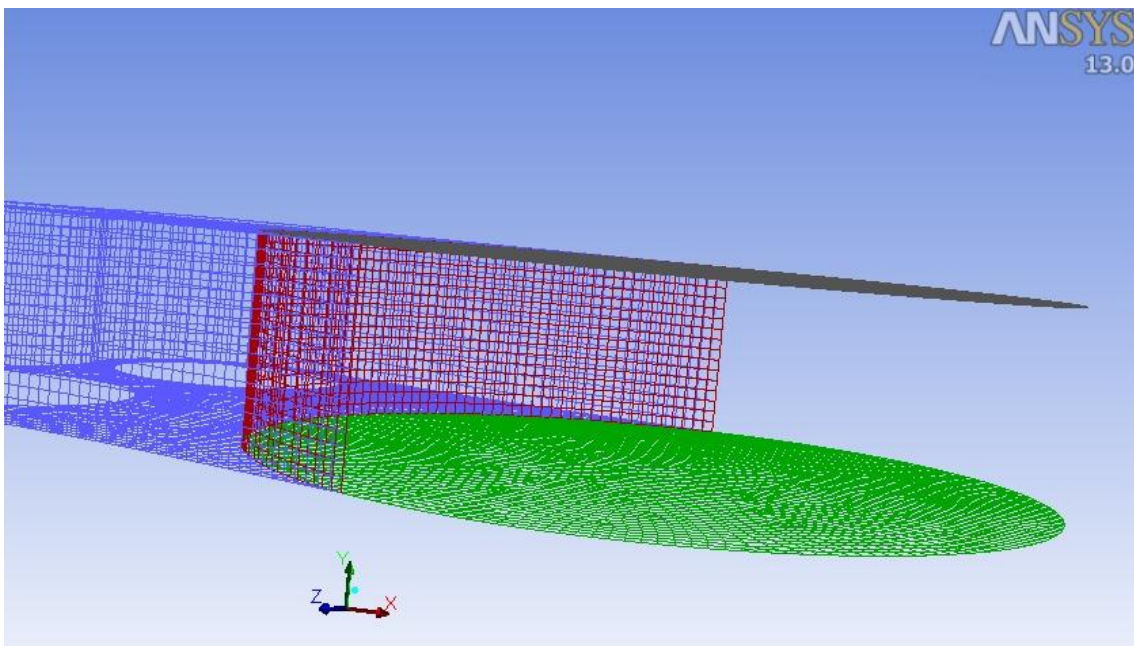


Figura 24- Interface dos pistões

No *In-Cylinder* definiu-se as fronteiras móveis do pistão como sendo *Piston-Full*. Assim estas fronteiras móveis deslocar-se-ão consoante o ângulo da cambota sendo a posição do pistão dada por, p_s .

Quanto às válvulas, a *interface* criada seria muito mais complexa se não se tivesse optado por desenhar uma válvula simples com a seguinte estrutura:

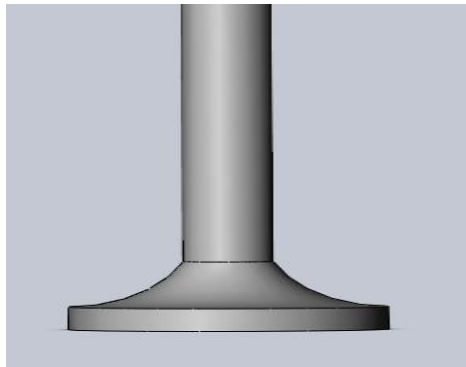


Figura 25- Estrutura geométrica da válvula

Com esta estrutura criaram-se *interfaces* entre a válvula e a câmara de combustão. Para isso, desenharam-se dentro da câmara, cilindros nas zonas onde a válvula iria se mover de forma a se criar *interfaces* no interior da câmara de combustão. Nas paredes laterais destes cilindros, que na realidade não são paredes sólidas, têm-se *interfaces*.

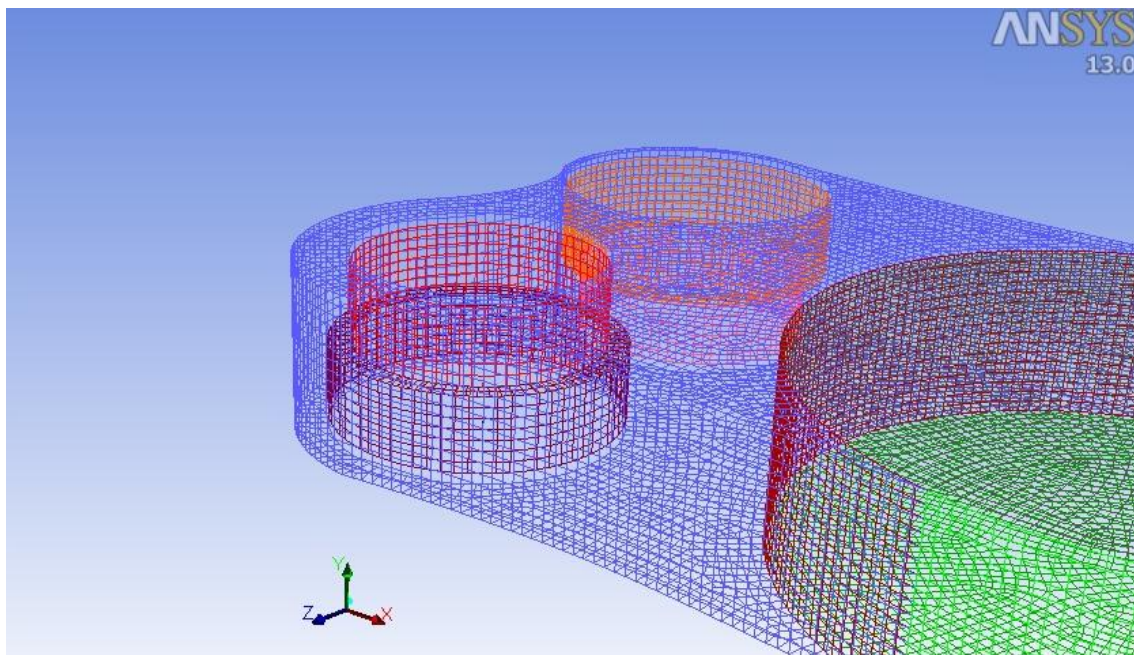


Figura 26- *Interface* dos cilindros no interior da câmara de combustão

As outras *interfaces* estão situadas no topo da válvula e nas paredes laterais da válvula e dos colectores.

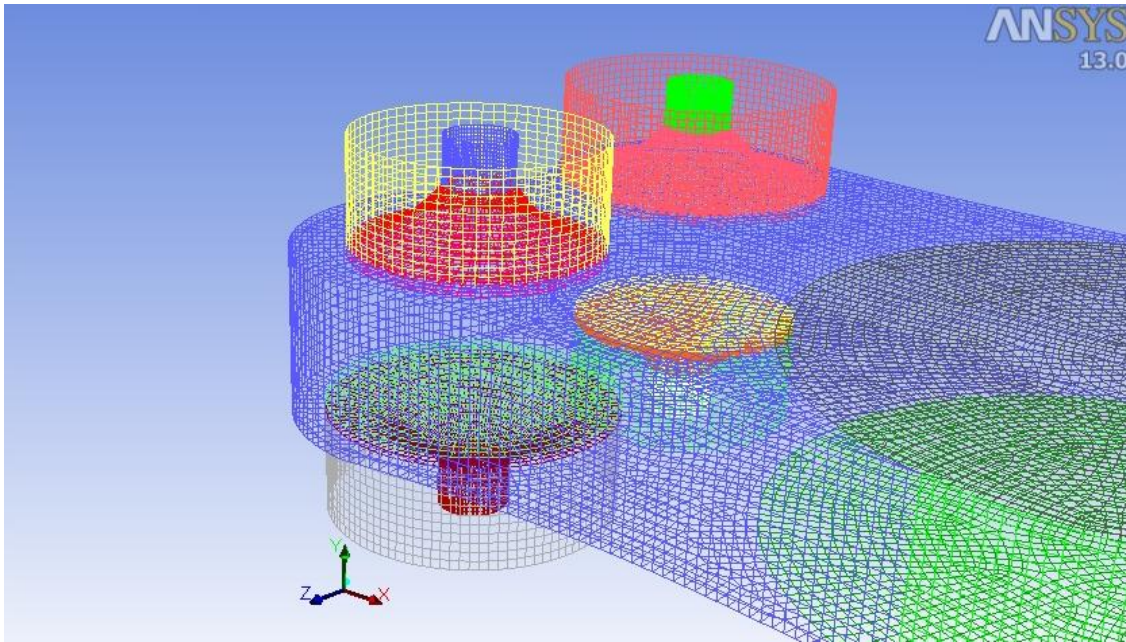


Figura 27- Interface das válvulas

Para se coordenar o movimento das válvulas introduziu-se um ficheiro *profile* com os ângulos da cambota e as respectivas elevações das válvulas de admissão e escape (ver figura 27). Estes valores foram medidos na câmara de origem com um transferidor no volante:

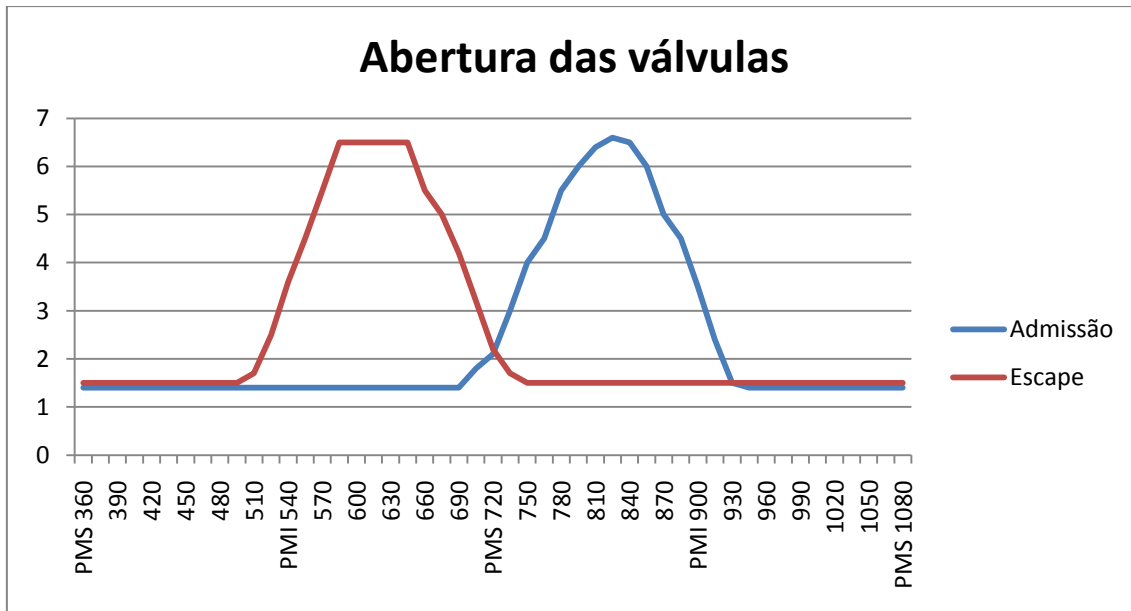


Figura 28- Tempos de Admissão e de Escape

Estes tempos de admissão e de escape permitem definir, nos parâmetros do *In-Cylinder*, o movimento das válvulas. Sendo assim o conjunto de paredes e *interfaces* constituintes das válvulas de admissão e de escape foram definidos como *in-valve* e *ex-valve* respectivamente.

Portanto, consoante o grau em que estiver a cambota, estes conjuntos de paredes e *interfaces* de cada válvula têm uma elevação indicada pelo ficheiro *profile*.

Como forma de poupar tempo de cálculo, são introduzidos eventos que criam e destroem os volumes e as *interfaces* conforme estes estejam a ser ou não usados. A tabela 6 ilustra esses eventos:

Tabela 6- Eventos das *interfaces*

| Comando | Ângulo da cambota |
|-----------------------------------|-------------------|
| Desactivar colectores de Admissão | 360° |
| Desactivar colectores de Escape | 360° |
| Activar colectores de Escape | 480° |
| Activar colectores de Admissão | 690° |
| Desactivar Colectores de Escape | 750° |

Como se pode observar na tabela 6, os eventos começam aos 360°. Este é o ângulo em que se tem teoricamente o valor da pressão máxima, obtida após a explosão da mistura fresca na câmara de combustão (pistões estão no PMS) para posteriormente haver a lavagem dos gases queimados.

Os ângulos da cambota, onde as válvulas de admissão ou de escape estão fechadas, são os ângulos onde não é necessário o programa estar a realizar cálculos, pois não está ocorrendo escoamento nos colectores. Sendo assim considera-se que as *interfaces* dos colectores estão desactivadas, sendo só activadas no momento em que se inicia o movimento das respectivas válvulas, poupando-se assim tempo de cálculo.

O *Time-Step* utilizado é o correspondente ao ângulo da cambota de 0.5°. Este valor só é alterado para 0.25° nos primeiros 20° seguintes à abertura das válvulas de admissão ou de escape e para os 20° anteriores ao fecho das válvulas de admissão ou de escape. Isto deve-se ao facto de existir problemas de convergência das iterações nestes tempos. Estas convergências surgem devido a um passo demasiado grande para uma reduzida deslocação da válvula, isto é, nos momentos em que as válvulas estão começando a abrir ou perto de fechar, existem poucas células da malha numérica (espaço entre as paredes e as válvulas é muito reduzido) que não permitem calcular devidamente as grandes velocidades do escoamento.

3.4. Condições de Fronteira

As condições de fronteira aplicadas nesta simulação visaram ser o mais próximo possível da realidade e têm como referência trabalhos anteriores sobre simulações de motores de combustão interna em CFD. As condições de fronteira são implementadas no programa *Gambit*.

Neste projecto, existem apenas dois tipos de condições de fronteira: paredes sólidas e pressões impostas de entrada e de saída.

Para as paredes sólidas no interior da zona de combustão do motor, foi definido um valor inicial de temperatura de 2000 (K) com uma pressão relativa de 1900000 (Pa). Para as paredes dos colectores de admissão e de escape foi definido um valor inicial de temperatura ambiente de 300 (K). Os colectores de admissão e de escape estão inicialmente à pressão atmosférica relativa que é de 0 (Pa).

3.5. Método de Solução

De modo a resolver as equações do escoamento turbulento, escolheu-se o método de solução *Pressure based Coupled Solver*. Este algoritmo resolve as equações da continuidade e do momento em simultâneo, eliminando deste modo as aproximações associadas a outros métodos de solução, que resolvem estas equações separadamente. Sendo assim, as equações da continuidade e do momento ficam dependentes uma da outra, o que provoca uma taxa de convergência mais rápida e monótona e consequentemente a solução é calculada mais rapidamente.

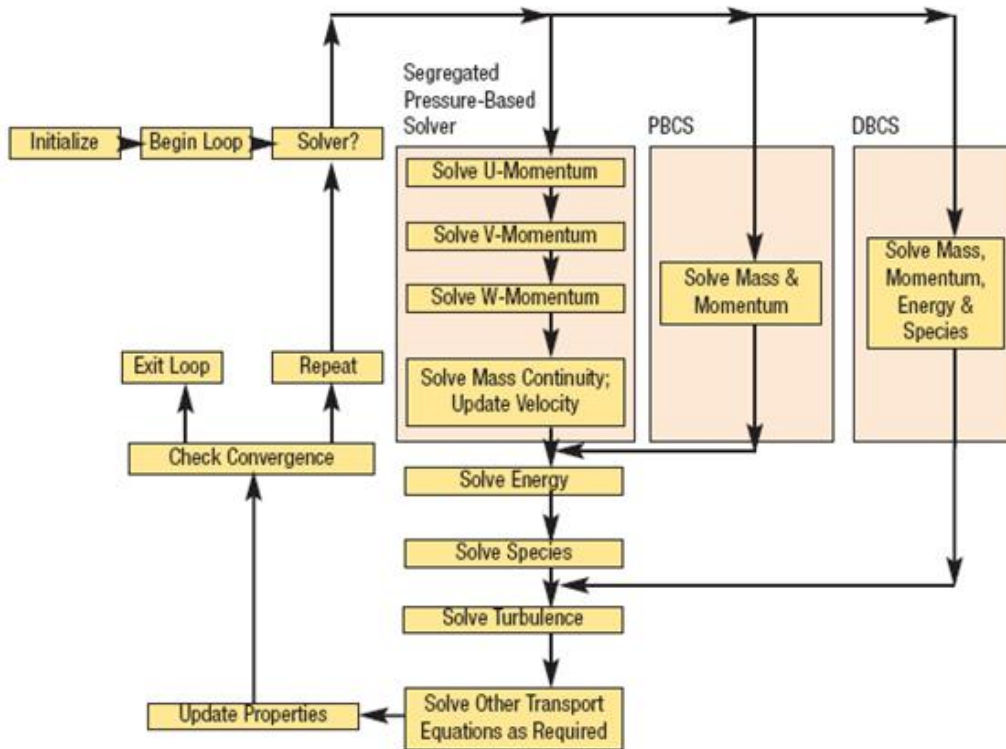


Figura 29- Comparação do PBCS com os outros métodos

Desta forma obtêm-se um algoritmo mais robusto, de tal forma que erros associados às condições iniciais ou a malhas numéricas esticadas e distorcidas não afectam tanto a estabilidade do processo de solução iterativa como nos outros algoritmos [31][42].

Segundo Mark Keating, engenheiro principal da ANSYS, Inc.[32]: “ Estas capacidades podem melhorar dramaticamente a velocidade e a confiança da simulação (...) reduzindo o tempo total de convergência até cinco vezes.”

Este algoritmo pode ser usado para uma vasta gama de modelos físicos. É também utilizado para melhorar a convergência de modelos com malhas numéricas de má qualidade [21].

Quanto à discretização espacial foi definido por defeito para a energia cinética turbulenta, momento, taxa de dissipação turbulenta e para a energia equações de *First Order Upwind* sendo o mesmo escolhido para a formulação transiente.

Os factores de relaxação (URF - *Under Relaxation Factors*) utilizados por defeito foram:

Tabela 7- *Under Relaxation Factors*

| URF | Valor |
|------------------------|-------|
| Densidade | 1 |
| Forças de corpo | 1 |
| K | 0.8 |
| E | 0.8 |
| Viscosidade turbulenta | 1 |
| Energia | 1 |

Quanto aos factores de relaxação explícitos (ERF- *Explicit Relaxation Factors*) para o momento e para a pressão foram:

Tabela 8- *Explicit Relaxation Factors*

Tabela 8- *Explicit Relaxation Factors*

| ERF | Valor |
|---------|-------|
| Momento | 0.75 |
| Pressão | 0.75 |

4. Resultados Numéricos

4.1. Planificação

Para este projecto apenas é necessário obter o rendimento volumétrico do motor. Este é o parâmetro em que se determina a eficiência com que o motor realiza a admissão do ar ou mistura, ou seja, é a relação entre o caudal mássico de ar admitido no cilindro e o caudal teórico admissível.

Como este motor funciona a 4 tempos, a fórmula do rendimento volumétrico é indiferente do tipo de processo de admissão, por isso a sua fórmula é:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_a V_d N} \quad (4.1.1)$$

Com N sendo as rotações por segundo e:

$$\rho_a = 1.176 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_d = 0.00035633487 \text{ m}^3$$

Através desta fórmula calculou-se o rendimento volumétrico para diferentes velocidades de rotação (2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000 rpm). Também foram realizados testes a 4000 rpm para uma pressão de admissão duas vezes superior à atmosférica (sobrealimentado).

4.2. Resultados

Como neste trabalho só nos interessa estudar o rendimento volumétrico, a simulação foi feita a partir do instante em que teoricamente se tem a pressão máxima no cilindro (PMS) até ao fecho das válvulas de admissão.

Sendo assim os resultados obtidos para as diferentes velocidades de rotação foram:

Tabela 9- 2000 rpm à pressão atmosférica

| Parâmetro | Valor |
|-------------------------------|-----------------|
| \dot{m}_a Admissão inferior | 0.00064571 Kg/s |
| \dot{m}_a Admissão superior | 0.00064756 Kg/s |
| Total \dot{m}_a | 0.00129327 Kg/s |
| Rendimento Volumétrico | 24.6% |

Tabela 10- 3000 rpm à pressão atmosférica

| Parâmetro | Valor |
|-------------------------------|------------------|
| \dot{m}_a Admissão inferior | 0.0010737509Kg/s |
| \dot{m}_a Admissão superior | 0.0010857055Kg/s |
| Total \dot{m}_a | 0.0021594564Kg/s |
| Rendimento Volumétrico | 27.4% |

Tabela 11- 4000 rpm à pressão atmosférica

| Parâmetro | Valor |
|-------------------------------|------------------|
| \dot{m}_a Admissão inferior | 0.0021299168Kg/s |
| \dot{m}_a Admissão superior | 0.0021495476Kg/s |
| Total \dot{m}_a | 0.0042794654Kg/s |
| Rendimento Volumétrico | 40.7% |

Tabela 12- 5000 rpm à pressão atmosférica

| Parâmetro | Valor |
|-------------------------------|------------------|
| \dot{m}_a Admissão inferior | 0.0026818702Kg/s |
| \dot{m}_a Admissão superior | 0.0026641890Kg/s |
| Total \dot{m}_a | 0.0053460592Kg/s |
| Rendimento Volumétrico | 40.7% |

Tabela 13- 6000 rpm à pressão atmosférica

| Parâmetro | Valor |
|-------------------------------|------------------|
| \dot{m}_a Admissão inferior | 0.0032133263Kg/s |
| \dot{m}_a Admissão superior | 0.0032221802Kg/s |
| Total \dot{m}_a | 0.0064355064Kg/s |
| Rendimento Volumétrico | 40.8% |

Tabela 14- 7000 rpm à pressão atmosférica

| Parâmetro | Valor |
|-------------------------------|------------------|
| \dot{m}_a Admissão inferior | 0.0037603732Kg/s |
| \dot{m}_a Admissão superior | 0.0037329692Kg/s |
| Total \dot{m}_a | 0.0074933425Kg/s |
| Rendimento Volumétrico | 40.7% |

Por fim, para uma rotação de 4000 rpm mas com uma pressão de admissão duas vezes superior à pressão atmosférica obteve-se os seguintes resultados:

Tabela 15- 4000 rpm com o dobro da pressão atmosférica

| Parâmetro | Valor |
|-------------------------------|----------------|
| \dot{m}_a Admissão inferior | 0.00266367Kg/s |
| \dot{m}_a Admissão superior | 0.00534886Kg/s |
| Total \dot{m}_a | 0.00801253Kg/s |
| Rendimento Volumétrico | 76.4% |

5. Conclusões

Quanto aos vários testes realizados para várias velocidades de rotação, pode-se verificar que os rendimentos são demasiados baixos do que seria de esperar, sendo aliás inferiores ao rendimento volumétrico do motor *Robin* original. Portanto, pode-se concluir que para se proceder à união de dois destes motores será necessário mudar a estrutura dos colectores e da própria câmara de combustão, pois o motor perde muito rendimento volumétrico.

No teste realizado para as 4000 rpm mas com o dobro da pressão atmosférica o rendimento volumétrico aumentou 49%, em comparação com o teste à pressão atmosférica para as 4000rpm. Sendo assim pode-se concluir que uma maneira viável de solucionar o fraco rendimento volumétrico será a sobrealimentação do motor. Este método é aliás muito utilizado nas aeronaves que utilizam motores com pistões, pois à medida que uma aeronave aumenta a sua altitude, o ar ao seu redor fica mais rarefeito (densidade do ar desce progressivamente com a altitude) fazendo com que seja necessário utilizar turbo-compressores que aumentam o rendimento volumétrico.

O fraco rendimento volumétrico também se deve à baixa razão de compressão do motor (=4) comparativamente à gama normal para um motor a gasolina (entre 6 e 8). Portanto, deve-se tentar reduzir o volume da câmara de combustão, de forma a aumentar a razão de compressão.

O motor em estudo, da maneira que está construído, é indicado para altas rotações, pois o seu rendimento pouco se altera a partir das 4000 rpm. Com isto pode-se concluir que o motor não tem tempo suficiente para realizar a lavagem da câmara de combustão e por isso deverão ser aumentados os tempos de cruzamento das válvulas.

Apesar dos resultados negativos deste trabalho, se através da sobrealimentação se conseguir bons resultados quanto ao rendimento volumétrico, este motor na configuração de pistões opostos poderá ser bastante viável para UAV's (*Unmanned Aerial Vehicle*) e aeronaves de pequeno porte por conseguir gerar uma maior potência, em comparação com motores com o mesmo volume, e por ter menos peso.

6. Trabalhos Futuros

Com o objectivo de implementar este motor numa configuração de pistões opostos na indústria aeronáutica, é essencial analisar um ciclo termodinâmico completo e não apenas a fase de substituição da mistura queimada por mistura fresca. Portanto este trabalho foi apenas um passo na tentativa de conquistar esse objectivo, onde se demonstrou que o rendimento volumétrico não é suficientemente elevado, mas através da sobrealimentação torna-se justificável estudar as próximas fases. Sendo assim, em trabalhos futuros, devera-se analisar aprofundadamente o ciclo termodinâmico completo.

A fase de lavagem também deverá merecer especial atenção em termos dos tempos de abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape, de forma a descobrir qual o melhor tempo de cruzamento das válvulas, pois quanto mais tempo o motor tiver para proceder à lavagem melhor será a sua eficiência nesse processo.

Em relação à malha utilizada, é recomendável um estudo de independência de malha de forma a esta ser optimizada.

Quanto à estrutura das válvulas, é recomendável tentar utilizar válvulas sem a face das *interfaces* nas suas paredes laterais, na tentativa de melhorar a entrada e saída do fluxo na câmara de combustão. Com esta alteração as malhas e *interfaces* deverão ser igualmente alteradas.

Posto isto, seria interessante a continuação deste projecto, visto que a implementação computacional de base do modelo já está concluída, sendo somente necessário adicionar/alterar alguns parâmetros.

Bibliografia

- [1] Dr. Gaterstädt, “*Development of the Junkers-Diesel Aircraft Engine*”, Automobiltechnische Zeitschrift, 1930.
- [2] C. F. Taylor, “*The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice: Volume II*”, revised edition; MIT Press, Cambridge, Mass., 1985.
- [3] Francisco Brójo, António Santos, Jorge Gregório, “*Computational Analysis of the Scavenging of a two-stroke Opposed Piston Diesel Engine*”, 2009.
- [4] Martin L.S. Flint, Jean-Pierre Pirault, “*Opposed Piston Engines: Evolution, Use, and Future Applications*”, SAE International, October 2009.
- [5] <http://www.ecomotors.com/engine-design>
- [6] Stefan Zima, “*Unusual Motors*”, Vogel Verlag, 2005.
- [7] Blair G.P., “*The Basic Design of Two-Stroke Engines*”, Society of Automotive Engineers, Inc., 1990.
- [8] Ferguson C.R, Kirkpatrick A.T., “*Internal Combustion Engines*”, 2nd Edition, Wiley & Sons, Inc., 2001.
- [9] Goldsborough S.S., Van Blarigan P., “*Optimizing the Scavenging System for a Two-Stroke Cycle, Free Piston Engine for High Efficiency and Low Emissions: A Computational Approach*”, Society of Automotive Engineers, Inc., 2003.
- [39] Oliver P.J., “*A Numerical Investigation of the Scavenging Flow in a Two-Stroke Engine With Passive Intake Valves*”, Queen’s University Kingston, Ontario, Canada, 2008.
- [11] Payri F., Benajes J., Margot X., Gil A., “*CFD modeling of the in-cylinder Flow in direct-injection Diesel engines*”, CMT-Motores Térmicos, Universidad Politécnica de Valencia, Camino de Vera s/n, 46022 Valencia, Spain, Computers and Fluids 33 (2004) 995-1021.
- [12] <http://www.junkers.de.vu>
- [13] <http://www.morozov.com.ua/eng>
- [14] <http://www.fairbanksmorse.com>
- [15] M.A. Leschziner. “*Turbulence modelling for physically complex flows pertinent to turbomachinery aerodynamics.*” van Karman Lecture Series, 1998.

- [16] Ricardo Lopes Ferreira, “ *Simulação de grandes escalas de escoamentos turbulentos usando modelagem dinâmica*”, Universidade Estadual Paulista, Março 2006.
- [17] Amadeu Duarte da Silva Borges, “*Simulação das Grandes Escalas de Escoamentos de Camada Limite Turbulenta*”, Dissertação para a obtenção do grau de Doutor em Ciências de Engenharia pela Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, Abril de 2007.
- [18] Ugo Piomelli, Alberto Scotti, Elias Balaras, “*Large-eddy simulations of turbulent flows, from desktop to supercomputer*”, University of Maryland.
- [19] Christopher J. Rutland:” *Development and Use of LES for Diesel Engine CFD*”, Engine Research Center, University of Wisconsin - Madison, USA.
- [20] J. Jiménez and R. D. Moser. “*LES: where are we and what can we expect?*” Technical Report Paper 98-2891, AIAA, 1998.
- [21] “*Introduction to FLUENT*” ANSYS Release:12.0, Published Date: April 28, 2009
- [22] J.J.M. Smits, “*Modeling of a fluid flow in an internal combustion engine*”, Eindhoven University of Technology, 2006.
- [23] “*FLUENT 6.1 UDF Manual*”, February 2003 by Fluent Inc.
- [24] Wilcox, D. C., “*Turbulence Modeling for CFD*”, 2nd edition, DCW Industries, Inc., La Canada CA, 1998.
- [25] J.C. Kok, “ *Resolving the dependence on free-stream values for the k-omega turbulence model*”, National Aerospace Laboratory NLR, 1999.
- [26] F. Payri, J. Benajes, X. Margot, A. Gil , ” *CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines*” Universidade Politécnica de Valencia, 4 Setembro 2003.
- [27] S. M. Jameel Basha, P. Issac Prasad and K. Rajagopal, “*Simulation of in-cylinder processes in a diesel engine with various injection timings*”, ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences, FEBRUARY 2009.
- [28] Carlos Ribeiro Martins, Antonio Moreira dos Santos, Gustavo Rodrigues de Souza, Sérgio Lucas Ferreira, José Antonio da Silva, “*Estudo computacional da dinâmica de escoamento dos gases de exaustão de um motor a ignição por centelha*”, Revista Minerva - Pesquisa & Tecnologia, Volume 4, Número 2 - Dezembro de 2007
- [29] Z. Barbouchi* and J. Bessrouer ,“*Turbulence study in the internal combustion engine*”, Journal of Engineering and Technology Research Vol.1,pp. 194-202, December, 2009

[30] Logg, A. :*Efficient representation of computational meshes*, Int. J. Computational Science and Engineering, Vol. 4, No. 4, 2009.

[31] Franklyn J. Kelecy, Applications Specialist, ANSYS, Inc., *Coupling Momentum and Continuity Increases CFD Robustness*, 2006.

[32] Mark Keating, Principal Engineer, ANSYS, Inc., *Accelerating CFD Solutions*, 2006