



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Influência do ângulo de injeção nas emissões de poluentes e temperatura de combustão

(Versão final após defesa)

Pedro Carvalho Moreira

Dissertação para obtenção do grau de mestre em
Engenharia Aeronáutica
(Ciclo de Estudos Integrado)

Orientador: Professor Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

Covilhã, Novembro 2017

Agradecimentos

Um grande bem-haja ao meu orientador de dissertação, Professor Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo, por todo o tempo disponibilizado, por nunca ter dito não a um pedido de ajuda, e por todo o conhecimento transmitido.

Quero agradecer à minha família, em especial aos meus pais e irmão, que quando mais precisei estiveram lá, quando quis desistir motivaram-me de novo a lutar, e são eles a razão por neste momento estar nesta fase da minha vida.

Um agradecimento aos meus amigos, que sem saberem ajudaram-me a chegar a este ponto da minha vida.

Um agradecimento especial a todos os colegas que também me apoiaram e me deram ajuda na elaboração deste trabalho.

Resumo

Devido ao aumento do tráfego aéreo e às crescentes preocupações com o meio ambiente, é importante estudar formas de reduzir as emissões de poluentes. É também importante estudar medidas para proteger os componentes de uma aeronave das elevadas temperaturas geradas na câmara de combustão.

No presente trabalho é realizada uma simulação CFD, cujo componente de estudo é uma câmara de combustão de uma turbina a gás CFM56-3. É pretendido avaliar as emissões de poluentes e a variação das temperaturas através da variação dos ângulos de injeção de combustível. Sendo este um estudo de continuidade, foi usado o CAD e alguns dos dados elaborados pelo Engenheiro Jonas Oliveira procedendo-se às alterações necessárias para melhoramento dos resultados. Para a geração da malha foi usado o software *HELIX-OS* e para o cálculo numérico o software comercial *Fluent 16.2*.

Será observada a influência dos ângulos de injeção tanto para controlo das emissões de poluentes, bem como a variação das temperaturas para proteção dos materiais constituintes de uma turbina a gás.

São feitas várias simulações *CFD* para uma variedade de ângulos de injeção considerados aptos para um bom funcionamento pela manutenção da *TAP*, e outros ângulos considerados inaptos para funcionamento do combustor.

Foi concluído que dentro da gama de ângulos estudados, que o ângulo de 58° é o que apresenta melhores resultados, temperaturas mais baixas e menores emissões de poluentes.

Palavras-chave

Câmara de combustão, emissão de poluentes, temperaturas CFD, CATIA V5, HELIX-OS, FLUENT 16.2

Abstract

Due to the air traffic increase and growing concerns about the environment, it is important to study ways to reduce pollutants emissions. It is also important to consider actions to protect the aircraft components from high temperatures generated in the combustion chamber.

In the present work a *CFD* simulation is performed, the component of study is a combustion chamber of a *CMF56-3* gas turbine engine. It is intended to evaluate pollutant emissions and variation of temperature by performing a fuel injection angles variation. Being this a continuity study, the *CAD* made by Engineer Jonas Oliveira and some of his data were used making all the necessary changes to improve the results. For meshing generation was used the *HELIX-OS* software and for numerical calculation the software was the *FLUENT 16.2*.

The influence of the injection angles will be observed both for pollutant control emissions as well for temperature to protection of all the materials of a gas turbine.

Several *CFD* simulation are made for a variety of injection angles considered to be suitable for proper operation by *TAP* maintenance, and other angles considered unfit for combustor operation.

It was concluded that within the range of angles studied, the angle of 58° is the one that have the best results, lower temperatures and lower emissions of pollutants.

Palavras-Chave

Combustion chamber, pollutants emissions, temperature, *CFD*, *CATIA V5*, *HELIX-OS*, *FLUENT 16.2*

Índice

1. Introdução	1
1.1. Motivação.....	1
1.2. Objetivos	2
1.3. ICAO	2
1.4. Poluentes perigosos para o meio ambiente	3
1.5. Dinâmica de Fluidos Computacional	4
2. Câmaras de combustão	7
2.1. Componentes de uma turbina.....	7
2.1.1. Compressor	7
2.1.2 Difusor	9
2.1.3 Câmara de combustão	9
2.1.4 Turbina	9
2.2. Ciclo ideal de Brayton.....	10
2.3. Temperatura adiabática de chama	11
2.4. Estabilidade da chama	11
2.5. Câmara de combustão.....	12
2.5.1 Swirl vanes.....	15
2.5.2 Tipos de câmaras de combustão.....	15
3. Fundamentos da combustão	17
3.1. Combustão	17
3.2. Atomização do combustível	18
3.2.1. Introdução	18
3.2.2. Formação de gotas	18
3.2.3. Desintegração das gotas em escoamento de ar	19
3.2.4. Desintegração de gotas.....	20
3.2.5. Desintegração de jatos líquidos.....	21
3.3. Injeção de combustível	23
3.3.1. Tipos de injetores	23

3.4. Ângulo de injeção	25
3.5. Processo de ignição.....	26
3.6. Tipos de chama.....	27
3.7. Combustão estequiométrica	27
3.8. Formação de poluentes	28
3.8.1. Mecanismos de formação de NO_x	28
3.8.2. Mecanismos de formação de CO	29
3.8.3. Mecanismos de formação de Hidrocarbonetos	30
3.9. Formação de “Coke”	30
3.10. Redução de poluentes	31
3.11. Refrigeração	31
4. Introdução à dinâmica de fluidos computacional.....	33
5. Modelação	37
5.1. Desenho CAD.....	37
5.2. Geração da Malha	38
5.3. Simulação Numérica	41
6. Resultados	49
6.1. Convergência	49
6.2. Análise de y^+	50
6.3. Validação de resultados	51
6.4. Temperatura de saída do combustor	51
6.5. Temperatura.....	51
6.6. Emissões de NO_x	53
6.7. Emissões de Monóxido de carbono	55
6.8. Emissões de Dióxido de carbono	57
6.9. Emissões de Hidrocarbonetos	58
7. Conclusões	61
Bibliografia.....	63

Lista figuras

Figura 1 - Ciclo LTO [9]	2
Figura 2 - Esquema de uma turbina a gás [5]	7
Figura 3 - a) Estátor b) Rotor [5]	8
Figura 4 - Compressores de alta e baixa pressão [24]	8
Figura 5 - Diagrama Pressão-Volume [24]	10
Figura 6 - Recirculação do ar induzido pelo <i>swirl</i> [6]	12
Figura 7 - Distribuição de ar no combustor [24]	12
Figura 8 - Nomenclatura do interior da câmara de combustão [24]	13
Figura 9 - Recirculação do ar [5]	14
Figura 10 - Recirculação do ar imposto pelo swirl vanes [11]	15
Figura 11 - Configuração tubular (a), tubo-anelar (b) e anelar (c) [6]	16
Figura 12 - Atomização do combustível [12]	19
Figura 13 - Desintegração de jatos líquidos [13]	21
Figura 14 - Influencia do número de Reynolds na desintegração de jatos [14]	22
Figura 15 - Medição do ângulo de injeção e limite de ângulos aceitáveis [10]	26
Figura 16 - refrigeração do combustor, figura CATIA V5	31
Figura 17 - Faces com angulo de 60° em relação ao escoamento	37
Figura 18 - Malha final, Software HELYX-OS	40
Figura 19 - Estatísticas da malha	40
Figura 20 - Check mesh	41
Figura 21 - Viscous Model	42
Figura 22 - Radiation Model	42
Figura 23 - Species Model	42
Figura 24 - Discrete phase model	43
Figura 25 - Definição dos cinco injetores	43
Figura 26 - Propriedades da injeção	44
Figura 27 - Definição da injeção de combustível	44
Figura 28 - Entradas de ar	45

Figura 29 - Solução convergida.....	49
Figura 30 - Contornos de Y^+ nas paredes do combustor.....	50
Figura 31 - Contornos da temperatura com acelerador a 100% da potência, ângulo de injeção a 58 graus (a) e ângulo de injeção a 70,4 graus (b)	52
Figura 32 - Contornos de NO_x (Kg/Kg) a 85% de potência, à esquerda 58 graus, à direita 70,4 graus	53
Figura 33 - Contornos de CO (Kg/Kg) a 100% de potência, à esquerda 58 graus, à direita 70,4 graus	55
Figura 34 - Contornos de CO_2 (Kg/Kg) a 100% de potência, à esquerda 58 graus, à direita 70,4 graus	57

Lista tabelas

Tabela 1 - Potência da turbina em cada fase do ciclo LTO	3
Tabela 2 - Valores padrão para as emissões de poluentes	3
Tabela 3 - Parâmetros para a criação da malha	39
Tabela 4 - Parâmetros do ar para as várias potências do ciclo LTO	43
Tabela 5 - Fluxo de combustível para cada injetor	44
Tabela 6 - Fluxo de ar para as condições de fronteira	45
Tabela 7 - Condição de fronteira e correspondente zona indicada na ilustração 28	46

Lista acrónimos

CFD - Computer Fluid Dynamics

CAD - Computer Aided Design

CO - Monóxido de Carbono

CO₂ - Dióxido de Carbono

DNS - Direct Numerical Simulation

HPC - High Performance Computing

HPT - High pressure Compressor

LPC - Low Pressure Compressor

LTO - Landing Take-off

LPT - Low Pressure Turbine

LES - Large Eddy Simulation

Oh- Número de Ohnesorge

PCI - Poder Calorífico Inferior do Combustível

RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes

RSM- Reynolds Stress Model

SMD - Sauter mean diameter (média do diâmetro das partículas)

STL - Stereolithography

TAP - Transportes Aéreos Portugueses

UHC - Hidrocarbonetos não queimados

Nomenclatura

$\eta_{combust\tilde{a}o}$ - Rendimento da combust\~ao [%]

Δh - Varia\~ao da entalpia [J/kg.K]

\dot{m} - Caudal m\~assico [kg/s]

h - entalpia espec\~ifica [J/Kg.K]

ρ - massa espec\~ifica [kg/m³]

T - temperatura [K]

P - press\~ao [Pa]

u - velocidade [m/s]

d_0 - di\~ametro interno [m]

σ_L - for\~ca de tens\~ao superficial [N/m]

g - acelera\~ao da gravidade [m/s²]

C_D - Coeficiente de descarga

U - Velocidade relativa (m/s)

Re - N\~umero de Reynolds

We - N\~umero de Webber

γ - Comprimento de onda [m]

μ - Viscosidade [N.s/m²]

n - n\~umero de moles

m - massa [kg]

1. Introdução

1.1. Motivação

Cada vez mais o mundo está preocupado com as emissões de poluentes, sendo por isso importante reduzir em todos os sectores industriais as emissões destes poluentes. Está previsto que a indústria aeronáutica seja responsável por 43 giga toneladas de poluição até 2050. Um estudo feito recentemente que levou a cabo a avaliação de 20 dos melhores aviões transatlânticos concluiu que em termos de eficiência de combustível há uma diferença de 51% entre o mais eficiente e o menos eficiente, o que dá para concluir que existe uma grande margem para se diminuir as emissões de poluentes [1].

Outro aspeto importante é o controlo da temperatura na câmara de combustão para menor desgaste dos materiais constituintes de uma turbina a gás e conseqüentemente aumento da vida útil.

Um das principais causas de estragos no combustor e componentes a jusante, tal como as turbinas, é a distribuição de combustível mal balanceada devido a sujidade ou defeitos nos injetores, o que fará também com que as emissões de NO_x e CO sejam mais elevadas devido a existirem zonas quentes e menos quentes dentro do combustor. Estas zonas mais quentes irão diminuir a vida útil dos componentes da turbina a gás, tais como as peças de transição, pás e bocal da turbina. Estes problemas podem ser minimizados pela remodelação e calibração dos injetores [2].

Tipicamente, as turbinas a gás têm vários injetores de combustível que injetam o combustível para o interior da câmara de combustão. Idealmente cada injetor deveria injetar um fluxo de combustível uniforme e a mistura de combustível e ar deveria ser igual em cada injetor, sendo também necessário que as gotas (droplets) fossem aproximadamente iguais para cada injetor caso o combustível fosse admitido no estado líquido.

As causas prováveis das variações na injeção de combustível são: defeitos de fabrico, montagem imperfeita, erosão ou “coke”, cinza dentro dos injetores e falhas no injetor devido a fadiga. O resultado destes defeitos será um aumento da temperatura à volta da secção de combustão, o que é muito inconveniente, pois a vida útil dos materiais constituintes de uma turbina a gás diminui com o aumento das temperaturas.

Uma combustão não uniforme irá aumentar as emissões de NO_x , devido a pontos de alta temperatura na zona de combustão, ou o conteúdo de CO e hidrocarbonetos não queimados devido a pontos menos quentes, ou a uma mistura pobre, ou a uma vaporização do combustível mais lenta. Se for injetado demasiado combustível em um ou mais injetores, os gases à saída

da câmara de combustão serão quentes de mais, o que levará à diminuição da vida útil dos materiais que serão expostos a estes gases.

1.2. Objetivos

O objetivo principal desta dissertação é a análise da influência da variação dos ângulos de injeção do combustível na câmara de combustão de uma turbina de gás CFM56-3, na formação dos poluentes e na temperatura. Com esta análise é pretendido identificar os ângulos ótimos em que as emissões são menores e as temperaturas mais favoráveis.

Outro objetivo, secundário mas tão importante como o primeiro, será aumentar o conhecimento sobre turbinas a gás, a termodinâmica e todo o processo teórico e prático necessário à simulação numérica, desde o desenho até à simulação em si.

1.3. ICAO

A organização da Aviação Civil Internacional é uma agência especializada para desenvolvimento seguro e ordenado da aviação civil a nível mundial, através do estabelecimento de normas e regulamentos necessários para o bom funcionamento do sector aeronáutico, com segurança e eficiência. O estudo deste trabalho irá ter em conta os padrões exigidos para o controlo de emissões, assim como ciclo de aterragem descolagem (LTO), figura 1. Este ciclo tem apenas em conta a fase em que a aeronave está próxima do aeroporto, altitude inferior a 3000 pés [15] e estipula valores mínimos para salvaguardar a qualidade do ar perto das zonas aeroportuárias.

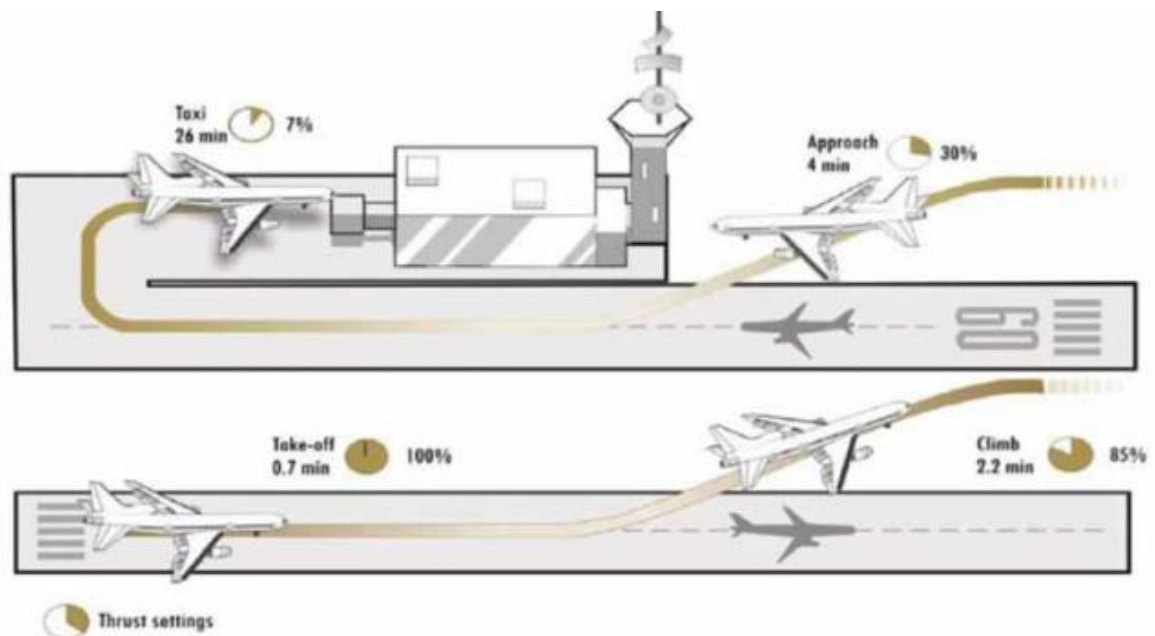


Figura 1 - Ciclo LTO [9]

A potência em cada fase do ciclo é descrita na Tabela 1. O ciclo LTO consiste em quatro momentos distintos do ciclo de voo de uma aeronave, sendo que a primeira fase é a decolagem da aeronave, em que esta está com 100% da potência por aproximadamente 0,7 minutos. Quando a aeronave sobe até aos 3000 pés, a potência situa-se nos 85% e dura aproximadamente 2,2 minutos. Entre a fase dois e a próxima fase, a aeronave completa um determinado percurso que não está nos limites LTO. A aeronave ao começar a descer dos 3000 pés inicia-se a terceira fase, neste momento os motores estão a 30% da sua potência máxima e a duração é de aproximadamente 4 minutos. Por fim, a última fase é quando a aeronave se situa no aeroporto, em que a potência é de 7% e dura aproximadamente 26 minutos. Estes serão os valores de potência usados no presente estudo [9].

Tabela 1 - Potência da turbina em cada fase do ciclo LTO

Fase	Potência [%]	Tempo [minutos]
Decolagem	100	0,7
Subida	85	2,2
Aproximação	30	4,0
Taxi	7	26

No anexo 16 do ICAO, volume II, os padrões para as emissões dos poluentes são os seguintes (Tabela 2):

Tabela 2 - Valores padrão para as emissões de poluentes

Emissões	
Poluente	Por cada Kg de combustível
CO ₂	3160 g
H ₂ O	1290 g
NO _x	15 g
SO _x	1,2 g
CO	<0,6 g
Hidrocarbonetos	<0,01 g

Os resultados das emissões serão calculados através do caudal mássico do poluente à saída da câmara de combustão (kg/s) em relação ao caudal mássico de combustível (kg/s) à entrada da câmara de combustão:

$$\frac{\text{caudal mássico de poluente à saída} \times 1000}{\text{caudal mássico de combustível à entrada}} = \frac{g}{Kg} \quad (1)$$

Assim, obtendo o valor das emissões em gramas por cada kg de combustível será possível comparar com os valores da Tabela 2.

1.4. Poluentes perigosos para o meio ambiente

As turbinas a gás são maioritariamente alimentadas por combustíveis baseados em hidrocarbonetos. O resultado do uso desse tipo de combustíveis é a emissão de poluentes

perigosos para o meio ambiente e efeitos tóxicos para os humanos. Os poluentes mais abundantes produzidos pelas turbinas a gás são [6]:

- Monóxido de Carbono
- Óxidos de Azoto
- Hidrocarbonetos não queimados
- Partículas

Monóxido de Carbono

As emissões de CO têm origem na combustão incompleta e ineficiente, este poluente é mais preocupante a baixas altitudes já que é muito resistente à oxidação [6] e pode atingir concentrações preocupantes. Por outro lado, a altas altitudes, este poluente consegue oxidar mais facilmente formando CO_2 , que contribui para o aquecimento global.

Óxidos de Azoto

NO_x representa tanto o monóxido de azoto (NO) como o dióxido de azoto (NO_2). As moléculas de NO_x têm efeitos negativos para o meio ambiente, sendo o mais grave o de contribuir para o aquecimento global através da irradiação de calor na produção de ozono a baixas altitudes, sendo este também tóxico.

Hidrocarbonetos não queimados

Assim como o CO , os poluentes UHC são produzidos graças à ineficiência da combustão. São perigosos especialmente para o sistema respiratório dos seres humanos.

Partículas

As partículas são a variedade de elementos e compostos que são expelidos após o processo de combustão. A volatilidade das partículas é baseada no tamanho do carbono e de outras moléculas. As partículas mais finas apresentam maior risco para os seres humanos por terem maior facilidade em entrar no sistema respiratório.

1.5. Dinâmica de Fluidos Computacional

A Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) é aplicada em várias áreas da indústria aeronáutica e permite simular vários processos, tais como: o escoamento ao longo de uma asa, o cálculo numérico dos processos de combustão no interior de uma câmara de combustão, entre outros. CFD é um ramo da dinâmica de fluidos, tem a vantagem de reduzir o custo de experiências físicas pela sua substituição por uma simulação numérica. Desde os anos 50, com a exponencial emergência dos computadores, tornou-se mais fácil usar mecanismos computacionais para prever e calcular as várias equações que governam a dinâmica de fluidos. Essas equações que governam a dinâmica de fluidos Newtoniana, conhecidas como equações Navier-Stokes, são conhecidas há mais de 150 anos, no entanto ainda existe bastante pesquisa para tentar resolver as equações na forma complexa de forma expedita, principalmente as equações RANS

(explicado no capítulo 4) para problemas relacionados com a turbulência. Para validar os resultados das equações que governam a dinâmica de fluidos são feitos estudos experimentais, por exemplo ensaios em túneis de vento que são de custo mais reduzido [27].

2. Câmaras de combustão

2.1. Componentes de uma Turbina

Antes de toda uma explicação sobre combustores, é necessária uma breve explicação sobre o funcionamento de uma turbina a gás, esta é composta por 3 componentes principais: compressor, combustor e turbina (figura 2).

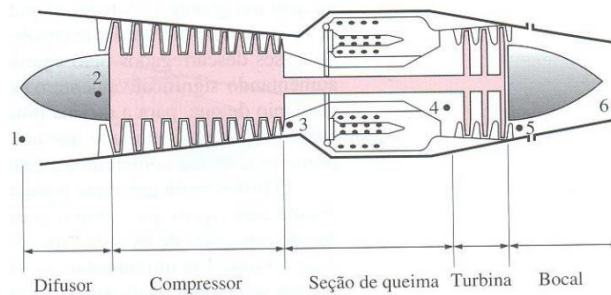


Figura 2 - Esquema de uma turbina a gás [5]

2.1.1. O Compressor

O compressor é o primeiro componente de uma turbina a gás, na sua constituição estão dois (caso do CFM56-3) ou mais veios onde estão fixos vários conjuntos de pás. Cada um destes conjuntos de pás (rotor mais estátor) tem a função de comprimir o ar proveniente do difusor e, conseqüentemente, aumentar também a temperatura [5]. Os conjuntos de pás são alternados entre uma fileira de pás rotativas e uma fileira de pás fixas (figura 3), a primeira aumenta a energia cinética do caudal, enquanto que a segunda converte essa energia cinética em aumento de pressão.

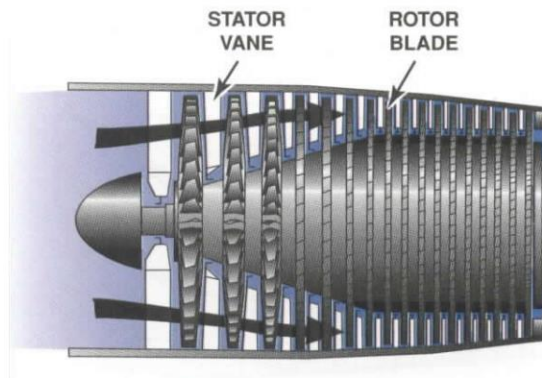


Figura 3 - a) Estátor b) Rotor [5]

Para o CFM56-3 existem dois conjuntos de compressores, alta pressão (HPC) e baixa pressão (LPC) (Figura 4), cada um com um veio independente.

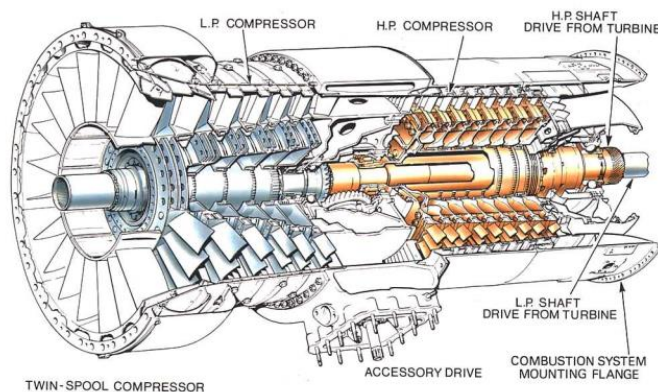


Figura 4 - Compressores de alta e baixa pressão [24]

A taxa de compressão indica quantas vezes o ar foi comprimido, se a taxa for de 10:1 significa que a pressão do ar à saída do compressor é 10 vezes superior à pressão na entrada. Este é um fator importante no desempenho do motor uma vez que quanto maior a taxa de compressão menor o consumo de combustível.

Existem dois tipos de compressores, sendo dada a seguir uma descrição muito breve das vantagens de cada um:

- Compressor axial
 - Maior eficiência, menor área frontal, menor resistência ao avanço, maior taxa de compressão
- Compressor centrífugo
 - Maior robustez, facilidade de fabrico, reduzido custo de fabrico, vida útil elevada

2.1.2. Difusor

Entre a saída do compressor e a entrada da câmara de combustão existe um componente (difusor) que tem como função desacelerar o ar, reduzindo-a cerca de 5 vezes a fim de entrar na câmara a baixa velocidade, reduzindo as perdas. Como não existe energia a ser retirada ou acrescentada ao sistema, a pressão total mantém-se contante e a pressão estática aumenta.

2.1.3. Câmara de combustão

Na câmara de combustão é admitido ar pressurizado, ao qual é misturado o combustível. Como produto da combustão existirão gases a altas temperaturas. O processo de combustão, que será o foco deste estudo, será explicado com mais detalhe mais à frente.

2.1.4. Turbina

A função da turbina é conceder energia contínua ao compressor e, em certas configurações de turbinas a gás, fornecer potência ao veio que alimenta uma hélice ou rotor [24]. Aos gases provenientes da câmara de combustão é extraída energia mecânica pela turbina, a qual é transferida ao compressor através do veio que os une. Tal como o compressor, a turbina é formada por vários conjuntos de pás estáticos e móveis. Também como no compressor, para o CFM56-3, existem duas turbinas, a turbina de baixa pressão (LPT) alimenta o compressor de baixa pressão (LPC), e a turbina de alta pressão (HPT) alimenta o compressor de alta pressão (HPC).

2.2. Ciclo ideal de Brayton

Na Figura 5 está ilustrado o ciclo ideal de Brayton, em que são baseadas todas as turbinas a gás modernas. A explicação do ciclo é a seguinte:

- O processo A a B, é um processo de compressão isentrópica, em que o compressor aumenta a pressão e a temperatura do ar a partir dos valores de entrada.

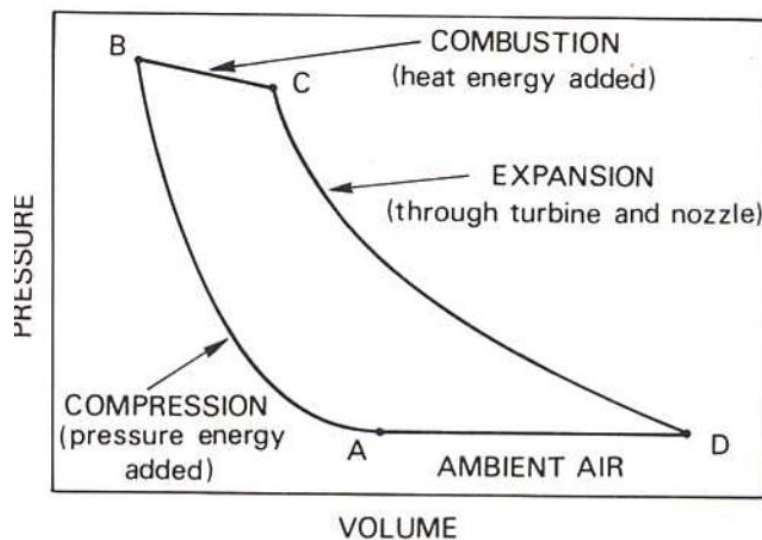


Figura 5 - Diagrama Pressão-Volume [24]

- No processo B a C, é adicionado calor a pressão constante. Este processo ocorre no combustor e o aumento da temperatura tem origem na combustão. É, neste caso, adicionado combustível a pressão constante.
- O processo C a D, expansão isentrópica, ocorre na turbina, onde os gases provenientes da câmara de combustão são expandidos e a energia extraída na expansão dos gases é transformada em energia mecânica, sendo a energia remanescente expandida na tubeira propulsiva.
- O processo D a A, rejeição de calor a pressão constante, só existe no ciclo termodinâmico.

2.3. Temperatura adiabática de chama

A temperatura de chama é talvez a propriedade mais importante da combustão pois é com base nela que se pode controlar a taxa de injeção. A temperatura adiabática de chama é a temperatura atingida, se a energia libertada pela reação química que converte a mistura fresca em produtos de combustão, for utilizada na sua totalidade para o aquecimento desses mesmos produtos (sem perdas térmicas). Mas na realidade, é sempre perdido algum calor na forma de radiação e convecção, pelo que a temperatura adiabática de chama raramente é atingida. Apesar disso, tem um importante papel na determinação da eficiência de combustão e na transferência de calor. Com altas temperaturas, há tendência à formação de mais óxidos de azoto e mesmo com mistura estequiométrica, a qual deveria apenas originar CO_2 e H_2O , mas esses produtos são instáveis (a essas temperaturas) e parte deles dão origem a radicais como por exemplo CO , H_2 , O , H e OH . A energia absorvida na dissociação desses produtos é considerável, e tem como efeito reduzir substancialmente a temperatura máxima de chama [6].

Os principais fatores que influenciam a temperatura adiabática de chama são [6]:

- Razão ar/combustível - a variação desta razão irá resultar numa alteração da temperatura adiabática de chama.
- Temperatura inicial do ar - o aumento irá provocar a subida da temperatura adiabática de chama, no entanto, a extensão dessa subida diminuirá com o aumento da temperatura da chama em misturas próximas da reação estequiométrica, para aumentar a temperatura adiabática de chama é necessário metade do aumento da temperatura inicial do ar.
- Pressão - um aumento da pressão aumentará a temperatura da chama. Uma forma de observar isto será através das reações de dissociação do CO_2 e H_2O , essas reações são endotérmicas, ou seja, absorvem energia, os produtos da sua reação irão provocar um aumento do volume. Contrariando este aumento de volume, ao aumentar a pressão resulta numa menor dissociação e logo numa temperatura de chama mais elevada

2.4. Estabilidade da chama

Apesar de apenas parte do ar que provem do compressor chegar à zona primária de combustão, as velocidades de escoamento são demasiado elevadas quando comparadas com a velocidade a que a chama se propaga através da mistura de ar/combustível. As câmaras têm também de operar em uma vasta gama de condições, como a temperaturas e pressões baixas, e razões de combustível/ar fora dos limites de flamibilidade para misturas hidrocarbonetos/ar. Há então necessidade da utilização de mecanismos especiais ou aerodinâmicos usados para estabilizar a chama promovendo uma zona de baixas velocidades [6].

A criação de um fluxo reverso dentro da zona primária para que os gases da combustão entrem em recirculação é um desses mecanismos, os vórtices são continuamente alimentados com o auxílio de um *swirl* (ver figura 6).

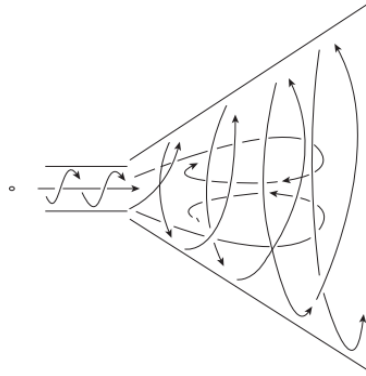


Figura 6 - Recirculação do ar induzido pelo *swirl* [6]

2.5. Câmara de combustão

Dada uma breve introdução sobre os componentes de uma turbina a gás e o seu funcionamento podemos então iniciar o estudo mais focado na câmara de combustão. A câmara de combustão é o componente onde o combustível é misturado com o ar, queimando em seguida (ver Figura 7). Durante o processo de combustão, aumenta a temperatura e a energia potencial química é transformada em energia térmica.

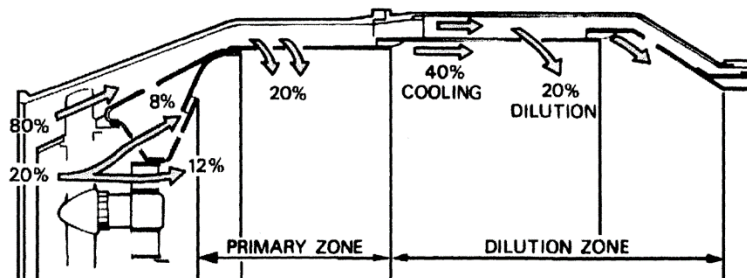


Figura 7 - Distribuição de ar no combustor [24]

Apenas 20% de todo o ar proveniente do compressor é usado para a combustão, o restante é usado para arrefecimento do combustor e para diluição (redução da temperatura dos gases), figura 7. São então os três caudais divididos da seguinte forma (ver figura 7) [6]:

- Fluxo de ar primário - que é misturado com o combustível e permite a queima do mesmo, tendo uma proporção próxima da estequiométrica (20%)
- Fluxo de ar secundário - para direcionar a chama para longe das paredes e garantir que a combustão é o mais completa possível (20%)
- Fluxo de ar terciário - para reduzir as temperaturas dos gases da combustão (40% arrefecimento de paredes e 20% diluição)

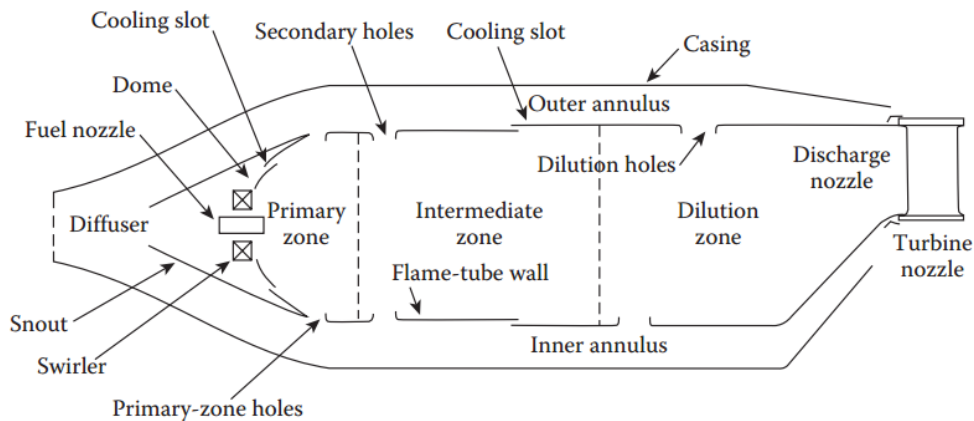


Figura 8 - Nomenclatura do interior da câmara de combustão [24]

Como explicado atrás, 20% do fluxo de ar é usado diretamente na combustão, sendo feita a entrada desse ar pelo difusor. O difusor permite reduzir a velocidade do escoamento. Na saída do difusor o ar é dividido entre a zona primária e a conduta, geralmente com 20% e 80% respetivamente. A conduta irá levar o ar à zona intermediária e à zona de diluição. Para haver condições ideais, a razão combustível/ar deverá rondar 1 kg de combustível por 18 kg de ar [6].

Na zona primária dá-se a ignição, e é necessário satisfazer vários requisitos:

- A ignição deve ser fiável;
- A chama tem de ser estável;
- O intervalo dos limites de flamabilidade deve ser amplo;
- O funcionamento deve ser estável numa vasta gama de razões de equivalência;
- A eficiência de combustão deve ser elevada;
- As emissões de poluentes devem ser reduzidas;
- A temperatura de saída deve ser uniforme e não demasiado alta.

A função da zona primária é a de permitir a ignição e estabilização da chama resultante da reação entre o combustível e o ar de combustão primário. O *swirler* e as entradas de ar secundárias fornecem recirculação ao escoamento, reduzindo a probabilidade de autoignição (ver Figura 9).

Na zona intermediária, todo o combustível não queimado na zona primária é agora consumido. Se na zona primária as temperaturas forem superiores a 2000 K [6], as reações de dissociação darão origem a concentrações significantes de CO e H_2 . Devem então esses gases passar para a zona de diluição e serem rapidamente arrefecidos por grandes quantidades de ar garantindo assim que o CO , por ser um poluente e uma causa de ineficiência da combustão, seja expelido da câmara não queimado.

Na zona de diluição a função é o controlo da temperatura, permitindo obter temperaturas uniformes e baixas o suficiente para não se danificar as pás da turbina. Para além das entradas de ar secundário e de diluição, existem nas paredes da câmara de combustão pequenos buracos onde o ar é introduzido de modo a manter a temperatura da superfície interior a um nível adequado.

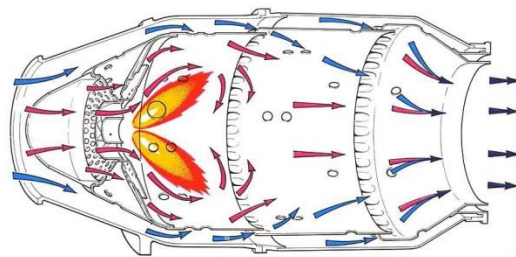


Figura 9 - Recirculação do ar [5]

Os principais fatores contributivos para um bom desempenho de uma câmara de combustão são [6]:

- Baixo peso e pequena área frontal;
- Baixa perda de pressão;
- Combustão eficiente e estável em todas as altitudes e velocidades;
- Alta confiabilidade e vida útil razoável;
- Distribuição de temperatura uniforme.

As câmaras de combustão devem assegurar uma combustão estável e otimização do consumo de combustível dentro de um espaço limitado e numa grande variedade de razões de ar/combustível.

A eficiência do combustor é calculada recorrendo aos valores do aumento da entalpia real, em relação ao valor da energia contida no combustível:

$$\eta_{\text{combustão}} = \frac{\Delta h_{\text{real}}}{\Delta h_{\text{teórico}}} = \frac{(\dot{m}_{\text{ar}} + \dot{m}_c)h_3 - \dot{m}_{\text{ar}}h_2}{\dot{m}_c \text{PCI}} \quad (2)$$

Onde \dot{m}_{ar} é o caudal mássico de ar, \dot{m}_c é o caudal mássico de combustível, h_2 é a entalpia do ar à entrada do combustor, h_3 é a entalpia à saída do combustor e PCI é o poder calorífico inferior do combustível

2.5.1. Swirl vanes

O objetivo do swirler é manter a combustão estável e contínua. No caso em estudo, o swirler é do tipo Twin Annular Premixing Swirler (TAPS). As entradas de ar estão em redor do injetor de combustível e posicionadas à entrada do combustor, que é o ponto de entrada para o ar primário proveniente do compressor. Como ilustra a figura 10, o swirler induz uma recirculação do ar, onde o combustível é misturado e obriga os gases a circular para garantir que a combustão seja contínua. É produzida uma zona de fluxo reverso na zona primária de combustão [11].

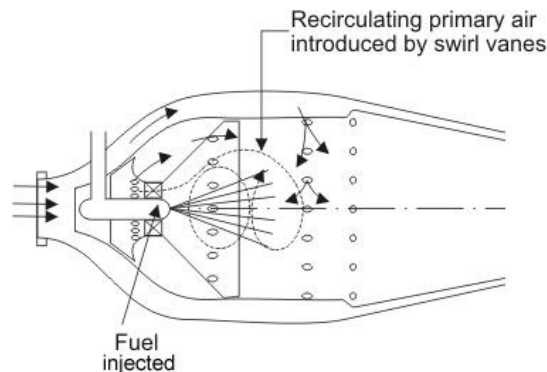


Figura 10 - Recirculação do ar imposto pelo swirl vanes [11]

2.5.2. Tipos de câmaras de combustão

Existem três tipos de câmaras de combustão, tubular, tubo-anelar e anelar [6].

- A câmara de combustão tubular (figura 11a) é constituída por várias secções cilíndricas dispostas em redor do veio de rotação. Cada uma destas secções é uma câmara de combustão, incluindo a passagem anelar para o ar secundário, diluição e arrefecimento. Estas secções cilíndricas encontram-se interligadas, trabalhando a uma mesma pressão e permitindo a propagação da combustão entre elas. É a câmara de combustão mais simples. Uma vantagem desta câmara é a de ser de desenvolvimento fácil, e para ser testada pode utilizar-se apenas uma das secções cilíndricas. Já a desvantagem é ser bastante mais pesada que os outros tipos de câmaras de combustão.
- A câmara de combustão anelar (figura 11c), é constituída por uma única secção, tipo anel, montada concentricamente relativamente ao veio de rotação em que os invólucros interiores e exteriores são anelares e concêntricos, havendo um conjunto de injetores de combustível e de entradas de ar primário equidistantes ao longo da região anelar. Este tipo de câmaras de combustão representa, de certo modo, o desenho ideal devido à sua forma aerodinâmica, resultando numa unidade compacta e com menores perdas de carga quando comparadas com as câmaras de combustão tubulares. Em aplicações aeronáuticas, as turbinas a gás com a configuração tubular são atualmente consideradas demasiadamente

longas e pesadas em relação à configuração com câmaras de combustão anelares. No entanto, as câmaras de combustão tubulares apresentam algumas vantagens relativamente às anelares em termos de acessibilidade e manutenção sendo, normalmente, preferidas para motores com potências superiores (80MW).

- As câmaras de combustão tubo-anelares (figura 11b), usadas em aviões mais antigos e em turbinas de grande potência para produção de energia, são compostas por vários invólucros interiores, cilíndricos, que constituem câmaras de combustão independentes, e que se encontram equidistantes no interior de um invólucro exterior anular. Entre os dois invólucros circula o ar de diluição, arrefecimento e secundário. Este tipo de câmara marca o ponto de viragem entre os dois tipos referidos anteriormente em que os cilindros que acolhem a combustão se encontram envolvidos por um mesmo revestimento exterior. Esta disposição combina a facilidade de manutenção com a forma compacta do sistema anelar.

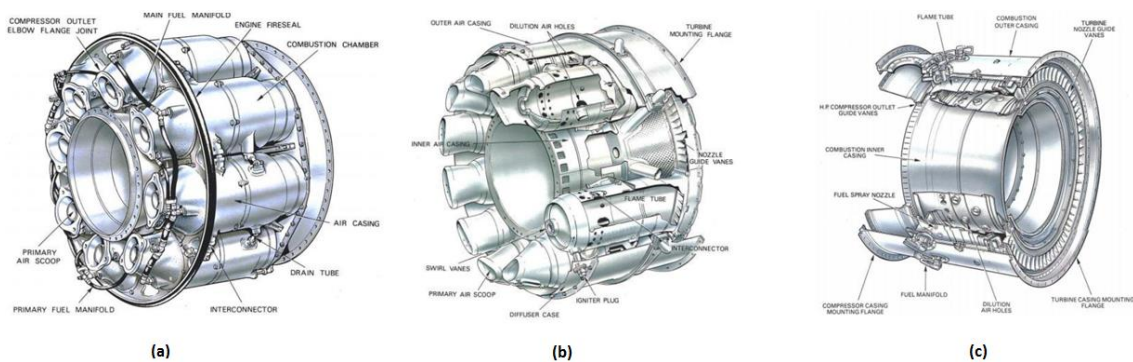


Figura 11 - Configuração tubular (a), tubo-anelar (b) e anelar (c) [6]

3. Fundamentos da combustão

3.1. Combustão

Combustão é uma reação química exotérmica entre o combustível e o oxidante, que ocorre a temperaturas elevadas e com taxas também elevadas. A taxa de reação indica a velocidade com que as transformações químicas se desenvolvem, e é caracterizada pela variação da concentração de uma das substâncias em função do tempo. A taxa de reação é função da temperatura. Para baixas temperaturas, a liberação de energia devido à reação entre os reagentes é igual à energia dissipada para o meio, portanto as reações químicas continuam a ocorrer lentamente sem aumentar a temperatura. No entanto, a partir de determinado valor de temperatura, conhecido como temperatura de autoignição, a energia libertada excede a energia dissipada e por isso a temperatura aumenta originando uma grande variação da taxa de reação, ocorrendo a combustão.

A distinção entre combustão e uma reação química de oxidação lenta é feita pela observação da taxa de reação e da temperatura atingida pelos produtos da reação. No caso da oxidação lenta, com valores inferiores a 500 K, a taxa de reação sofre baixas variações e as reações são processadas em períodos de vários minutos.

Se considerarmos o meio reagente caracterizado por $(u_1\rho_1T_1P_1)$ e os produtos da combustão caracterizados por $(u_2\rho_2T_2P_2)$, em que u é a velocidade (m/s), ρ é a massa específica (kg/m²), T é a temperatura (K) e P é a pressão (Pa), e aplicando a equação da continuidade e da conservação da quantidade de movimento, obtemos o seguinte [18]:

$$\rho_1u_1 = \rho_2u_2 = n \quad (3)$$

$$P_1 + \rho_1u_1^2 = P_2 + \rho_2u_2^2 \quad (4)$$

Combinando, obtém-se

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho_2 - \rho_1} = -n^2 \quad (5)$$

Logo podemos concluir que a pressão e a massa específica devem variar no mesmo sentido, portanto:

- P e ρ aumentam ao atravessar a zona da frente de combustão, o que é considerado o fenómeno de detonação.
- P e ρ diminuem ao atravessar a zona da frente de combustão, sendo este fenómeno chamado de deflagração.

Quando a onda de combustão se propaga com velocidades subsônicas, chama-se deflagração, quando se propaga com velocidades supersônicas é denominada de detonação.

3.2. Atomização do combustível

3.2.1. Introdução

Atomização é o processo de separação do combustível líquido em pequenas gotas (droplets). Foram desenvolvidos ao longo do tempo diferentes métodos de atomização para líquidos. Os atomizadores mais comuns funcionam usando a energia cinética do líquido para criar as droplets, ou expondo o líquido ao ar a alta velocidade.

A formação do spray é dividida em duas fases, primária e secundária. A atomização primária é considerada como a formação de droplets através da maior massa de combustível, que tipicamente é em forma de folha ou jato. A atomização secundária ocorre quando as droplets interagem com o fluido do ambiente em redor e se dividem em gotas de menores dimensões. A atomização primária ocorre à saída do bocal do injetor e a atomização secundária ocorre pouco mais à frente, ver Figura 12.

3.2.2. Formação de gotas

Para uma melhor compreensão do processo de atomização, é importante explicar a formação de gotas em regime estático, este é o processo mais elementar de atomização. Essa formação é dada através da relação entre duas forças, a força estabilizadora da tensão superficial e a aceleração gravítica [28]. Quando a força estabilizadora da tensão superficial é inferior à força gravítica, é formada uma gota [7]. Podemos então relacionar a aceleração gravítica e a força de tensão superficial na massa da gota.

$$m = \frac{\pi d_0 \sigma_L}{g} \quad (6)$$

Em que:

- d_0 é o diâmetro interno do tubo
- σ_L é a força de tensão superficial
- g é a aceleração gravítica

3.2.3. Desintegração das gotas em escoamento de ar

Quando o jato líquido é expelido do atomizador fica exposto às forças aerodinâmicas exteriores, essas forças vão perturbar o escoamento e, como podemos observar na figura 12, vão fragmentar o líquido na zona da atomização primária e mais à frente, na zona secundária, as gotas de grandes dimensões irão também elas ser fragmentadas, em gotas mais pequenas.

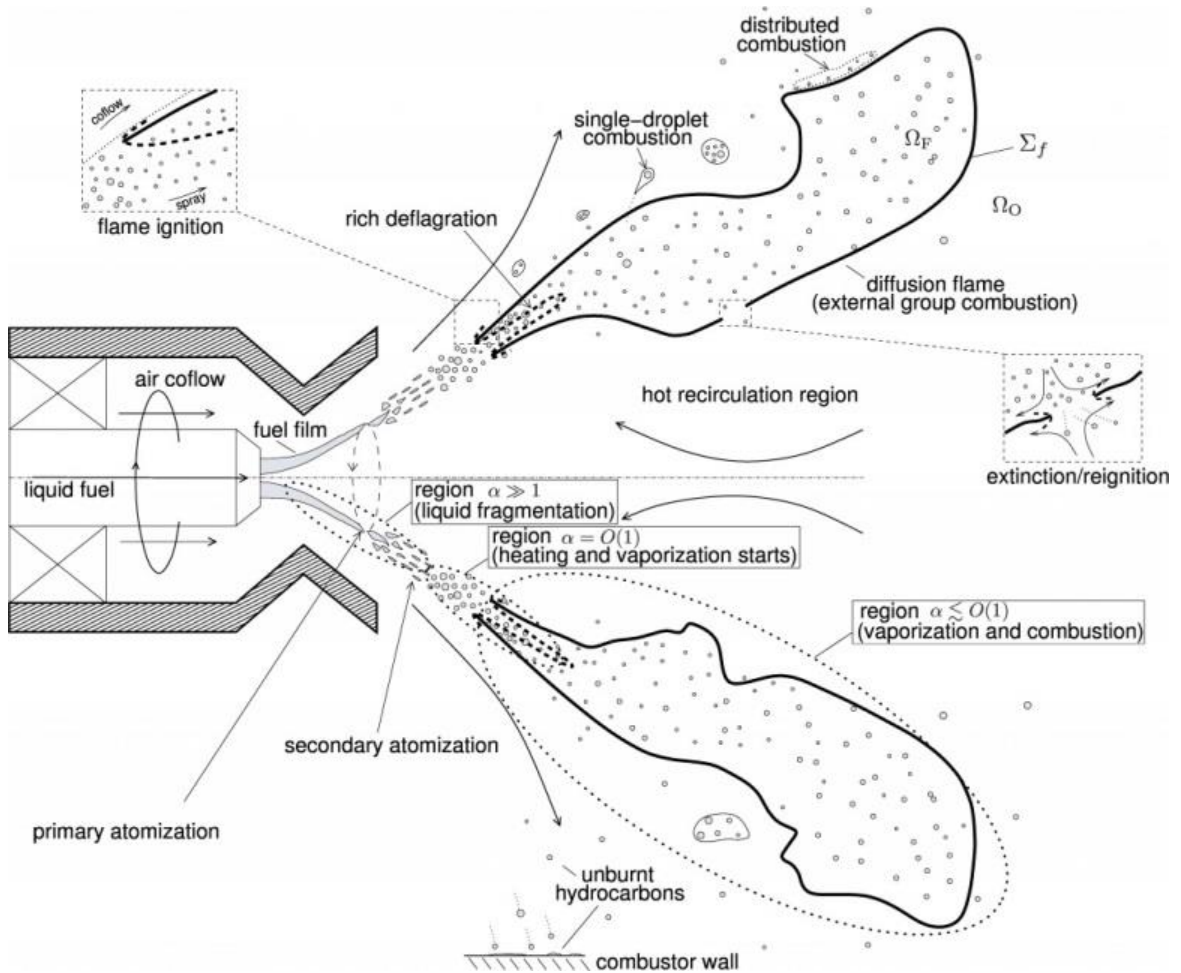


Figura 12 - Atomização do combustível [12]

Sabendo a distribuição de pressões aerodinâmicas na gota, é possível calcular o processo de desintegração de uma gota. É um processo bastante difícil já que as forças aerodinâmicas constantemente exercidas sobre as gotas fazem com que elas sejam deformadas, o que permite que a cada momento possa existir um conjunto de pressões e estados de equilíbrio diferentes [28].

$$p_l = p_{ar} + p_{\sigma} \quad (7)$$

Na equação 7 observa-se que a pressão interna é sempre igual à soma da pressão aerodinâmica e da pressão da tensão superficial da gota.

Para uma gota esférica:

$$p_{\sigma} = \frac{F}{A} = \frac{\pi D \sigma_L}{\pi D^2/4} = \frac{4\sigma_L}{D} \quad (8)$$

Verifica-se, que para manter uma gota estável é necessário que a variação da pressão aerodinâmica seja compensada pela variação da pressão de tensão superficial.

Quando a pressão aerodinâmica é elevada e a tensão superficial não consegue manter a gota, esta será deformada em gotas mais pequenas. Estas novas gotas irão ter uma tensão superficial mais elevada, que pode ser suficiente para suportar a pressão aerodinâmica, tornando neste caso a gota estável. Se isto não se verificar, a gota irá ser novamente fragmentada até ao ponto em que a pressão aerodinâmica seja compensada pela tensão superficial [28].

O tempo que leva uma gota à rotura aumenta com a diminuição do diâmetro, isto para as gotas com diâmetro ligeiramente maior que o diâmetro crítico. As gotas de diâmetro igual ao diâmetro crítico não se fragmentam mais.

3.2.4. Desintegração de gotas

O equilíbrio entre pressão dinâmica, tensão superficial e forças viscosas controla a rotura da gota. O número de Weber relaciona este equilíbrio, $\rho_A U_R^2 D / \sigma$. Se o número de Weber aumentar, maior serão as deformações exteriores em comparação com as forças da tensão superficial e mais facilmente se dará a rotura.

Para qualquer líquido, a condição inicial de rotura é atingida quando as forças aerodinâmicas exteriores (primeiro termo) igualam as forças da tensão superficial interiores (segundo termo) [28]:

$$C_D \frac{\pi D^2}{4} 0.5 \rho_A U_R^2 = \pi D \sigma_L \quad (9)$$

Através desta equação podemos chegar ao número de Weber e às condições críticas que originarão instabilidade da gota.

$$\left(\frac{\rho_A U_R^2 D}{\sigma_L} \right)_{critico} = \frac{8}{C_D} \quad (10)$$

$$We_{critico} = \frac{8}{C_D} \quad (11)$$

O diâmetro máximo para que uma gota se mantenha estável relaciona a tensão superficial do líquido com os fatores externos.

$$D_{max} = \frac{8\sigma_L}{C_D \rho_A U_R^2} \quad (12)$$

Para a velocidade máxima em que uma gota contínua estável, é de novo relacionada a tensão superficial, mas ao invés da velocidade relativa entre o ar e o líquido, relaciona-se o diâmetro da gota.

$$U_{Rcritico} = \left(\frac{8\sigma_L}{C_D \rho_A D} \right)^{0.5} \quad (13)$$

A razão entre uma força viscosa interna e uma força na superfície, resultante da tensão superficial, é definida pelo número de Ohnesorge (Oh), este número é fundamental na compreensão dos processos de atomização em líquidos viscosos [28], é calculado da seguinte forma:

$$\frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\mu_L}{(\rho_L \sigma_L d_0)^{0.5}} = Oh \quad (14)$$

O efeito da viscosidade no número crítico de Weber é:

$$We_{critico} = We_{critico} [1 + f(Oh)] \quad (15)$$

O número de Oh tende para zero quando μ_L tende para zero. Assim, quando esse número é muito pequeno, o número de Weber aproxima-se do valor para viscosidade zero. Quando há um aumento da viscosidade, o número de Oh irá aumentar, e, o número de Weber aumentará também, tornando processo de atomização mais difícil [28].

3.2.5. Desintegração de jatos líquidos

É verificado que, para líquidos invíscidos em condições de escoamento laminar, as perturbações com comprimento de onda superior ao perímetro do jato líquido provocam deformações, que acabam por provocar a desintegração do jacto (ver figura 13) [28].

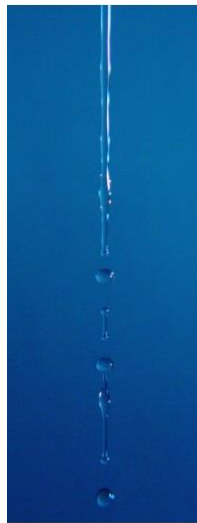


Figura 13 - Desintegração de jatos líquidos [13]

Quando o comprimento de onda das perturbações forem menores que o comprimento mínimo, as forças superficiais amortecem as perturbações e a estabilizam o jato. Quando o oposto acontece, o comprimento de onda das perturbações é maior que o comprimento mínimo, as forças superficiais aumentam as perturbações, provocando instabilidade e consequente desintegração do jato. Podemos então calcular um comprimento de onda ótimo à formação de novas gotas [28].

$$\gamma_{min} = \pi d_0 \quad (16)$$

$$\gamma_{otimo} = \sqrt{2\pi d_0} \left(1 + \frac{3\mu_L}{\sqrt{\rho_L \sigma_L d_0}} \right)^{0.5} \quad (17)$$

No processo de desintegração de jatos verifica-se também o efeito do aumento da velocidade relativa entre o líquido e o ar no desenvolvimento e indução de perturbações. Estudos anteriores apresentaram resultados acerca da quebra de jatos líquidos em viscosidades elevadas, e concluiu-se que, “o rácio entre o comprimento de onda ótimo e o diâmetro de saída de líquido, $\frac{\gamma}{d_0}$, varia entre 30 e 40, enquanto para líquidos não viscosos não ultrapassa 5” [28]. É concluído que, um líquido viscoso necessita de perturbações com comprimentos de onda maiores para o mesmo diâmetro de saída. Os mecanismos de desintegração do jato são “complexos, instáveis e dependem bastante das condições e regimes de operação” [28]. São então divididos em três regimes independentes de desintegração de jatos, e estes são expressos pelos números de Re e Oh .

A Figura 14 apresenta os três regimes de desintegração.

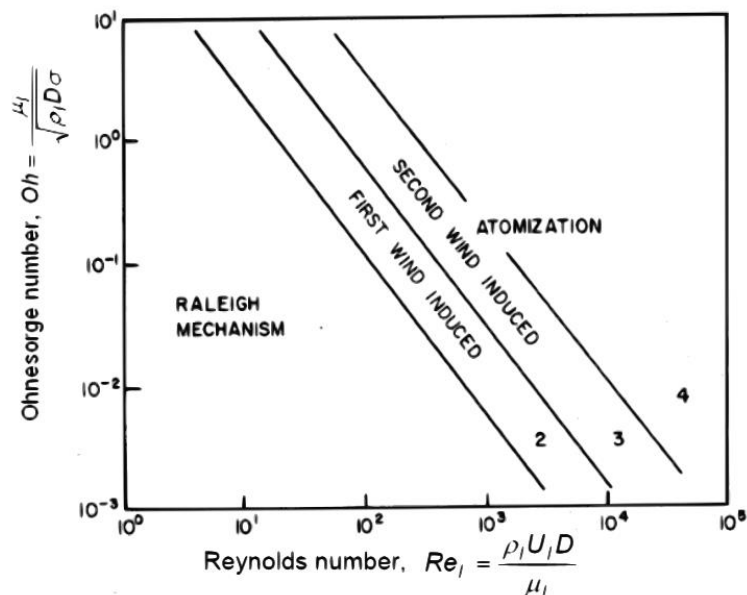


Figura 14 - Influencia do número de Reynolds na desintegração de jatos [14]

Através da Figura 14 pode ser concluído que para números baixos de Reynolds, o jato desintegra-se em gotas grandes e bastante uniformes. Já para números de Reynolds intermédios, a desintegração do jato é devida às oscilações no eixo do jato. Quanto mais resistente for o ar maior serão essas oscilações até que o jato seja desintegrado e formadas

gotas de variadas dimensões. Por fim, com número de Reynolds elevado, a atomização é completada muito próximo do bocal de saída do atomizador e o diâmetro das gotas é inferior ao diâmetro de saída do jato [28].

3.3. Injeção de combustível

3.3.1. Tipos de injetores

O componente final do sistema de injeção de combustível são os bocais onde é injetado e criado o spray de combustível, que têm como objetivo uma boa atomização de combustível para assegurar uma combustão rápida e controlada. Os bocais de injetores de combustível podem ser classificados em três grupos principais [7]:

- Bocais de pressão (Pressure nozzles).
- Bocais à base de ar (Air based nozzles).
- Bocais rotativos (Rotary nozzles).

Para assegurar que os atomizadores têm o desempenho desejado, é necessário obedecer aos seguintes requisitos [7]:

- Tamanho da gota reduzida;
- Distribuição do spray estável e uniforme;
- Pressão de injeção razoável;
- Boa interação ar-combustível;
- Baixa sensibilidade a propriedades do combustível;
- Boas características contra formação de depósitos;
- Baixo peso, custo e manutenção.

Atomizadores assistidos por ar

Para uma atomização eficiente do combustível é usado ar. Estes atomizadores são diferentes dos mais simples, que apenas usam a pressão do combustível. Estes usam uma parte do ar introduzido a altas velocidades, com recurso a uma bomba, para ajudar na atomização. Uma corrente de combustível a baixa velocidade é exposta a uma corrente de ar a alta velocidade e esta grande diferença de velocidade relativas resulta numa tensão de corte, dividindo o fluido em partículas pequenas [30].

Estes atomizadores dividem-se em dois tipos diferentes: de mistura interna e externa.

Nos primeiros, a mistura de ar e combustível é feita internamente e geralmente o ângulo de spray é dependente do fluxo de ar. Se o fluxo de ar reduzir, o ângulo tem tendência a aumentar.

A relação que descreve a SMD para este tipo de atomizadores é descrita da seguinte forma [30]:

$$SMD = 51D_0Re^{-0.39}We^{-0.18}\left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_A}\right)^{0.29} \quad (18)$$

SMD=Sauter mean diameter, é uma média do diâmetro de partículas (μm)

Onde \dot{m}_L e \dot{m}_A são respetivamente os caudais mássicos de combustível e de ar. Podemos ver a importância da velocidade relativa no desempenho do atomizador, pela influência dos números de Re e We na relação a cima descrita. A razão ar/líquido determina quanto ar está em contacto com o combustível, já o diâmetro (D_0) tem em consideração o quão espesso o líquido sai do orifício do bocal. Este tipo de atomizadores é bastante bom para líquidos bastante viscosos, e também para atomização com fluxo de combustível baixo.

Já os atomizadores onde a mistura é feita externamente têm a vantagem de ter um ângulo de injeção constante para todo o fluxo de ar, contudo com a desvantagem de ter um uso do ar menos eficiente. Outra vantagem é a de produzir uma atomização muito mais refinada [30].

Atomizadores por pressão

São os atomizadores mais simples, em que o combustível é forçado a sair por um orifício pequeno através de pressão elevada. Um jato a alta velocidade é formado e rapidamente se transforma num spray bastante atomizado. É constituído por uma câmara e um orifício. O orifício determina o fluxo de combustível já a câmara afeta o ângulo de injeção e a sua distribuição. Ao ser imposta uma velocidade tangencial ao combustível através da câmara, forma-se um ângulo “oco”, isto é conseguido usando buracos tangenciais na câmara ou através de um núcleo ranhurado. O desempenho é influenciado por aspetos variados, como: propriedades do combustível, desenho interno do bocal e queda de pressão do combustível. A equação seguinte mostra a relação entre estes parâmetros [30]:

$$SMD = 4.52\left(\frac{\sigma\mu_L^2}{\rho_a\Delta_L^2}\right)^{0.25}(t\cos(\theta))^{0.25} + 0.39\left(\frac{\sigma\rho_L^2}{\rho_a\Delta_L^2}\right)^{0.25}(t\cos(\theta))^{0.75} \quad (19)$$

Observa-se que tanto o ângulo do cone de injeção (θ) como a espessura da “folha” de combustível são importantes, assim como as características internas do bocal do injetor e o “flow number”. Estes atomizadores são bastante importantes em situações onde existe pouca ou nenhuma queda de pressão. Têm bastantes vantagens na sua simplicidade de desenho e habilidade de produzir sprays largos, sendo por isso muito usuais em condições de baixa potência em combustores de turbinas a gás mais pequenas. No entanto, para condições de alta potência são ineficientes, já que a queda de pressão necessária para atomizar uma larga quantidade de combustível é bastante elevada [30].

Airblast Nozzle

Esta é uma variante que também usa ar para ajudar no processo de atomização. A diferença entre este e os atomizadores assistidos por ar está na quantidade de ar usado e na velocidade de atomização. Ao invés de usar uma bomba para providenciar ar, a diferença de pressão ao

longo do combustor conduz o fluxo de ar através do bocal. Apesar de a velocidade do ar ser menor em comparação com os atomizadores assistidos por ar, a quantidade de ar usado é bastante maior. Este tipo de atomizadores funciona criando um fluxo lento de líquido numa superfície do perfil de combustível, que é exposta a uma partícula de ar a maior velocidade. A grande diferença entre a velocidade relativa do ar e do fluido resulta num processo de corte de parte o fluido, atomizando-o. Este tipo de atomizadores é formado por dois swirlers e ao ser criado um vórtice, o ar e o combustível são misturados mais facilmente, o que trará enormes benefícios em termos de emissões e duração do combustor. A performance destes atomizadores pode ser relacionada pela equação 20 [30]:

$$SMD = (3.33 * 10^{-3}) \frac{\sigma_L \rho_L D P^{0.5}}{\rho_A^2 U_A^2} \left(1 + \frac{W_L}{W_A}\right) + (13 * 10^{-3}) \frac{\mu_L^{2.05}}{\sigma_L \rho_L} D \rho^{0.575} \left(1 + \frac{W_L}{W_A}\right)^2 \quad (20)$$

O primeiro termo é relativo a fluidos pouco viscosos, o segundo é relativo a fluidos muito viscosos. Para fluidos pouco viscosos como água e Jet-A, o SMD é afetado pela tensão de superfície, densidade do líquido, densidade do ar, velocidade do ar, dimensões de atomização e razão ar/combustível [7].

Estes atomizadores têm a vantagem de baixar as emissões, pois como usam uma maior quantidade de combustível conseguem assegurar uma melhor mistura entre o ar e o combustível e também conseguem temperaturas de chama mais baixas, o que aumenta a durabilidade dos componentes a jusante da câmara de combustão. Têm no entanto grande desvantagem, que é a de terem um desempenho reduzido quando a queda de pressão ao longo do bocal não é a apropriada, o que é causado pela velocidade do ar não adequada. Quando o rácio ar/líquido é inferior a quatro o desempenho do atomizador é baixo e deteriora-se muito quando esse rácio é inferior a dois. Apesar de tudo, estes atomizadores são os mais usados nas turbinas a gás devido a conseguirem manter uma chama estável e baixas emissões em várias condições de potência [30].

3.4. Ângulo de injeção

O ângulo de injeção (ver figura 15) descreve o padrão de saída de combustível dos injetores de combustível. Para que o spray seja usado de maneira correta é importante saber este parâmetro. Quando a injeção de combustível é feita através de um ângulo de injeção mal calibrado, o spray de injeção ganha formas indesejáveis, o que afetará a combustão.

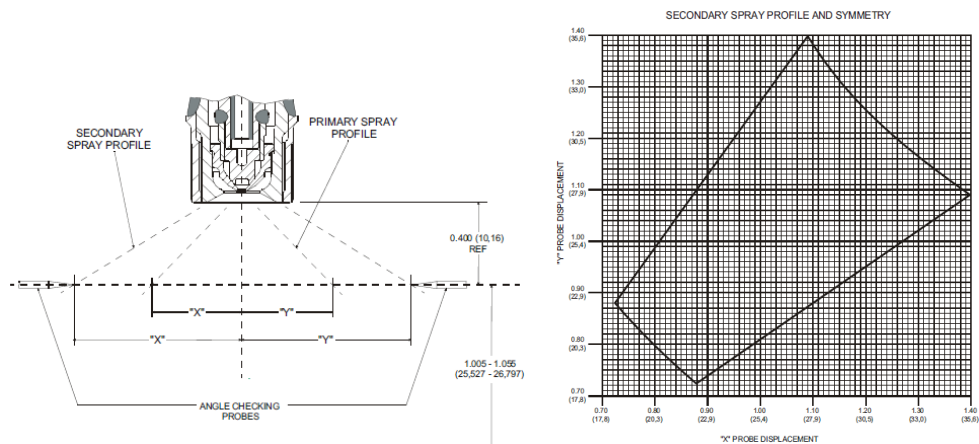


Figura 15 - Medição do ângulo de injeção e limite de ângulos aceitáveis [10]

Na figura 15, esquerda, é demonstrado como são medidos os ângulos de injeção durante a manutenção (são usadas sondas a uma distância pré-definida do bocal de injeção). Na figura 15, à direita, está especificado o limite dentro do qual os ângulos de injeção serão considerados como aptos a funcionar.

3.5. Processo de ignição

É importante saber como funciona o processo de ignição, o qual é um processo complexo que ocorre em várias fases distintas.

Na primeira fase é criado um núcleo com uma chama de tamanho e temperatura suficientes para que seja possível a propagação. Numa segunda fase é feita a propagação da chama desde o núcleo para todas as partes dentro da zona primária e por fim numa terceira fase é a propagação da chama para as zonas exteriores à zona primária.

A primeira fase depende da razão de calor libertada na combustão inicial, perda de calor por radiação, condução térmica e difusão turbulenta. A razão de calor libertada é governada pela eficiência da razão de combustível/ar em relação com o mecanismo de ignição, e também pelo tamanho e temperatura do núcleo que neste caso é determinado pela energia e duração da faísca (no arranque da turbina). A perda de calor no núcleo é relacionada pelas condições de velocidade e turbulência e pela quantidade de excesso de combustível presente na zona de ignição.

Na segunda fase importa a localização da faísca, o que determina se o núcleo quente está a ser direcionado para a zona primária, ou empurrado para fora. Um aumento de pressão e temperatura, redução da velocidade na zona primária ou uma variação da razão de combustível/ar irá alterar a eficiência da segunda fase do processo de ignição.

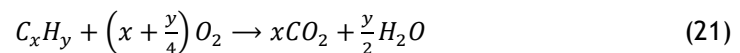
Por fim, na terceira fase, em algumas câmaras de combustão há um interconector que liga as várias câmaras, que devem coincidir com as regiões de maior temperatura e direcionar o fluxo para a zona de recirculação.

3.6. Tipo de chama

Existem dois tipos de chama, chamas de difusão e chamas de pré-mistura. Na chama de difusão o combustível e o oxidante são injetados em correntes separadas e são misturados durante a combustão, já na chama de pré-mistura o combustível é misturado com o oxidante previamente e é caracterizado por ter uma rápida reação e pressão constante. No presente trabalho o tipo de chama a ser estudado é a chama de difusão [6].

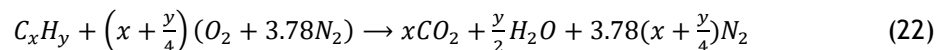
3.7. Combustão estequiométrica

Para a combustão são necessários dois componentes, o combustível e o oxidante. No caso de combustão de um hidrocarboneto (C_xH_y) existe sempre formação de CO_2 e H_2O , e a reação estequiométrica é definida pela seguinte relação [19]:

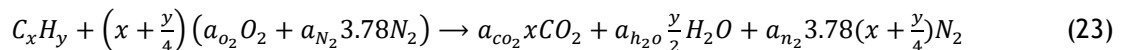


Existem dois tipos de combustão, completa e incompleta, a diferenciação está nos produtos da reação, na combustão completa é libertado CO_2 , H_2O e energia, na reação incompleta é libertado CO_2 , H_2O , produtos intermediários (CO , etc) e energia.

Na reação estequiométrica e completa todo o oxidante reage com o combustível. Em base molar, o ar é composto por 21% de oxigénio, 78% de nitrogénio e 1% de outros elementos, o que significa que para cada mol de oxigénio usada na equação, 3.78 mol de N_2 tem de ser inserida, ficando desta forma a reação estequiométrica completa:



Para calcular os coeficientes estequiométricos relativos a cada substância é usada a reação anterior:



$$C: a_{CO_2} = x \quad (24)$$

$$H: 2a_{H_2O} = y \quad (25)$$

$$N_2: a_{N_2} = 3.76 * a_{O_2} \quad (26)$$

$$O_2: a_{O_2} = a_{CO_2} + \frac{a_{H_2O}}{2} = x + \frac{y}{4} \quad (27)$$

Para o cálculo do número de moles de ar para um mol de combustível utiliza-se a equação:

$$n_{ar} = a_{O_2} * 4.76 = 4.76\left(x + \frac{y}{4}\right) \quad (28)$$

Sabemos que a combustão completa só acontece com uma quantidade de ar maior que a correspondente ao ar teórico. A relação ar-combustível é um parâmetro importante para analisar o processo de combustão e essa relação é definida por:

$$ac_{massa} = \frac{m_{ar}}{m_{combustivel}} \quad (29)$$

3.8. Formação de Poluentes

Os produtos de combustão emitidos por uma turbina que irão ser focados neste trabalho, por serem os mais perigosos e aqueles que necessitam de maior atenção são, NO_x , CO e UHC .

3.8.1. Formação de NO_x

Existem dois mecanismos de formação de NO_x nas turbinas a gás: mecanismo térmico e mecanismo imediato [20].

Mecanismo térmico

A reação global de formação de NO é:



No processo de oxidação de azoto as reações intermédias são dadas pelas reações:



Mais tarde foi adicionada a reação:



O conjunto de reações elementares estabelece o denominado mecanismo de Zeldovich.

Uma importante característica do mecanismo térmico é a sua grande dependência pela temperatura de combustão. A reação (31) apresenta uma energia de ativação elevada, sendo considerada mais importante para temperaturas superiores a 1800K [29].

A razão de produção de NO_x pelo mecanismo de Zeldovich pode ser calculada pela concentração de O_2 :

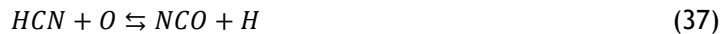
$$\frac{d[NO]}{dt} = 6 \times 10^{16} T_{eq}^{-0.5} \exp\left(\frac{-69.090}{T_{eq}}\right) [O_2]_{eq}^{0.5} [N_2]_{eq} \quad (34)$$

Mecanismo Imediato

O mecanismo imediato está ligado ao processo de oxidação de hidrocarbonetos, onde os radicais reagem com o azoto molecular de forma a produzir compostos de ciano e aminas [29]. As duas reações mais importantes são:



A molécula de *HCN* sofre reações sequenciais até à formação de azoto:



A temperaturas baixas este mecanismo pode contribuir bastante para as emissões totais de *NO*. Em misturas ricas de pré-mistura de hidrocarbonetos e em chamas de difusão este mecanismo pode contribuir em mais de 50% para a formação total de *NO* [29].

3.8.2. Mecanismos de formação de *CO*

CO é uma espécie intermediária na oxidação de hidrocarbonetos em *CO₂* e *H₂O*. As principais reações envolvidas no processo de oxidação são [20]:



Devido à existência de hidrogénio e/ou água, radicais *OH* são formados durante a combustão e levarão à oxidação do *CO* segundo a reação [29]:



“A reação anterior é considerada a mais importante no processo de oxidação do *CO* e depende do equilíbrio químico de radicais *O*, *OH*, *H* durante o processo de combustão” [29]. A temperaturas elevadas as reações 41 e 42 apresentam menor peso. As principais reações no equilíbrio químico são:





Na combustão de hidrocarbonetos é usual existir um atraso na oxidação de CO , isto é devido à existência de hidrocarbonetos por oxidar [29].

3.8.3. Mecanismos de formação de Hidrocarbonetos

A combustão de hidrocarbonetos é um mecanismo complexo em que é iniciada a fragmentação e oxidação do combustível em constituintes menores que oxidam e formam H_2O e CO_2 como produtos finais. “Um dos aspetos principais da oxidação dos hidrocarbonetos é a importância dos radicais OH , O e H . Espécies intermédias sofrem um processo de desidrogenação através da reação com estes radicais, onde são produzidos H_2O , OH e H_2 respetivamente” [29]:



A reação 49 demonstra a transformação de um radical H em duas espécies, O e OH .

3.9. Formação de “Coke”

Coking é a formação de um depósito de carbono devido as altas temperaturas do combustível dentro do bocal do atomizador. Estes depósitos dentro dos atomizadores irão afetar a passagem de combustível parcialmente ou até totalmente. Pode afetar a formação do spray de combustível e a sua uniformidade, indo este comportamento afetar as emissões de combustível, estabilidade da chama e a vida útil dos componentes a seguir. Geralmente esta obstrução é mais significativa nas condições iniciais de funcionamento de uma turbina. Isto acontece quando algum combustível encontra saídas obstruídas e é forçado a sair por outra saída, por exemplo na descolagem em que a razão de combustível/ar é mais elevada em relação ao restante ciclo de voo irá ampliar esse efeito, elevando a temperatura dentro do combustor [8].

3.10.Redução de poluentes

Existem algumas técnicas para a redução da formação de poluentes, através da injeção de água ou vapor dentro da câmara de combustão é possível a redução de NO_x em cerca de 40% [5], no entanto exige bastante quantidade de água desmineralizada, e tem o efeito de para além da redução de NO_x também existir a redução da temperatura da câmara e um aumento ligeiro da potência. Outro método será a utilização de um catalisador em conjunto com a injeção de amónia, assim o NO_x será convertido em N_2 e H_2O . Um último método será o uso de sistemas secos, o que resultará em emissões de NO_x baixos sem utilização de água [5].

3.11.Refrigeração

Os gases resultantes da combustão têm a característica de estar a altas temperaturas, e os materiais constituintes de uma turbina a gás não suportam as temperaturas elevadas dos gases resultantes da combustão. É para isso necessário ter uma refrigeração eficiente na câmara de combustão, e isto é feito através de pequenas aberturas ao longo de todas as paredes da câmara. Este arrefecimento dentro da câmara origina uma pequena “película” de ar que fica situada entre a zona de combustão que está a altas temperaturas e as paredes da câmara de combustão, protegendo assim toda a estrutura envolvente. O ar usado para arrefecimento não é apenas usado diretamente para proteger a câmara de combustão, parte dele serve também para controlo das emissões de poluentes [5]. Na figura 16 podemos observar esses pequenos orifícios.



Figura 16 – refrigeração do combustor, figura CATIA V5

4. Introdução à dinâmica de fluidos computacional

A dinâmica de fluidos computacional (*CFD*) recorre a modelos numéricos para resolver equações relacionadas com o movimento de fluidos. Ao longo dos anos tem vindo a ser desenvolvida mais esta área e cada vez mais há modelos e algoritmos mais complexos e muito mais eficientes, e com o desenvolvimento exponencial dos computadores a capacidade de cálculo está cada vez maior.

Um fluido, seja ele gás ou líquido, é governado por equações que representam a conservação da massa, momento e energia. Podemos definir um fluido como uma substância que se deforma continuamente, isto é, escoar sob ação de uma força tangencial por menor que ela seja. O movimento destes fluidos é descrito por equações diferenciais não lineares conhecidas como equações de *Navier-Stokes* [19].

Equação da continuidade

$$\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tilde{\rho} \tilde{U}_i) = \dot{q} \quad (50)$$

Equação da conservação do momento

$$\frac{\partial}{\partial t} (\tilde{\rho} \tilde{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{\rho} \tilde{U}_i \tilde{U}_j) = -\frac{\partial \tilde{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tilde{T}_{ij}] + \tilde{\rho} g_i \quad (51)$$

$$\tilde{T}_{ij} = 2\mu \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial \tilde{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (52)$$

Para fluidos incompressíveis

$$\tilde{\rho} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\tilde{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{U}_i \tilde{U}_j) \right] = -\frac{\partial \tilde{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tilde{T}_{ij}] + \tilde{\rho} g_i \quad (53)$$

$$\tilde{T}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (54)$$

Equação da conservação da energia

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho h v_i) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tilde{T}_{ij} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) \quad (55)$$

$$\tilde{T}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (56)$$

Modelos de turbulência

A turbulência pode ser definida como um escoamento variável e imprevisível de vórtices de diferentes dimensões que é responsável pela mistura do fluido e, mais importante, pela dissipação da energia do escoamento.

As equações de Navier-Stokes na sua forma mais completa podem ser resolvidas numericamente sem recorrer a nenhum modelo de turbulência, sendo este método de simulação conhecido como *Direct Numerical Solution (DNS)*. No *DNS* é necessário ter uma malha bastante refinada pois todas as escalas de turbulência são simuladas e é necessário garantir que as escalas de turbulência mais pequenas sejam captadas. Uma vez que o número mínimo de elementos de malha está relacionado com o número de Reynolds, isto faz com que para números de Reynolds elevados a malha seja refinada de mais para o uso do *DNS*.

Existem, no entanto, outros dois métodos de simulação numérica, o *Large Eddy Simulation (LES)* e o *Reynolds Average Navier-Stokes (RANS)* [19].

- LES

Este método calcula as grandes escalas de turbulência, já as pequenas são calculadas por um modelo algébrico simples. É aplicada uma filtração às pequenas escalas, removendo o seu efeito. O custo computacional é inferior ao *DNS*, o uso das equações de *Navier-Stokes* são apenas usados na sua forma tridimensional e transiente o que obriga a ter malhas muito finas.

- RANS

Neste método as propriedades do escoamento são decompostas num valor médio e numa flutuação relacionada à turbulência. Com esta estratégia de decomposição é possível obter uma equação para resolver o escoamento através de uma média temporal das equações de *Navier-Stokes*. Este método não necessita de usar as equações de *Navier-Stokes* tridimensionalmente, pode analisar axi-simetricamente, e com isso não necessitará de malhas tão finas, logo terá custo computacional menos pesado.

RANS

Como explicado atrás, o modelo matemático mais usual baseia-se nas equações de *Navier-Stokes* médias de *Reynolds (RANS)*

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (57)$$

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} (U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) \right] = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [T_{ij}] + \rho g_i \quad (58)$$

$$T_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (59)$$

Recorrendo à hipótese de *Boussinesq* e a relação entre a viscosidade cinemática com a energia cinética turbulenta e com a taxa de dissipação turbulenta, através da expressão de *Kolmogorov-Prandtl* podemos descrever:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (60)$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (61)$$

A grande vantagem desta aproximação é que o custo computacional associado à determinação da viscosidade turbulenta é reduzido. No entanto tem a desvantagem de considerar que a turbulência é isotrópica.

Os modelos são classificados de acordo com o número de equações de transporte que utilizam para a definição do tensor de *Reynolds*:

- Zero equações

Apenas uma equação algébrica é usada no cálculo da viscosidade turbulenta

Cebeci-Smith, Baldwin-Lomax e Johnson-King

- Uma equação

A viscosidade turbulenta é expressa como o produto entre uma escala de velocidade por uma escala de comprimentos da turbulência. É usada energia cinética turbulenta para definir a escala de velocidades e é obtida apenas por uma equação de transporte.

Baldwin-Barth, Spalart-Allmaras e Rahman-Siikonen

- Duas Equações

As escalas de velocidade e comprimento são obtidas através da solução de duas equações de transporte, cada uma para um escalar turbulento.

k-ε, RNG k-ε, Realizable k-ε, k-ω e SST k-ω

- Modelos que não dependem da viscosidade turbulenta

São os modelos que resolvem as equações de transporte para as componentes do tensor de Reynolds sem dependerem da viscosidade turbulenta.

RMS

Modelo RSM

Vimos que existem modelos que dependem da viscosidade turbulenta, no entanto existem modelos que não dependem desse fator como é o caso dos modelos RSM, esses são conhecidos

por *Reynolds Stress Model*. As componentes das tensões são resolvidas individualmente, resultando num conjunto de seis equações de conservação.

Para escoamentos em que as escalas de comprimento e a velocidade variam significativamente com a direção, os modelos RSM favorecem os resultados finais. Não usam a hipótese de *Boussinesq* e o conceito de viscosidade isotrópica [21]. Como não dependem da viscosidade turbulenta, resolvem as equações de transporte para as componentes do tensor de Reynolds $-\rho\overline{u'_i u'_j}$.

A equação de conservação das tensões de Reynolds é

$$\frac{\partial \rho \overline{u'_i u'_j}}{\partial t} + \overline{u_l} \frac{\partial \rho \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_l} = D_{ij} + P_{ij} + \Pi_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (62)$$

Onde $D_{ij}, P_{ij}, \Pi_{ij}, \varepsilon_{ij}$ representam os mecanismos de difusão, produção e destruição de cada componente da tensão de Reynolds.

Os resultados obtidos por este modelo quando comparados com os modelos de duas equações são melhores, uma vez que as tensões são resolvidas individualmente, no entanto como todos os modelos existem desvantagens, os pontos fracos destes modelos estão associados a necessidade de modelagem dos termos da equação de transporte de R_{ij} , e a necessidade de resolver seis equações de transporte ao mesmo tempo.

5. Modelação

O processo de simulação CFD é composto por vários processos, antes de iniciar o processo de simulação numérica é necessário todo um conjunto de passos:

- Desenho CAD - aqui é desenhada toda a geometria do componente ou componentes a ser estudado
- Geração da malha - onde é estudada a necessidade uma malha mais ou menos refinada para o trabalho a ser desenvolvido
- Simulação numérica - onde serão calculados os resultados e no final de todo o estudo onde irão ser analisados os resultados e se necessário voltar ao início para melhorar as condições e obter melhores resultados.

5.1. Desenho CAD

Apesar da maior parte do desenho da câmara de combustão já estar feito, foi necessário fazer algumas modificações tanto porque não foi possível obter o desenho CAD completo como algumas faces do desenho estavam demasiado próximas, e na geração da malha o software considerava as duas faces como conectadas uma à outra. O software usado para as modificações do desenho foi o *CATIA V5 R21*.

Uma das modificações foi criar as faces para a criação do *swirler*, para isso foram criadas pequenas faces dentro dos cones de injeção de ar com um ângulo de 60° , foi feita a simulação tanto com e sem essas faces e os resultados com a criação foram bastante satisfatórios (ver Figura 17).

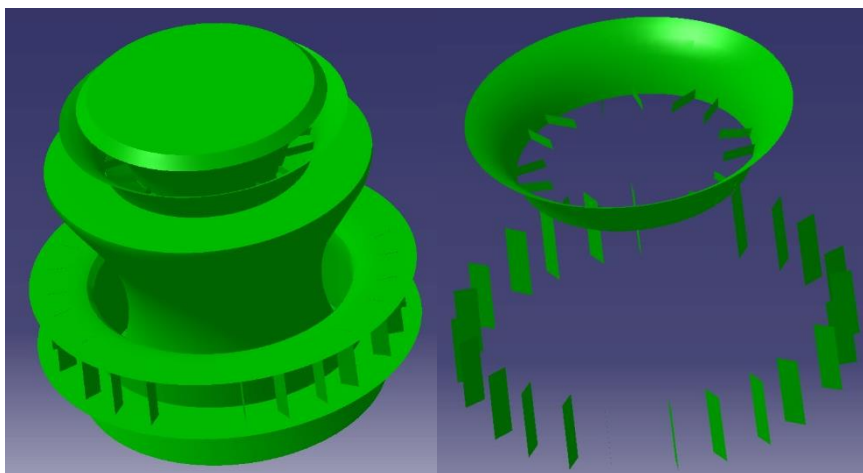


Figura 17 - Faces com ângulo de 60° em relação ao escoamento

Outra modificação foi descer as faces dos injetores em alguns milímetros, isto pois ao inserir o ângulo de injeção durante a simulação, parte desse combustível iria interagir com outras faces e os resultados da simulação sem esta alteração não foram os melhores.

Uma última modificação importante foi o afastamento de duas faces em cerca de 1 milímetro, depois de uma pesquisa de outros trabalhos e artigos, foi possível ver que era possível modificar aquelas faces sem consequências para os resultados finais, e essa modificação foi importante pois, como disse no início deste capítulo, o software de geração de malha considerava as duas faces como apenas uma, e o fluxo de ar seria comprometido pois grande parte da passagem de ar ficaria interrompida.

No final, para que o software de geração de malha pudesse ler a geometria, foi necessário exportar as faces do desenho para o formato STL, isto foi feito através do comando *tessellation*. Ainda assim, como o software de geração de malha funciona no sistema operativo Linux, foi necessário converter o formato do STL de Windows para STL de Linux, isto foi feito com ajuda do software *Blender*.

5.2. Geração da Malha

Para a geração da malha foi usado o Software *HELIX-OS*, devido às enormes características pedidas pelo software foi usado um computador cedido pelo Professor Doutor Francisco Brójo.

A geração da malha é o aspeto mais importante numa simulação CFD, uma malha pouco refinada irá comprometer os resultados finais, já uma malha refinada de mais irá originar um aumento do uso do processador e memória, conseqüentemente um aumento do tempo. É por isso necessário otimizar todos os aspetos da malha para que com isto haja uma boa relação entre tamanho da malha, uso do computador e ótimos resultados na simulação.

O software *HELIX-OS* foi usado anteriormente em outras teses, tendo sido concluído pelos autores que este software tinha várias vantagens em relação a outros. Apesar da pouca informação relativa ao *HELIX-OS*, foi possível encontrar fóruns e de dois tutoriais [22][23] onde foi possível aprender a trabalhar com o software. Mesmo com esta ajuda, foi necessário cerca de dois meses para conseguir chegar a uma malha com os resultados pretendidos, existiu muita tentativa e erro, pois existe pouca informação relativa a alguns erros que foram surgindo ao longo desses dois meses. Alguns erros foram os mesmos que o Jonas [16] encontrou no seu trabalho, enquanto outros que foram surgindo foram novos e para os solucionar levou algum tempo.

A malha ideal foi conseguida através dos seguintes passos:

Primeiro foi necessário escolher a *base mesh spacing*, neste caso o valor escolhido foi 0,008, valores mais baixos melhorariam a malha mas tornavam a malha demasiado pesada e o custo computacional era bastante mais elevado. Para exemplificar, baixar de 0,008 para 0,007 aumentaria o tempo de geração de malha para o dobro.

A seguir todos os ficheiros em STL foram carregados para o software e em seguida foram estudados os níveis de refinamento e o número de camadas que iriam ser inseridos. Apesar dos tutoriais explicarem bem, foi necessário bastante tentativa e erro para chegar aos parâmetros finais. Os parâmetros utilizados são indicados na Tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros para criação da malha

	Nível de refinamento	Número de camadas	Espessura da camada	Alongamento da camada	Feature Angle
Arrefecimento e diluição	4	2	0,4	1,25	
Injetores	6	2	0,2	1,25	30
Paredes da câmara	6	2	0,4	1,25	30
Entradas de ar principal	6	2	0,2	1,25	30
Saída	4	2	0,4	1,25	
Simetria	4	2	0,4	1,25	

Foi escolhido um maior refinamento nos componentes mais importantes para a simulação, neste caso as entradas de ar, os injetores e as paredes da câmara. Apesar do refinamento dos restantes componentes ser menor, foi possível obter uma malha bastante bem refinada. O número de camadas foi mantido o mesmo em cada pois um aumento faria com que o software criasse uma caixa em redor do combustor e fazia o refinamento para fora do combustor até aos limites dessa caixa. A espessura de cada camada final foi escolhida para os componentes principais 0,2 e para os restantes 0,4, como já foi dito, estes valores foram obtidos por tentativa e erro. Para o alongamento da camada foi mantido o que vem definido no software. Pelo autor foi escolhido um feature angle, que refina nos limites de cada componente, e garante que a malha consiga ser mais “suave” ao passar de componente para componente. Na Figura 18 é mostrada a malha final obtida no programa HELYX-OS.

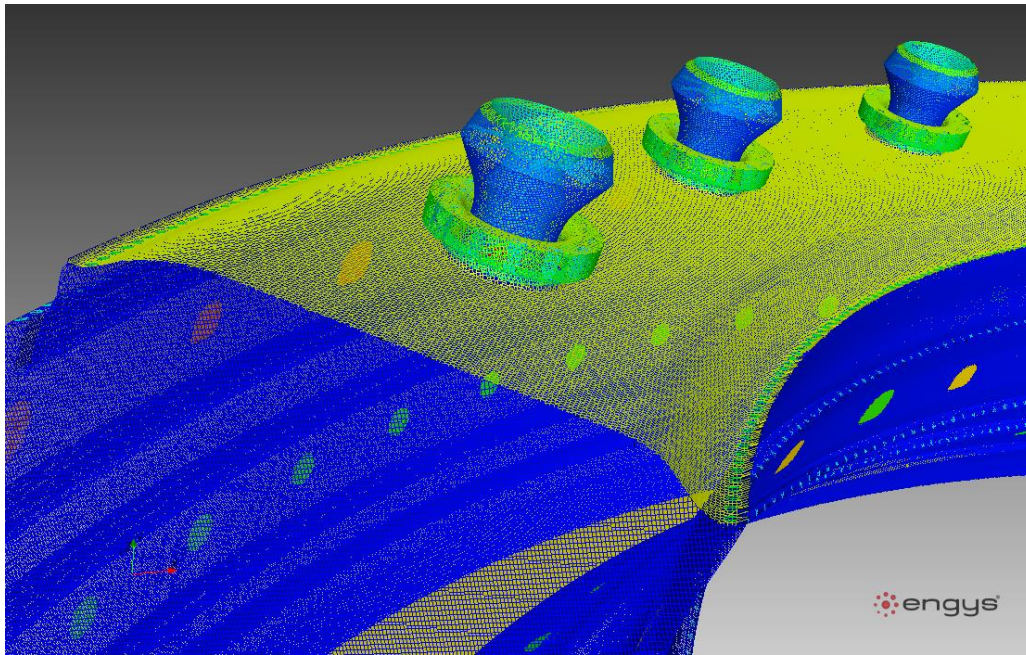


Figura 18 - Malha final, Software *HELIX-OS*

A Figura 19 mostra as estatísticas da malha. Como pode ser visualizado, tem mais de 6 milhões de pontos e demorou cerca de 4200 segundos a calculada.

Statistics		Cell Types	
Points	6390084	Hexahedra	3062898
Cells	4827893	Prisms	231303
Faces	15795115	Wedges	130
Internal Faces	14664105	Pyramids	0
Boundary Patches	24	Tet Wedges	6262
Point Zones	0	Tetrahedra	225
Face Zones	0	Polyhedra	1527075
Cell Zones	0		

Figura 19 - Estatísticas da malha

Apesar do check mesh do *Fluent* ser uma ferramenta muito precisa e importante, ao serem importadas malhas feitas no *HELIX-OS* o check mesh dá vários conflitos. Ao ser comparado com trabalhos anteriores, foi constatado que os valores desse check mesh apesar de darem a malha como pouco refinada, esse aviso era apenas devido ao conflito. Foi decidido então fazer o check mesh no próprio software *HELIX-OS* e como pode ser observado na Figura 20 não foi encontrado nenhum erro, apenas 36 faces foram consideradas com pior qualidade, mas mais uma vez

através de uma pesquisa se conclui que este era um erro comum e que não altera os resultados. No final é observada a mensagem *failed 1 check mesh* devido a essas mesmas faces, o que não foi tido em consideração.

```
Checking geometry...
Overall domain bounding box (-0.3000647373 -0.1120691828 -0.2035502549) (0.09230209117 0.1816104808 0.1936119944)
Mesh has 3 geometric (non-empty/wedge) directions (1 1 1)
Mesh has 3 solution (non-empty) directions (1 1 1)
Boundary openness (1.74397276e-15 4.090351788e-16 8.946736837e-16) OK.
Max cell openness = 5.294993013e-16 OK.
Max aspect ratio = 14.7484413 OK.
Minimum face area = 1.316822455e-09. Maximum face area = 6.517103398e-05. Face area magnitudes OK.
Min volume = 8.247440401e-13. Max volume = 5.190308297e-07. Total volume = 0.005427086818. Cell volumes OK.
Mesh non-orthogonality Max: 64.993543 average: 13.76745931
Non-orthogonality check OK.
Face pyramids OK.
***Max skewness = 10.85493923, 36 highly skew faces detected which may impair the quality of the results
<<Writing 36 skew faces to set skewFaces
Coupled point location match (average 0) OK.

Failed 1 mesh checks.

End
```

Figura 20 - Check mesh

5.3. Simulação Numérica

A última e mais importante parte deste trabalho é a simulação numérica, o software usado foi o *ANSYS Fluent 16.2*. A seguir explicam-se todos passos e parâmetros usados na configuração da simulação (ver Figuras 21,22 e 23).

Modelos

- Energy-Como se trata de uma simulação onde a temperatura é o fator mais importante, é necessário ativar este modelo.
- Viscosity- Reynolds stress foi o modelo escolhido, RMS é mais adequado para escoamentos mais complexos [21].

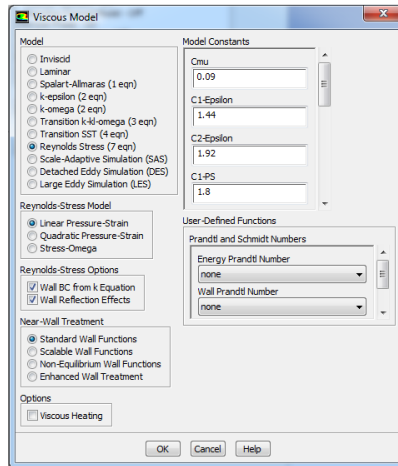


Figura 21 - Viscous Model

- Radiation-Discrete Ordinates

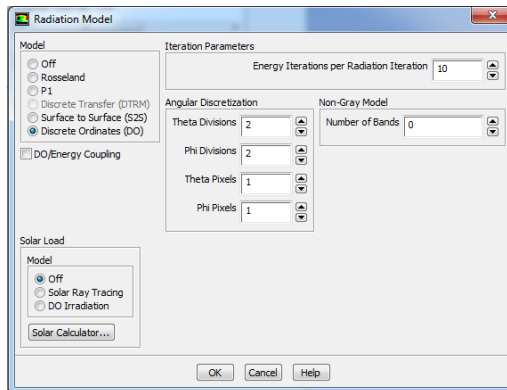


Figura 22 - Radiation Model

- Species Model-Non-Premixed combustion

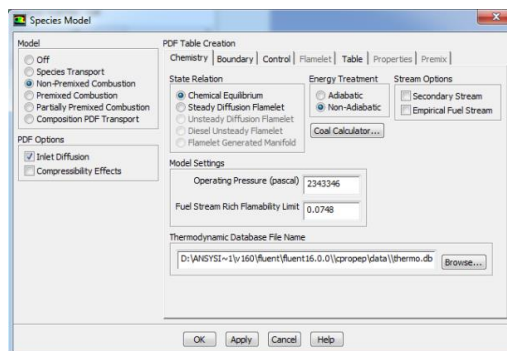


Figura 23 - Species Model

É escolhido non-adiabatic nas equações da energia para que o modelo tenha em conta qualquer perda ou ganho de energia devido a reações químicas ou por exemplo devido a perdas de calor por radiação.

Para cada potência do motor são usados valores diferentes de pressão e temperatura do oxidante, a seguinte Tabela 4 mostra os valores utilizados.

Tabela 4- Parâmetros do ar para as várias potências do ciclo LTO

	100%	85%	30%	7%
Oxidizer temperature (K)	743,91	674,25	418,82	311,15
Operating pressure (kPa)	2343,346	1981,73	655,804	101,325

- Discrete phase

Como a atomização do combustível é um dos objetos de estudo, foi usado o modelo discrete phase, este modelo simula a dispersão de partículas esféricas. É calculada a transferência de massa e calor entre as partículas e o fluido (ver figuras 24,25 e 26).

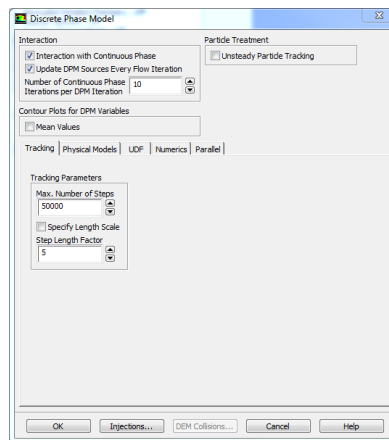


Figura 24 - Discrete phase model

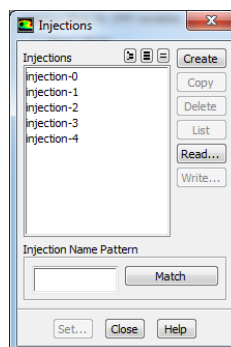


Figura 25 - Definição dos cinco injetores

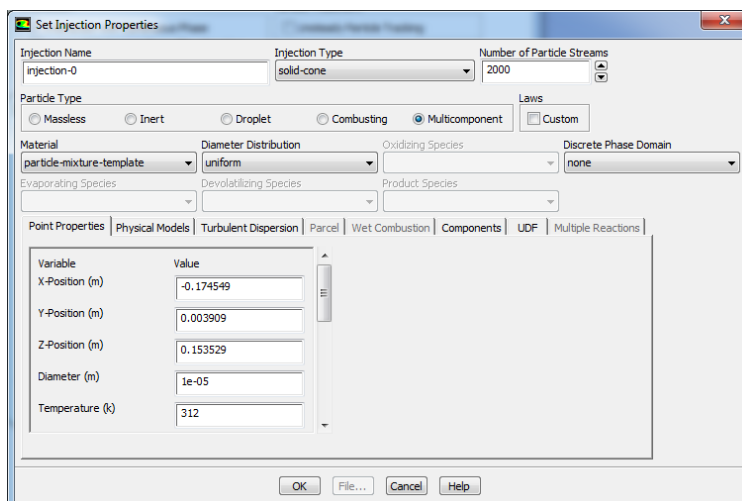


Figura 26 - Propriedades da injeção

Para este tipo de injeção existem várias opções: singular, em grupo, cone, cone sólido, superfície e outras. A escolha foi cone sólido e a opção do número de partículas por injetor foi 2000. O aumento deste valor não alteraria os resultados da atomização do combustível. Ao contrário das condições de fronteira, aqui não foram usadas as faces desenhadas para a injeção de combustível, através do programa *CATIA V5* foram definidos os pontos de injeção de combustível e os seus componentes (X,Y,Z) foram inseridos no programa, o diâmetro de cada partícula foi alterada para $1e^{-05}$ metros. A temperatura de injeção de combustível inserida foi 312 K. Foram também definidos os componentes do vetor de direção de injeção, aqui também com o auxílio do programa *CATIA V5*. Por fim, na figura 27, mostra-se a definição do ângulo de injeção e raio total de injeção.

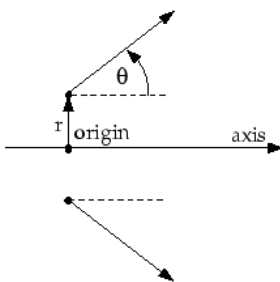


Figura 27 - Definição da injeção de combustível

O fluxo de combustível em cada injetor é apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 - Fluxo de combustível para cada injetor

	100%	85%	30%	7%
Total (Kg/s)	0,2365	0,198	0,0725	0,0285
1/5 (Kg/s)	0,0473	0,0396	0,0145	0,0057
Injetor Rico (Kg/s)	0,05203	0,04356	0,01595	0,00627

Condições de fronteira

Nesta fase são definidas as condições de fronteira, na tabela 6 estão apresentados os valores das entradas de ar, todas estas zonas (ver Figura 28 e Tabela 7) foram definidas como *mass-flow inlet* e as restantes condições foram deixadas as definidas pelo software.

Tabela 6 - Fluxo de ar para as condições de fronteira

	100%	85%	30%	7%
Diluição 1 (Kg/s)	1,5	1,5344	1,1189	0,5337
Diluição 2 (Kg/s)	3	3,0688	2,2378	1,0674
Diluição 3 (Kg/s)	1,7	1,739	1,2681	0,6046
Mistura 1 (Kg/s)	0,3	0,3069	0,2238	0,1067
Mistura 2 (Kg/s)	0,3	0,3069	0,2238	0,1067
Mistura 3 (Kg/s)	0,005	0,0051	0,0037	0,0018
Mistura 4 (Kg/s)	0,005	0,0051	0,0037	0,0018
Mistura 5 (Kg/s)	0,01	0,0102	0,0075	0,0036
Entradas de Ar (Kg/s)	1,7383	1,4553	0,5329	0,2095

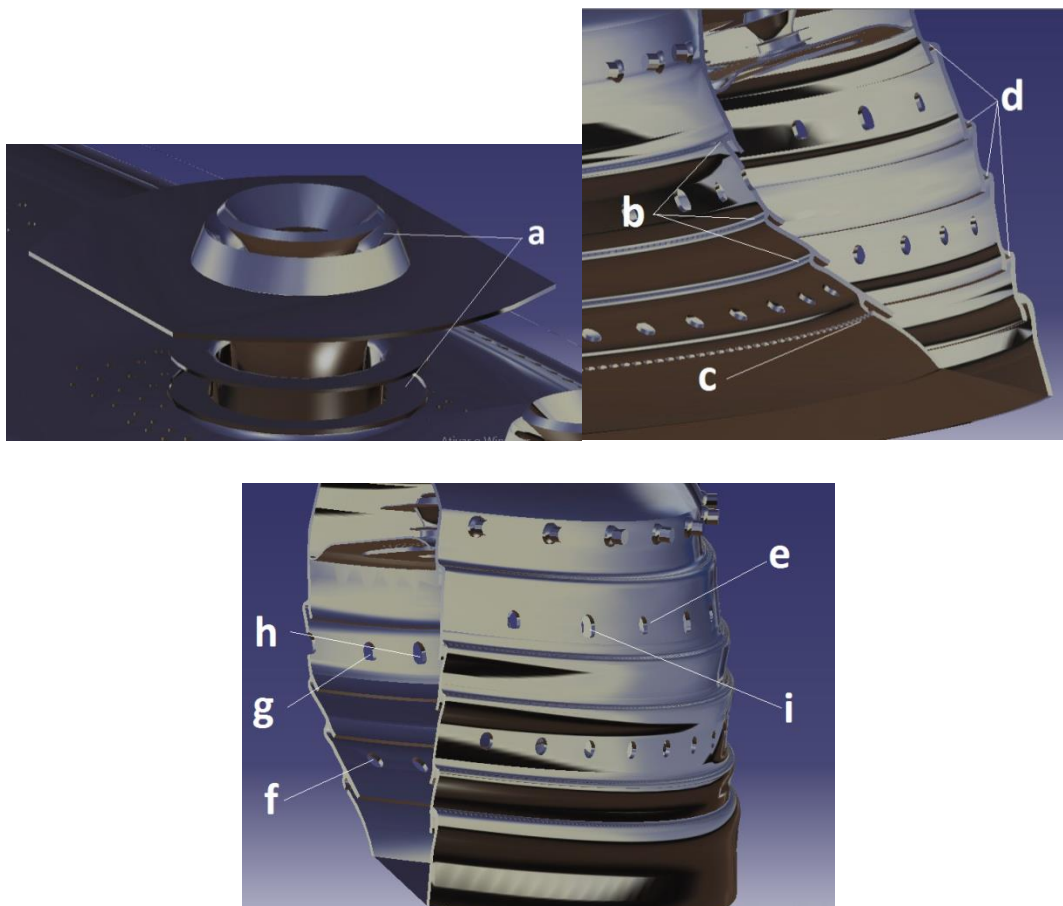


Figura 28 - Entradas de ar

Tabela 7 - Condições de fronteira e correspondente zona indicada na ilustração 28

Condição de fronteira	Letra correspondente
Diluição 1	c
Diluição 2	d
Diluição 3	b
Mistura 1	i
Mistura 2	h
Mistura 3	f
Mistura 4	g
Mistura 5	e
Entradas de Ar	a

A zona de saída dos gases resultantes da combustão foi definida como *Pressure Outlet*, o eixo de simetria como *Simmetry* e todas as restantes como *walls*.

Métodos de Solução

Os métodos de solução utilizados foram:

- Pressure-Velocity Coupling - Coupled
- Gradient - Least Squares Cell Based

Recomendada para malhas com elementos hexagonais

- Pressure - PRESTO!

Ideal para cálculos com fluxos impostos por um swirl

- Momentum - Second Order Upwind
- Turbulent Kinetic Energy - Second Order Upwind
- Turbulent dissipation Rate - Second Order Upwind
- Reynolds Stresses - Second Order Upwind
- Pollutant no - Second Order Upwind
- Energy - Second Order Upwind
- Discrete Ordinate s- Second Order Upwind
- Mean Mixture Fraction - Second Order Upwind
- Mixture Fraction Variance - Second Order Upwind

Todos os esquemas foram alterados para second order upwind depois de ter atingido a convergência com o esquema de primeira ordem. Isto porque de primeira ordem consegue ter resultados mais estáveis e atingir a convergência mais facilmente, já na segunda ordem os resultados são mais precisos para estudos mais complexos [26].

Solution Controls

- Flow Courant Number - 80

Explicit Relaxation Factors

- Momentum - 0.3
- Pressure - 0.3

Under-Relaxation Factors

- Density - 0.3
- Body Forcer - 0.5
- Turbulent Kinetic Energy - 0.4
- Turbulent Dissipation Rate - 0.4
- Turbulent Viscosity - 0.6
- Reynolds Stresses - 0.5
- Pollutant no - 0.7
- Energy - 0.8
- Temperature - 0.7
- Discrete Ordinates - 1
- Mean Mixture Fraction - 0.8
- Mixture Fraction Variance - 0.8
- Discrete Phase Sources - 0.5

Under-Relaxation factors têm a função de estabilizar o processo iterativo, suprimindo as oscilações na solução do fluxo que resultará em erros numéricos. Foi necessário alterar os valores iterativamente até a solução conseguir convergir. Pelo trabalho do Engenheiro Jonas [16], foi possível ter um ponto de partida, mas como a malha era diferente, os valores tiveram de ser reduzidos ligeiramente.

6. Resultados

6.1. Convergência

O processo iterativo é repetido até que as variações das variáveis de uma iteração para outra sejam tão pequenas que a solução é considerada convergida. Quando convergida:

- Todas as equações da conservação (momento, energia, entre outras) chegaram a uma determinada tolerância em cada célula da malha;
- A solução não se altera com a adição de iterações;
- É atingido um equilíbrio entre a massa, momento e energia.

Observamos pela Figura 29 que a solução convergiu ao fim de cerca de 300 iterações, foi necessário tentativa e erro para conseguir atingir a convergência, isso foi obtido diminuindo gradualmente os critérios de convergência dos residuais assim como os *under relaxation factors*, até a solução convergir.

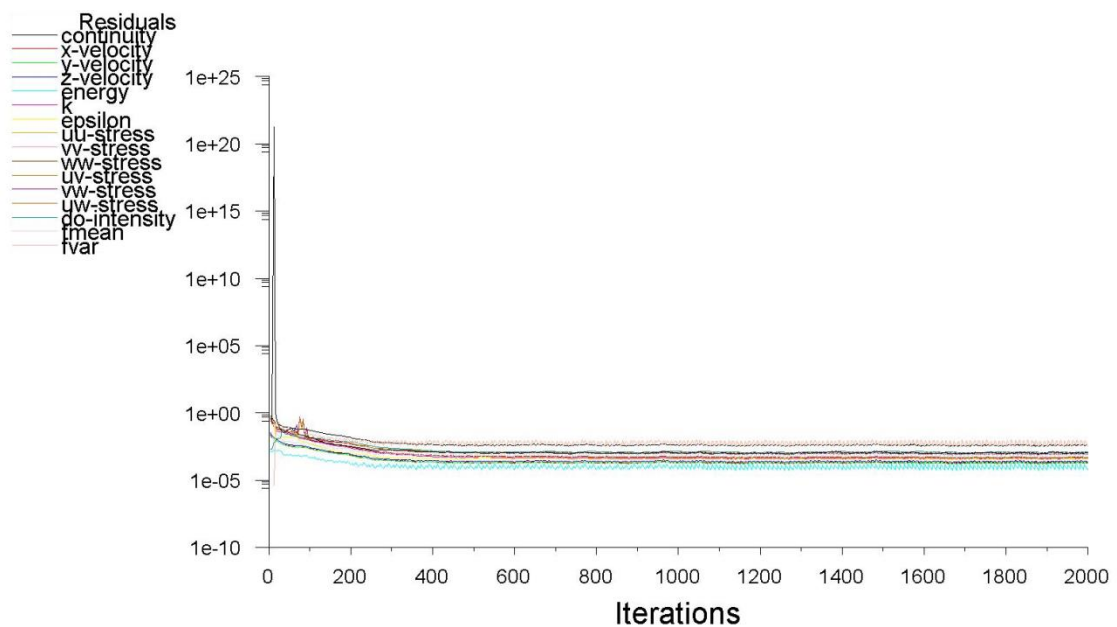


Figura 29 - Solução convergida

6.2. Análise de y^+

O valor de y^+ é uma distância não dimensional desde a face da geometria até à primeira célula da malha. É preciso garantir que este valor não é grande demais de maneira a que o primeiro ponto da malha esteja fora da fronteira da primeira camada, se isso acontecer, as equações usadas pelo modelo de turbulência podem calcular erradamente as propriedades do fluxo nesse primeiro ponto o que irá induzir erros nos resultados da queda de pressão e velocidade.

Por outro lado, caso o valor de y^+ seja inferior ao recomendado, o primeiro ponto a ser calculado vai estar inserido na região da subcamada viscosa, obtendo com isso valores errados para as equações de parede.

O valor ideal de y^+ , no caso em estudo, deve estar situado entre 30 e 300, como podemos ver na figura (30) existem alguns pontos em que o valor supera o valor máximo recomendado, o que indica que existem pontos onde a malha deveria ter sido mais refinada, mas como o uso do computador já estava no limite seria difícil conseguir refinar mais as zonas pretendidas. Ao fazer a média dos valores de y^+ foi possível verificar que o valor médio é de 172, o que podemos considerar um valor aceitável (ver Figura 30). No entanto este parâmetro não é muito importante neste trabalho, já que não se irá estudar as perdas de calor pelas paredes do combustor.

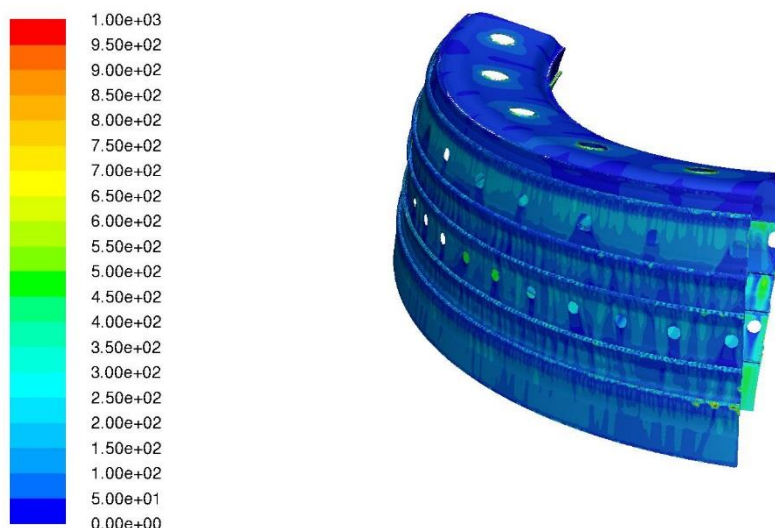


Figura 30 - Contornos de y^+ nas paredes do combustor

6.3. Validação de resultados

Para validação de resultados, procedeu-se à comparação com trabalhos anteriores similares e aos dados teóricos do ICAO, sendo este um trabalho de continuação de um estudo anterior, foi tido em conta os resultados obtidos pelo trabalho do Engenheiro Jonas Oliveira [16] já que os seus resultados foram bastante satisfatórios e um dos objetivos do presente trabalho era o melhoramento dos resultados. No site da ICAO existe uma base de dados de emissões de várias turbinas a gás [25], serão usados alguns desses dados para comparação.

6.4. Temperatura de saída do combustor

Foi observado que a temperatura à saída do combustor está ligeiramente inferior aos resultados obtidos pelo Engenheiro Jonas [16] e Engenheiro Pedro [17]. O gráfico 1 mostra a evolução da temperatura com o aumento da potência para o ângulo de injeção de 58°, com os restantes ângulos de injeção, a subida de temperatura era bastante insignificante, de 58° para 70° o aumento era apenas de 40 K.

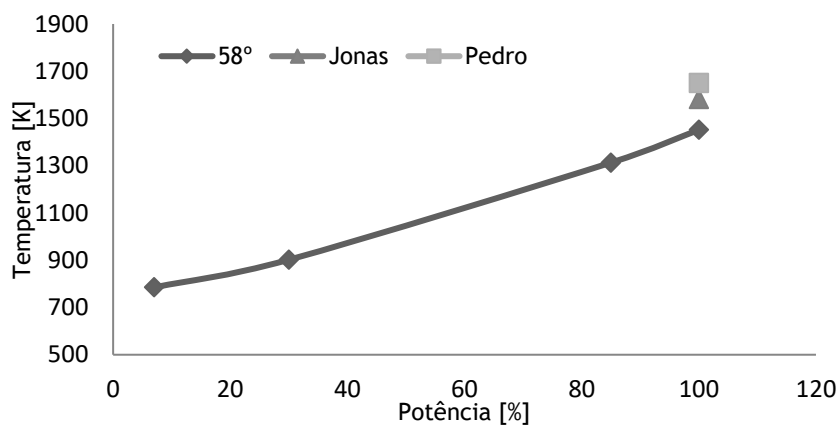


Gráfico 1 - Relação Temperatura-Potência

6.5. Temperatura

Pela análise da Figura 31, verifica-se que com a variação do ângulo de injeção de 58° para 70,4° pode observar-se uma variação das zonas quentes dentro da câmara de combustão, isto fará com que algumas zonas da turbina a gás sejam afetadas e seja reduzido o tempo de vida dos componentes seguintes, apesar da pouca diferença nos valores obtidos.

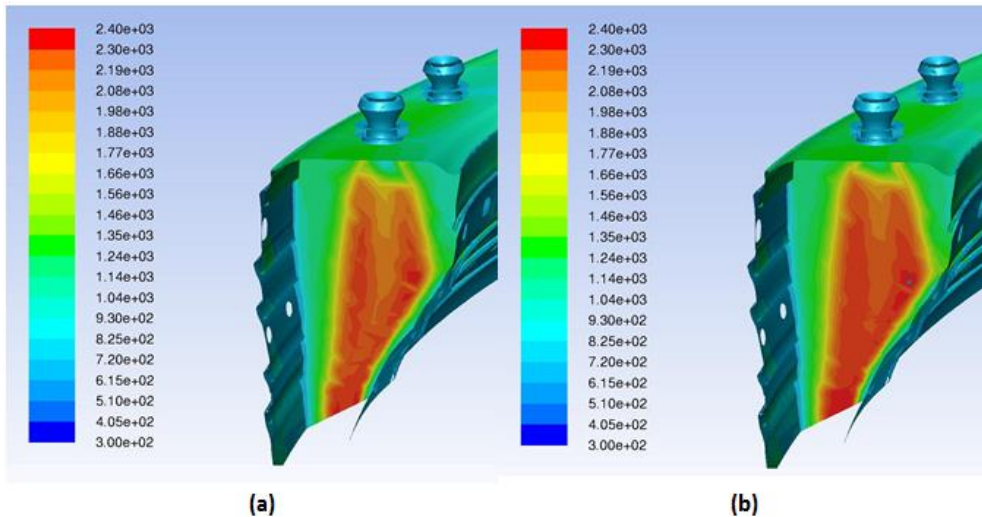


Figura 31 - Contornos da temperatura com acelerador a 100% da potência, ângulo de injeção a 58 graus (a) e ângulo de injeção a 70,4 graus (b)

No gráfico 2 podemos observar que a variação da temperatura é semelhante em qualquer posição do acelerador.

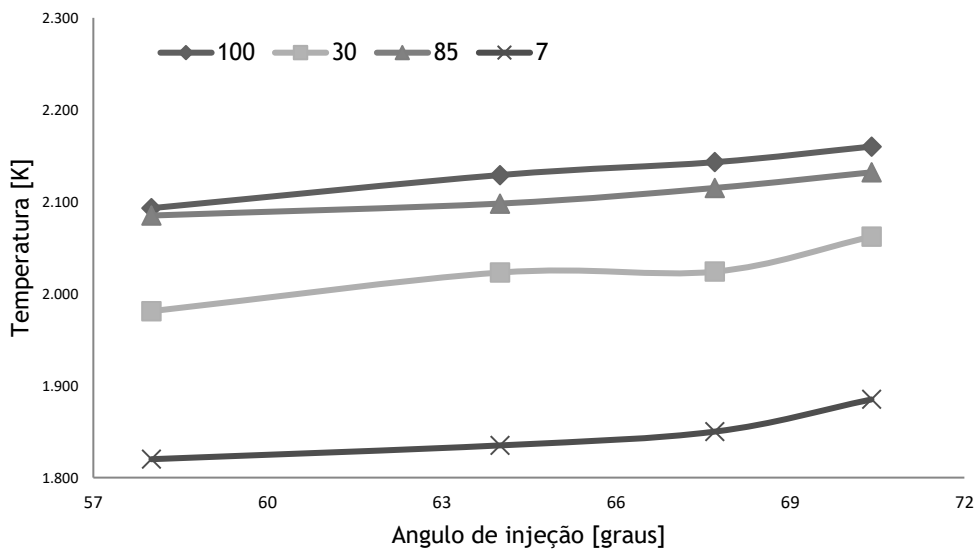


Gráfico 2 - Variação da temperatura com a variação dos ângulos de injeção, para as diferentes potências

De um modo geral, através do gráfico 2 constatamos que o aumento do ângulo de injeção irá provocar aumento da temperatura, sendo mais acentuado esse aumento quando o ângulo é superior a 70°. É também observado que no gráfico 2, para potência a 30% o valor tem um comportamento não previsto, decai ligeiramente, este desfaseamento não pode ser explicado sem uma análise mais detalhada e eventualmente mais simulações a 25 e 30%.

6.6. Emissões de NOx

Com o aumento da temperatura é de esperar que as emissões de NO_x sejam mais elevadas nos ângulos mais elevados, e os resultados observados na figura 32 estão de acordo com o esperado.

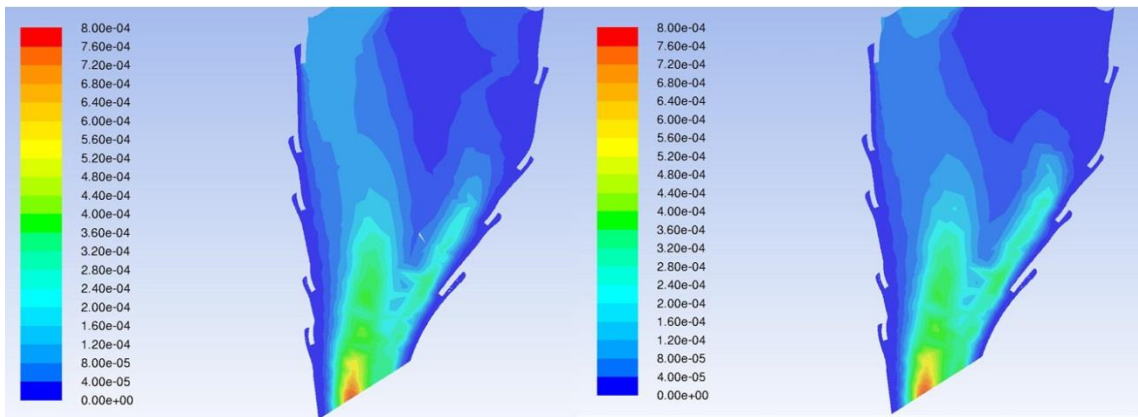


Figura 32 - Contornos de NO_x (Kg/Kg) a 85% de potência, à esquerda 58 graus, à direita 70,4 graus

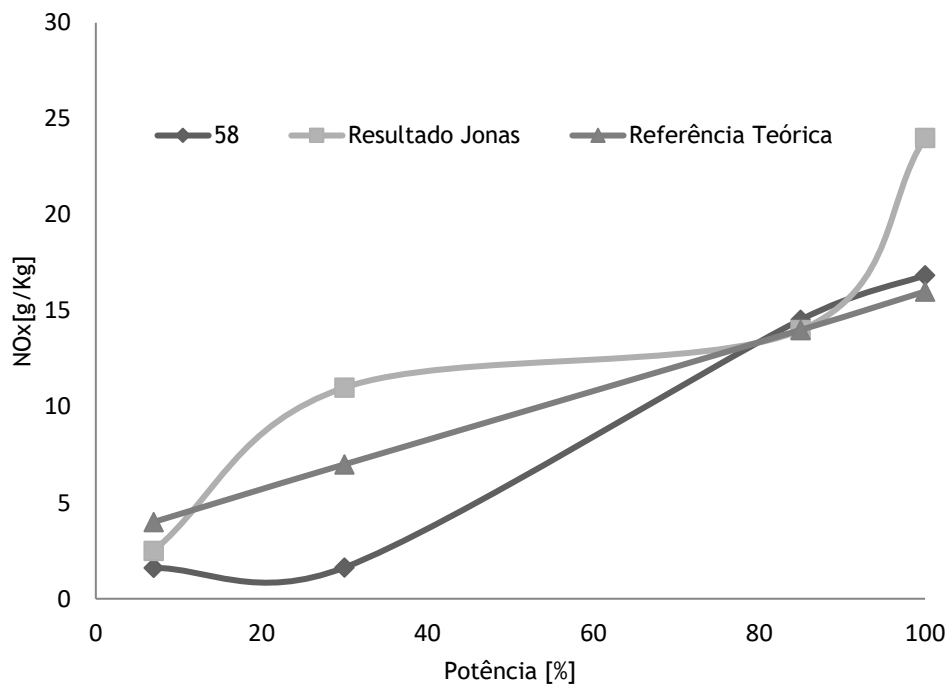


Gráfico 3 - Emissões de NO_x em função da potência

Comparando com a referência teórica [15] e com os resultados obtidos no trabalho do Engenheiro Jonas Oliveira [16], é possível observar que os resultados a 85% e a 100% estão praticamente em linha com os dados ICAO [15], ligeiramente acima do pretendido. Com potências inferiores a 85% é observável que os valores estão abaixo da referência teórica, as emissões estão bastante baixas. É possível verificar que os valores melhoraram em relação ao trabalho do Engenheiro Jonas Oliveira. Assim como no gráfico 2, o gráfico 3 apresenta um ligeiro desvio para a potência de 30%, necessitando de mais simulações.

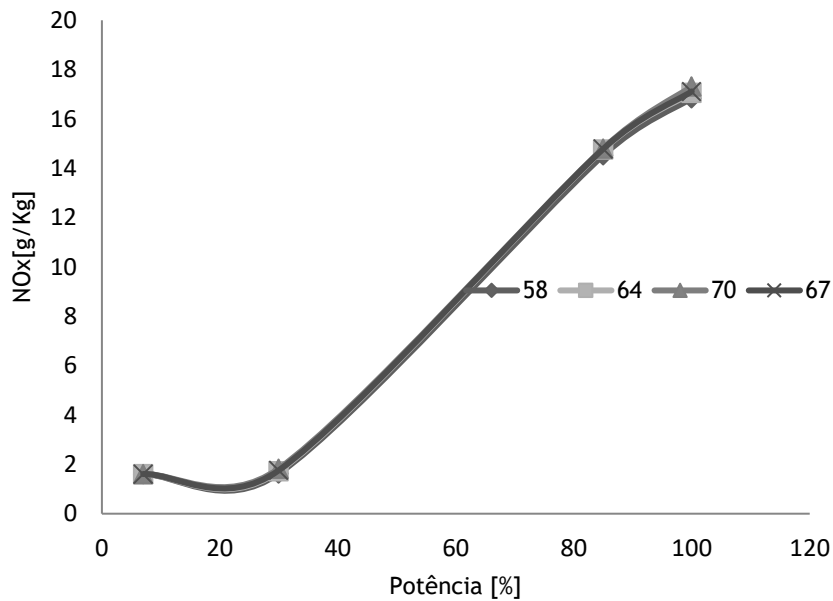


Gráfico 4 - Emissões de NO_x em relação com a potência para os vários ângulos de injeção

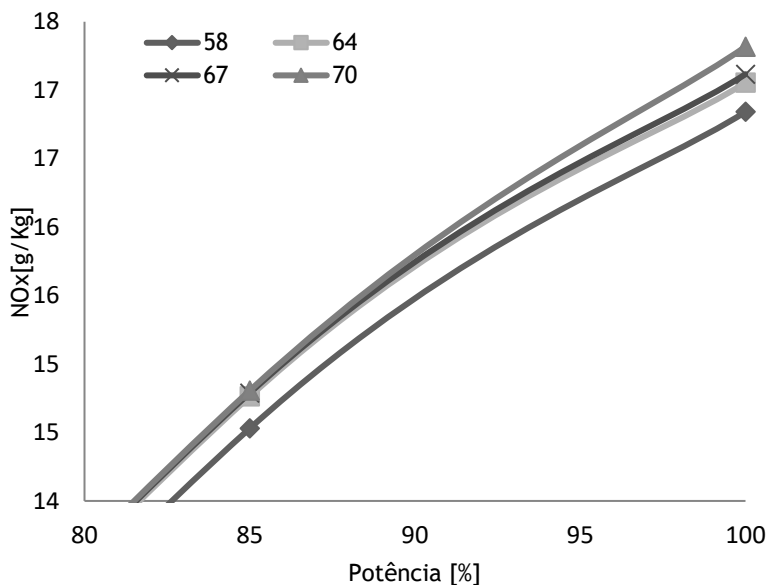


Gráfico 5 - Ampliação do gráfico 4 para observação da emissão de NO_x a potências superiores

Entre a variação dos ângulos vemos que variação é praticamente indetetável, observando-se apenas um ligeiro aumento de emissões de NO_x com o aumento do ângulo de injeção. A diferença das emissões entre 58° e 70.4° é de 3%. Foi um resultado expectável pois com o aumento das zonas quentes observadas na figura 31 e o aumento das temperaturas no gráfico 2 o valor de NO_x teria obrigatoriamente de aumentar.

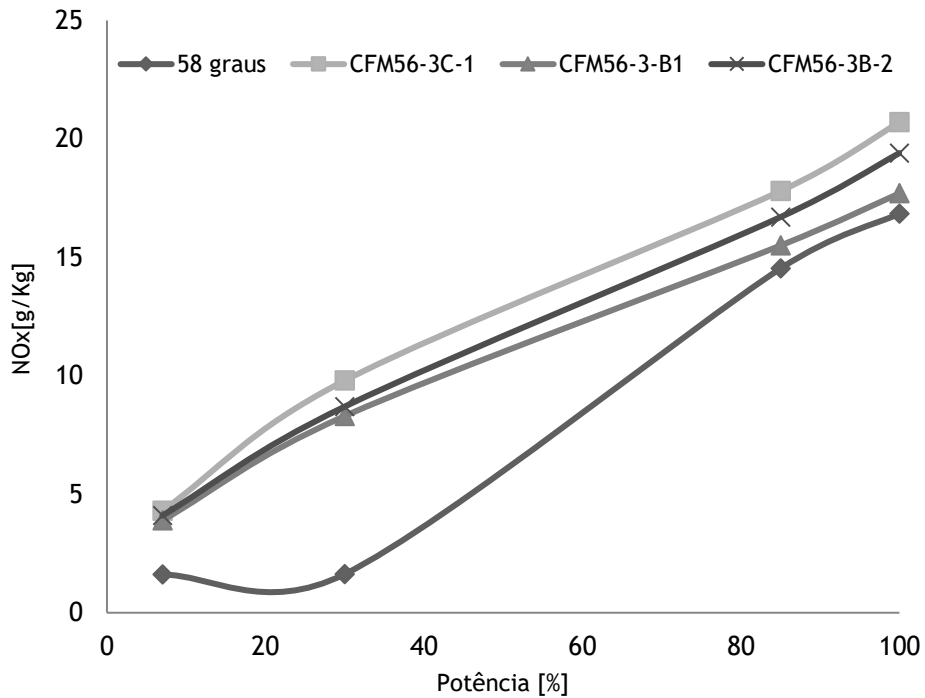


Gráfico 6 - Comparação das emissões de NO_x da simulação com a base de dados ICAO

Em comparação com os dados reais, gráfico 6, observamos uma que o valor das emissões de NO_x das simulações é o mais favorável, no entanto o valor dos vários motores comparados é o valor em voo real. Ainda assim não deixa de ser interessante comparar com os dados reais e concluir que existe alguma aproximação, especialmente a potências superiores a 85%.

6.7. Emissões de Monóxido de carbono

Seria de esperar um decréscimo das emissões de monóxido de carbono previstas no estudo dos dados ICAO [15], o que observando a figura 33 podemos concluir que não foi o que aconteceu.

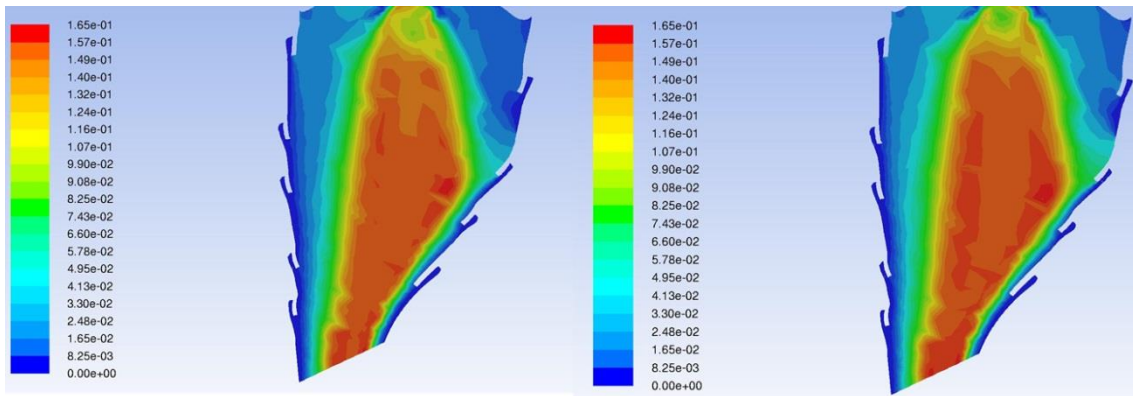


Figura 33 - Contornos de CO (Kg/Kg) a 100% de potência, à esquerda 58 graus, à direita 70,4 graus

Com o aumento do ângulo de injeção existe um aumento da emissão de monóxido de carbono. O facto de as emissões não terem diminuído, e depois de estudar os resultados obtidos pelo Engenheiro Jonas Oliveira [16], foi constatado que o modelo usado nesta simulação apesar de darem excelentes resultados para as emissões de NO_x , não conseguem ter resultados ótimos em relação CO e a UHC.

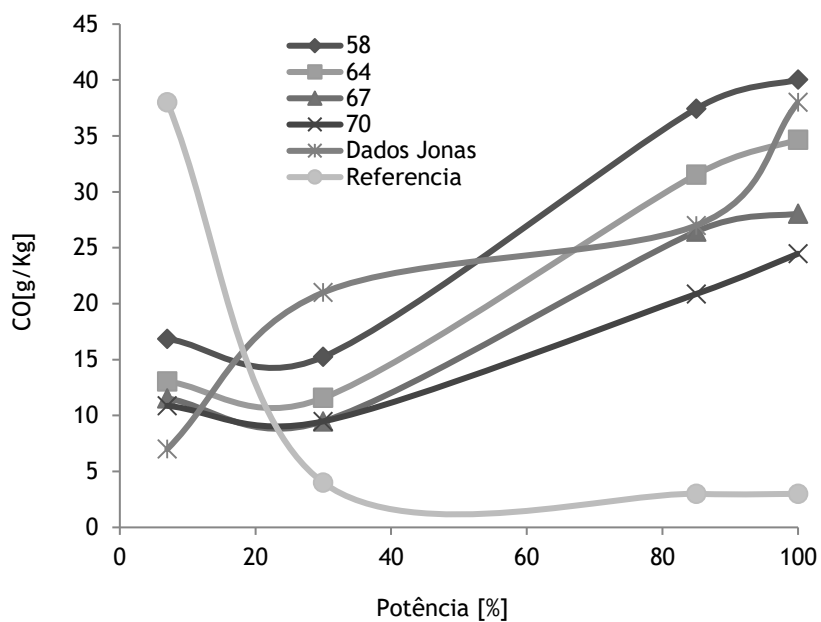


Gráfico 7 - Emissões de CO em relação com a potência

As emissões desceram de 7% até 30% de potência, no entanto seria de esperar que continuasse a diminuir acompanhando os resultados teóricos da ICAO [15], mas observa-se que os valores das emissões aumentam bastante com o aumento da potência.

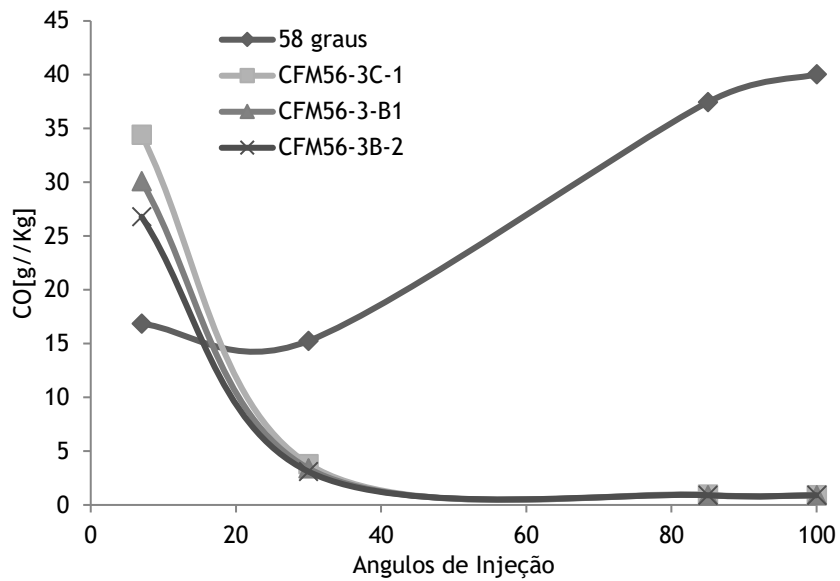


Gráfico 8 - Comparação das emissões de CO da simulação com a base de dados ICAO

Assim como os valores da ICAO, os valores das emissões de CO dos dados reais diminuiu com o aumento da potência, o que não aconteceu nos valores das simulações numéricas.

6.8. Emissões de Dióxido de carbono

Apesar de não ser um poluente considerado perigoso, CO_2 é um gás que contribui para o efeito de estufa, é então importante observar a sua variação com os diferentes ângulos estudados (ver Figura 34).

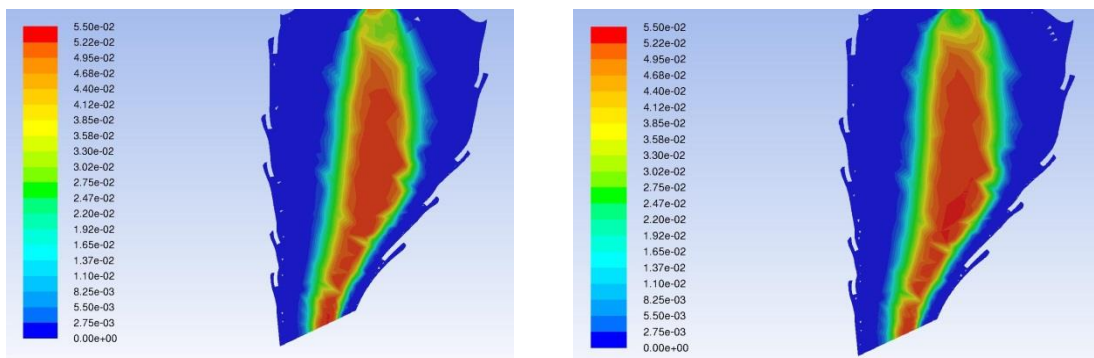


Figura 34 - Contornos de CO_2 (Kg/Kg) a 100% de potência, à esquerda 58 graus, à direita 70,4 graus

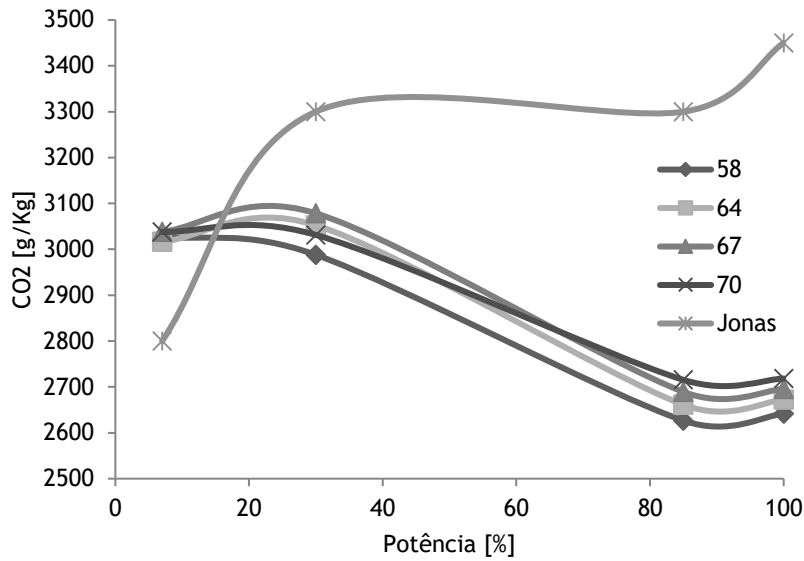


Gráfico 9 - Emissões de CO2 em relação com a potência

Observando a Figura 34 é visível que com o aumento do ângulo de injeção existe um aumento da emissão de CO_2 . Comparando com os resultados obtidos com o Engenheiro Jonas Oliveira [16], a emissão deste poluente diminuiu bastante, uma diferença de 30%. Em relação aos ângulos, existe um aumento de 3% de emissões com o ângulo de 70.4° relativamente a 58° .

6.9. Hidrocarbonetos

Outros poluentes a evitar são os hidrocarbonetos não queimados, observando o gráfico 10 podemos concluir que o aumento do ângulo diminui as emissões deste poluente.

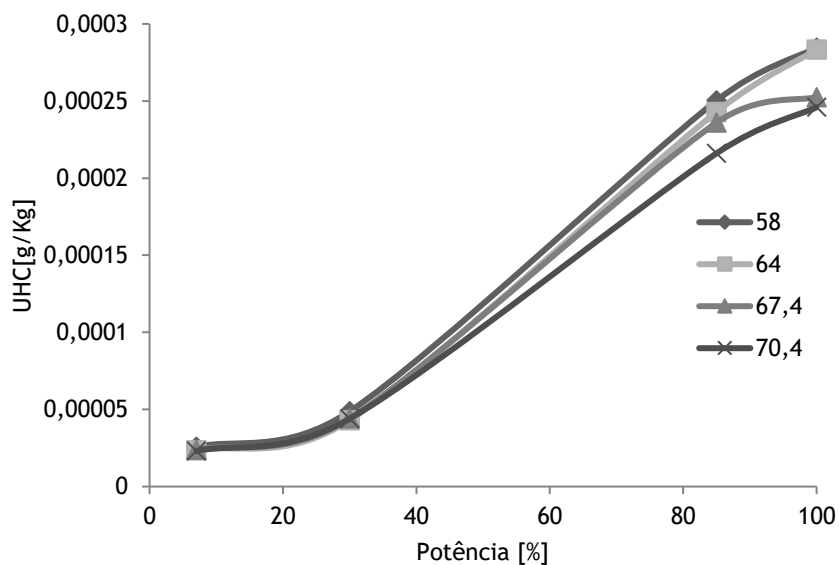


Gráfico 10 - Emissões de UHC em relação com a potência

Assim como as emissões de CO , as emissões de UHC deveriam subir com o aumento da potência, mas não aconteceu devido ao modelo de turbulência (RSM) usado neste trabalho.

7. Conclusões

Ao longo de vários meses de estudo foi possível chegar a várias conclusões, nem todas relacionadas com os resultados da simulação numérica.

Foi possível concluir que ao longo de todo o trabalho, houve um aumento significativo de conhecimento em relação a turbinas a gás, mais propriamente sobre combustores e toda a parte relacionada com combustão, assim como termodinâmica e turbulência. Sobre a parte mais técnica do trabalho, foi possível acrescentar conhecimento às já boas noções de *CATIA V5*, o estudo sobre malhas foi bastante recompensador pois passado dois meses já era possível dominar praticamente todo o software *HELIX-OS* bem como ter grandes conhecimentos de volumes finitos. Ainda na parte de software, houve um ganho expressivo de prática de *Fluent*, se bem que considere que no futuro é necessária mais prática e um aumento do conhecimento em relação ao programa.

Foi bastante positivo trocar conhecimentos com outros alunos e antigos alunos, bem como o Professor Doutor Francisco Brójo que me ajudou sempre que foi preciso, sem todo o apoio seria mais difícil acabar este projeto.

Em relação ao trabalho em si, foram vários meses, talvez o mais difícil tenha sido chegar à malha final, levou meses de estudo, mas foi possível chegar à malha final, tendo o autor ficado bastante motivado com os resultados. Na simulação 3D, houve informação do trabalho do Jonas Oliveira e de outros trabalhos de antigos alunos, tendo sido melhorados alguns parâmetros e os resultados foram os expectáveis.

Concluindo e desta vez relacionado com os resultados, pode ser observado que dentro dos ângulos escolhidos admissíveis pela manutenção da TAP, a temperatura é mais baixa com ângulo de 58° , isto irá proteger os componentes tanto do combustor como dos componentes seguintes constituintes da turbina a gás. Em relação ao NO_x o ângulo de 58° foi também o que obteve melhores resultados, resultando em baixas emissões nas potências inferiores a 85%, a cima destas potências o valor é ligeiramente mais alto que a referência teórica, comparando entre os ângulos estudados, observamos que o ângulo de 58° tem melhores resultados e como seria de esperar o ângulo de $70,4^\circ$ tem o valor mais alto destas emissões. Observando os resultados do monóxido de carbono observamos que neste caso o ângulo de 58° foi o que obteve maior emissão deste poluente, enquanto que o ângulo de $70,4^\circ$ teve as emissões mais baixas, é de salientar que os valores estiveram muito diferentes dos valores teóricos e dos resultados do Engenheiro Jonas Oliveira. O dióxido de carbono foi reduzido com a diminuição do ângulo de injeção. De novo o ângulo de 58° teve as emissões mais reduzidas, com uma diferença de 3% em relação ao ângulo de $70,4^\circ$. Por fim, é observado que os hidrocarbonetos não queimados diminuem com o aumento do ângulo de injeção. Como foi explicado no sub-capítulo 6.7, alguns

resultados das emissões seriam difíceis de atingir corretamente já que o modelo de turbulência usado tem a desvantagem de não conseguir calcular corretamente esses poluentes. Interessante foi também a comparação com a base de dados da ICAO, tendo sido observado que existiu uma grande aproximação entre os dados reais e os das simulações, podendo ser concluído que o trabalho foi bem feito, mas ainda com grande margem para melhoramento.

Como conclusão final, dentro da gama de ângulos tabelados pela manutenção da TAP, ângulos mais baixos conseguem ter melhores resultados, uma diminuição de 3% da emissão de *NOx* com uma redução de apenas 10° do ângulo de injeção é um valor bastante positivo e a ter em consideração, bem como uma diminuição de cerca de 4% em relação à temperatura, isto protegerá muito mais alguns componentes da turbina das temperaturas, aumentando, mesmo que seja pouco, o tempo de vida útil da turbina a gás.

Estudos futuros

Sendo este um estudo muito demorado e bastante complexo, há vários aspetos que poderiam ser melhorados, um deles seria o estudo e aplicação de um outro modelo de turbulência com o objetivo de conseguir melhorar os resultados das emissões dos poluentes que no estudo trabalho tiveram resultados negativos. Os ângulos de injeção foram considerados simétricos ao longo de todo o cone de injeção, seria interessante observar a variação com ângulos não simétricos. Um estudo mais complexo seria um trabalho focado totalmente no injetor de combustível. Outro aspeto importante na combustão, a estabilidade da chama poderia ser estudado, diferentes mecanismos de estabilização. Com a base de dados ICAO é possível fazer um estudo mais alargado, utilizar os dados reais para melhorar este estudo e dar continuidade a um longo projeto.

Bibliografia

[1] “*Up in the air - how airplane carbon pollution jeopardizes global climate goals*” (acedido em Dezembro 2016)

https://www.biologicaldiversity.org/programs/climate_law_institute/transportation_and_global_warming/airplane_emissions/pdfs/Airplane_Pollution_Report_December2015.pdf

[2] J.N.PHILLIPS, P.SIMAS. “*Gas turbine fuel nozzle refurbishment*”, Fern Engineering, Inc., Pocasset, Massachusetts (2004)

[3] M.Gauss, I.S.A. Isaksen, D.S.Lee, and O.A.Sovde (2006) “*Impact of aircraft NO_x emissions on the atmosphere - tradeoffs to reduce the impact*” (acedido em Fevereiro 2017)
<https://www.atmos-chem-phys.net/6/1529/2006/>

[5] Brójo, F., Apontamentos de Propulsão de Aeronaves 2 (10374), Mestrado Integrado em Engenharia Aeronáutica, Departamento de Ciências Aeroespaciais, Universidade da Beira Interior, ano letivo de 2014-2015

[6] A. H. Lefebvre and D. R. Ballal, “*Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions*” CRC Press, 2010

[7] A. H. Lefebvre and V. G. McDonell, “*Atomization and Sprays*”. CRC Press, 2017

[8] Liu, Z. J. “*Chemical kinetic and termal numerical simulation of coking process of jet fuels in thin nozzle sections within autoxidation temperature*” regime, 2014

<https://tspace.library.utoronto.ca/handle/1807/68076>

[9] E. Fleuti and J. Polymeris, “*Aircraft NO_x emissions within the operational LTO cycle*” Unique (Flughafen Zrich AG) and Swiss Data Services, 2004

[10] CFM56-3 *Technical documentation*

[11] NPTEL Basic “*Principles of Turbomachines*” 2009

http://nptel.ac.in/courses/112104117/chapter_5/4_31.html

[12] A. L. Sánchez, J. Urzay, A. Liñán (2014) “*The role of separation of scales in the description of spray combustion*” Em: *Proceedings of the Combustion Institute* 35 1549-1577 (2015)

[13] M.I.T, “*Surface tensions*” Disponível em <http://web.mit.edu/1.63/www/LectureNotes/Surfacetension/Lecture5.pdf> (acedido em Setembro 2017)

- [14] Kruger, S. "Hazardous area classification: liquid dispersion" (2015) Publicado em *EE Publishers* disponível em <http://www.ee.co.za/article/hazardous-area-classification-liquid-dispersion.html>
- [15] ICAO <https://www.icao.int/environmental-protection/Pages/local-air-quality.aspx> acessado em Setembro 2017
- [16] J. Oliveira, "CFD Analysis of the Combustion of Bio-Derived Fuels in the CFM56-3 Combustor" Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Portugal, 2016.
- [17] P. Ribeiro, "Análise de performance da Família de Motores de Avião CFM56," Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Portugal, 2012.
- [18] F. Bidia, Carla. Marques, A. Pimenta, J. Santos. "Diagnóstico da estrutura de frentes de detonação por meio de folhas com fuligem" em *Science & Engenharia* 23 (2): 91 - 100, jul-dez 2014
- [19] Silva, A., *Apontamentos de Turbulência e Combustão* (10401), Mestrado Integrado em Engenharia Aeronáutica, Departamento de Ciências Aeroespaciais, Universidade da Beira Interior, ano letivo de 2016-2017
- [20] Flagan, Richard C. and Seinfeld, John H. (1988) "Fundamentals of air pollution engineering" Prentice.Hall, INC. Englewood Cliffs, New Jersey. ISBN 0-13-33253-7
- [21] I. Celik 1999 "Introductory Turbulence Modeling" West Virginia University, Mechanical & Aerospace Engineering Dept
- [22] Engys, 2012. "A Comprehensive Tour of snappyHexMesh" 7th openFOAM Workshop, 25 June 2012
- [23] P. Geremia, 2016. "Practical CDF Applications Using HELYX-OS" 11th openFOAM Workshop, 26-30 junho, 2016 Guimarães, Portugal
- [24] Rolls-Royce, The Jet Engine, 5th edition. The Technical Publications Department, Derby, England
- [25] ICAO Emissions Data Bank <https://www.easa.europa.eu/document-library/icao-aircraft-engine-emissions-databank#6>
- [26] A. Bakker 2008, "Computational Fluid Dynamics" Disponível em <http://www.bakker.org/dartmouth06/engs150/05-solv.pdf> (acessado em Setembro 2017)
- [27] A. Sayma "Computational fluid Dynamics" Disponível em <https://kosalmath.files.wordpress.com/2010/08/computational-fluid-dynamics.pdf> (acessado em Setembro 2017)

[28] P Queirós, “*Atomização e Combustão de Glicerina*” Dissertação de Mestrado, Instituto Superior Técnico”, Portugal, 2011.

[29] D Nascimento, “*Desenvolvimento de uma Câmara de Combustão para uma Turbina a Gás*” Dissertação de Mestrado, Instituto Superior Técnico”, Portugal, 2015.

[30] R. Francis, “*Investigation of Fuel Nozzle Technologies To Reduce Gas Turbine Emissions*” Dissertação de Mestrado, University of Toronto”, 2015.