



Catarina Gomes

Licenciada em Ciências Engenharia Mecânica

Estudo numérico de escoamentos com rotação confinados

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Daniel Cardoso Vaz, Professor
Auxiliar, FCT/UNL

Presidente: Prof. Doutor(a) José Fernando de Almeida Dias
Arguente(s): Prof. Doutor(a) Diana Filipa de Conceição Vieira
Vogal(ais): Prof. Doutor(a) Daniel Cardoso Vaz



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Setembro 2019

Estudos Numéricos Com Rotação Confinados

Copyright © Catarina Gomes, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Cai de para-quedas nas vossas vidas e fui acolhida com o maior dos amores, amada como se fosse vossa de natureza. Há coisas que não se explicam, e foi com vocês, pai, mãe e avó, que eu conheci o amor à primeira vista. Um maior dos obrigado por o carinho, o amor, por todo o sacrifício e pela maior das paciências sem vocês não teria alcançado tantas vitórias. Que a vida nos proporcione muitos mais momentos felizes.

Ao Filipe e ao Capela por todo o apoio e amizade incondicional.

Aos meus amigos e colegas de curso pelo longo mas divertido caminho nestes anos académicos

Resumo

O objetivo principal desta dissertação é estudar os diversos escoamentos turbulentos, não reativos e confinados provocados por um gerador de rotação anelar com uma coroa de pás, alterando alguns parâmetros de entrada tais como: o caudal e o número de *swirl*, através da ferramenta de simulação numérica, CFD. Como recurso utilizou-se o método RANS e o modelo de turbulência RSM (Reynolds Stress Model) da ferramenta Ansys Fluent 16.2.

Para o domínio da simulação numérica adotaram-se duas geometrias simplificadas da câmara, uma cilíndrica 3D e uma retangular 2D e respetivas dimensões. Com o intuito de demonstrar a capacidade dos modelos, estes foram comparados aos resultados experimentais presentes nas investigações de Camilo (2017).

Como objetivo secundário, foi identificado através de uma visualização experimental um caso particular de um escoamento de vórtice descendente helicoidal.

Verificou-se que para os casos estudados por Camilo (2017), existe de facto uma zona de recirculação central toroidal, onde o seu fecho acontece para $z=4d$, o que vai ao encontro da literatura que apresenta o fecho da ZCRT para $z=3.6$.

Já para o caso do escoamento descendente helicoidal, não se conseguiu obter a sua simulação, visto que o resultado também demonstrou uma zona de recirculação toroidal.

Palavras-chave: número de *swirl*, bolha de recirculação, gerador de rotação, escoamento não reativo, visualização com fumo

Abstract

The main goal of this thesis is to study the different turbulent flows, non-reactive and confined using an annular swirler with vanes, changing inputs parameters such as stream flow and the number of swirl, using CFD as a tool for the numerical simulation

As a resource it was used the RANS method and the RSM turbulent model from Ansys Fluent 16.2 tool. For the numerical simulation domain two simplified chamber geometries were used, one 3D cylindrical, and one 2D rectangular.

In order to demonstrate the model's capability, the results were compared with experimental results obtained by Camilo (2017).

As a secondary goal it was performed an experimental visualization where it was identified a particular case of an helical reverse flow.

It was observed that for the cases studied by Camilo (2017), there was a central toroidal recirculation zone, closing when $z = 4d$. This result goes according to the literatures that represents the closure to $z = 3.6d$. However, for the helical reversed flow, it was not possible to have a good simulation as the results also revealed a toroidal recirculation zone.

Keywords: swirl number, recirculation zone, swirler, non-reactive flow, flow visualization

Índice

AGRADECIMENTOS	3
RESUMO	2
ABSTRACT	3
ÍNDICE.....	3
LISTA DE FIGURAS	2
LISTA DE TABELAS	5
ACRÓNIMOS	3
SIMBOLOGIA.....	3
ABREVIATURAS	2
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO, ENQUADRAMENTO DO TEMA E OBJETIVOS.....	1
1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	2
2. 2 ESTUDO BIBLIOGRÁFICO.....	3
2.1 JATOS CONFINADOS	3
2.2 ESCOAMENTOS COM ROTAÇÃO	4
2.3 NÚMERO DE <i>SWIRL</i>	5
2.4 GERADOR DE ROTAÇÃO ANELARES COM UMA COROA DE PÁS.....	6
2.5 RAZÃO DE CONFINAMENTO D / D E DIVERGENTE.....	7
2.6 CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO.....	9
3. MODELOS NUMÉRICOS	11
3.1 PROGRAMA DE SIMULAÇÃO CFD – ANSYS.....	11
3.1.1 Pré- processamento	12
3.1.2 Solver.....	12
3.1.3 Pós – processamento	12
3.2 EQUAÇÕES <i>RANS</i>	13
3.3 MODELOS DE TURBULÊNCIA.....	14
3.3.1 Reynold Stress Model - RSM.....	15
3.4 DISCRETIZAÇÃO DO DOMÍNIO	17
3.4.1 Critérios de Qualidade de Malha.....	17
3.4.2 Funções de Tratamento Junto à Parede.....	18
3.5 CONDIÇÕES FRONTEIRA.....	19
3.5.1 Fronteira de entrada.....	19

3.5.2	Fronteira de saída	20
3.5.3	Condição Fan	20
3.6	ESQUEMA NUMÉRICO	21
3.7	DEFINIÇÃO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL	22
3.7.1	Domínio para Validação do Modelo	22
3.8	MALHA PARA VALIDAÇÃO DO MODELO	24
3.8.1	Malha da Geometria 3D	24
3.8.2	Malha da Geometria 2D	27
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	29
4.1	ESTUDO DA INDEPENDÊNCIA DA MALHA	29
4.1.1	Domínio 3D	29
4.1.2	Domínio 2D	32
4.2	ESTUDO DA VARIAÇÃO DE CAUDAIS E NÚMERO DE <i>SWIRL</i>	34
4.3	COMPARAÇÃO DE UM PAR DE SOLUÇÕES COM A CONDIÇÃO DE FRONTEIRA À SAÍDA DE <i>PRESSURE OUTLET</i> E <i>OUTFLOW</i> 47	
4.4	COMPARAÇÃO DO PAR DE SOLUÇÕES 3D E 2D PARA O CASO $Q = 0.0365\text{m}^3/\text{s}$	51
4.5	VISUALIZAÇÃO EXPERIMENTAL COM FUMO	54
4.5.1	Ventilador e Conduas	55
1.1.1	Câmara de Combustão	56
4.5.2	Queimador e Gerador de Rotação	57
4.5.3	Visualização	57
4.6	COMPARAÇÃO DO ESTUDO NUMÉRICO COM O ESTUDO EXPERIMENTAL PARA O ESCOAMENTO DESCENDENTE HELICOIDAL	59
5.	CONCLUSÃO	61
5.1	PRINCIPAIS CONCLUSÕES	61
	BIBLIOGRAFIA	63

Lista de Figuras

FIGURA 2-1 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO JATO CONFINADO EM CAMARA CIRCULAR. (ALVES, 2012)	3
FIGURA 2-2 PERFIS AXIAIS DE PRESSÃO PARA $0.066 < S < 0.640$ MEDIDOS POR GUPTA ET AL., (1984).....	6
FIGURA 2-3 - PREVISÃO DO COMPRIMENTO DA BOLHA DE RECIRCULAÇÃO, A PARTIR DE UM GERADOR DE ROTAÇÃO ANELAR COM UMA COROA, PARA DIFERENTES VALORES DE S (GUPTA ET AL., 1984).	7
FIGURA 2-4 - RELAÇÃO ENTRE O NÚMERO DE SWIRL E A BOLHA DE RECIRCULAÇÃO OBTIDA (RAJ E GANESAN, 2008)	7
FIGURA 2-5 - INFLUÊNCIA DO DIVERGENTE NA ZRC (BEÉR E CHIGIER, 1972).	8
FIGURA 2-6 - - PADRÕES DOS ESCOAMENTOS ESTABELECIDOS POR UM GERADOR DE ROTACÃO, COM E SEM CONFINAMENTO. ADAPTADO: VAZ, CAMILO 2017	8
FIGURA 3-1 - CONDIÇÃO FAN APLICADA NA ENTRADA DA CÂMARA.....	21
FIGURA 3-2 - VISTA FRONTAL DA GEOMETRIA CILINDRICA 3D.....	23
FIGURA 3-3 - VISTA FRONTAL DA GEOMETRIA 2D	23
FIGURA 3-4 - PLANO MERIDIONAL	25
FIGURA 3-5 - SECÇÃO TRANSVERSAL	25
FIGURA 3-6 - REFINAMENTO NA SECÇÃO ENTRADA DA CÂMARA E AO REDOR DA CONDIÇÃO FAN	25
FIGURA 3-7 - MALHA 2D.....	27
FIGURA 4-1 - CONTORNOS DA MAGNITUDE VELOCIDADE AO LONGO DA CÂMARA, LONGITUDINALMENTE	31
FIGURA 4-2 - PERFIL DE VELOCIDADES AXIAIS NA LINHA CENTRAL AXIAL Z.....	31
FIGURA 4-3 - PERFIL DA ENERGIA CINÉTICA NA LINHA CENTRAL AXIAL Z.....	31
FIGURA 4-4 - PERFIL DA PRESSÃO NA LINHA CENTRAL AXIAL Z	32
FIGURA 4-5 - PERFIL DE VELOCIDADE AXIAL NA LINHA CENTRAL NA DIREÇÃO X	33
FIGURA 4-6 - PERFIL DAS VELOCIDADES AXIAIS NA LINHA CENTRAL DA DIREÇÃO AXIAL X.....	35
FIGURA 4-7 - CONTORNO DA VELOCIDADE PARA $Q = 0,00467 [m^3/s]$ ($u = 7.53 \text{ m/s}$)	35
FIGURA 4-8 - CONTORNO DA VELOCIDADE PARA $Q = 0,0050 [m^3/s]$ ($u = 8 \text{ m/s}$)	36
FIGURA 4-9 - CONTORNO DA VELOCIDADE PARA $Q = 0,00571 [m^3/s]$ ($u = 9.2 \text{ m/s}$).....	36
FIGURA 4-10 - CONTORNO DA VELOCIDADE PARA $Q = 0,0365 [m^3/s]$ ($u = 58.87 \text{ m/s}$)	36
FIGURA 4-11 - CONTORNO DA VELOCIDADE PARA $Q = 0,00467 [m^3/s]$, $Q = 0,0050 [m^3/s]$, $Q = 0,00571 [m^3/s]$, $Q = 0,0365 [m^3/s]$, RESPECTIVAMENTE.....	37
FIGURA 4-12 - CONTORNO DA ENERGIA CINÉTICA TURBULENTA PARA $Q = 0.00467 [m^3/s]$, $Q = 0.00571 [m^3/s]$, $Q = 0.0050 [m^3/s]$ E $Q = 0.0365 [m^3/s]$, RESPECTIVAMENTE.....	38
FIGURA 4-13 - PERFIL DA ENERGIA CINÉTICA TURBULENTA NA LINHA CENTRAL DE DIREÇÃO AXIAL X, PARA DIFERENTES S	39
FIGURA 4-14 - PERFIL DA ENERGIA CINÉTICA TURBULENTA NA LINHA CENTRAL DE DIREÇÃO AXIAL X, PARA MESMO S E VARIAÇÃO DE Q.....	39
FIGURA 4-15 - PERFIL DA PRESSÃO NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA DIFERENTES S.....	40
FIGURA 4-16 - PERFIL DA PRESSÃO NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA MESMO S E DIFERENTE Q	40

FIGURA 4-17 – PERFIL NORMALIZADO DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA AS DIFERENTES SOLUÇÕES.....	41
FIGURA 4-18 - PERFIL NORMALIZADO DA VELOCIDADE RADIAL NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA AS DIFERENTES SOLUÇÕES	41
FIGURA 4-19 - PERFIL NORMALIZADO DA VELOCIDADE TANGENCIAL NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA AS DIFERENTES SOLUÇÕES.....	42
FIGURA 4-20 - PERFIS DA VELOCIDADE AXIAL EM DIVERSAS SECÇÕES TRANSVERSAIS RADIAIS	43
FIGURA 4-21 - PERFIS DA VELOCIDADE RADIAL EM DIVERSAS SECÇÕES TRANSVERSAIS RADIAIS	44
FIGURA 4-22 - PERFIS DA VELOCIDADE TANGENCIAL EM DIVERSAS SECÇÕES TRANSVERSAIS RADIAIS.....	45
FIGURA 4-23 - PERFIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE EM DIVERSAS SECÇÕES TRANSVERSAIS RADIAIS.....	46
FIGURA 4-24 - CONTORNO DA VELOCIDADE PARA $Q = 0,0050 [m^3/s]$ ($S = 7$), COM CONDIÇÃO DE FRONTEIRA À SAÍDA <i>PRESSURE OUTLET</i>	47
FIGURA 4-25 - CONTORNO DA VELOCIDADE PARA $Q = 0,0050 [m^3/s]$ ($S = 7$), COM CONDIÇÃO DE FRONTEIRA À SAÍDA <i>OUTFLOW</i>	47
FIGURA 4-26 - CONTORNO DA VELOCIDADE PARA $Q = 0,0050 [m^3/s]$ ($u = 8m/s$), COM CONDIÇÃO DE FRONTEIRA À SAÍDA <i>PRESSURE OUTLET</i> E <i>OUTFLOW</i> , RESPECTIVAMENTE.	48
FIGURA 4-27 - CONTORNO DA ENERGIA CINÉTICA TURBULENTA PARA $Q = 0,0050 [m^3/s]$ ($u = 8m/s$), COM CONDIÇÃO DE FRONTEIRA À SAÍDA <i>PRESSURE OUTLET</i> E <i>OUTFLOW</i> , RESPECTIVAMENTE.	48
FIGURA 4-28 - PERFIL DA E.C.TURBULENTA NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA SOLUÇÃO COM C.FRONTEIRA <i>OUTFLOW</i> E <i>PRESSURE OUTLET</i>	49
FIGURA 4-29 - PERFIL DA PRESSÃO NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA SOLUÇÃO COM C.FRONTEIRA <i>OUTFLOW</i> E <i>PRESSURE OUTLET</i>	49
FIGURA 4-30 - PERFIL DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA SOLUÇÃO COM C.FRONTEIRA <i>OUTFLOW</i> E <i>PRESSURE OUTLET</i>	49
FIGURA 4-31 - PERFIL NORMALIZADO DA VELOCIDADE AXIAL NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA SOLUÇÃO COM C.FRONTEIRA <i>OUTFLOW</i> E <i>PRESSURE OUTLET</i>	50
FIGURA 4-32 - PERFIL NORMALIZADO DA VELOCIDADE RADIAL NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA SOLUÇÃO COM C.FRONTEIRA <i>OUTFLOW</i> E <i>PRESSURE OUTLET</i>	50
FIGURA 4-33 - PERFIL NORMALIZADO DA VELOCIDADE TANGENCIAL NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA SOLUÇÃO COM C.FRONTEIRA <i>OUTFLOW</i> E <i>PRESSURE OUTLET</i>	50
FIGURA 4-34 - VISUALIZAÇÃO DA VELOCIDADE AO LONGO DA CÂMARA	51
FIGURA 4-35 - PERFIL NORMALIZADO DA VELOCIDADE AXIAL NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA AS SOLUÇÃO 3D E 2D, RESPECTIVAMENTE	52
FIGURA 4-36 - PERFIL DA ENERGIA CINÉTICA TURBULENTA NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA AS SOLUÇÃO 3D E 2D, RESPECTIVAMENTE	52
FIGURA 4-37 - - PERFIL NORMALIZADO DA VELOCIDADE RADIAL NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA AS SOLUÇÃO 3D E 2D, RESPECTIVAMENTE	52

FIGURA 4-38 - PERFIL NORMALIZADO DA VELOCIDADE TANGENCIAL NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA AS SOLUÇÃO 3D E 2D, RESPECTIVAMENTE	52
FIGURA 4-39 - - PERFIL DA PRESSÃO NA LINHA CENTRAL AXIAL, PARA AS SOLUÇÃO 3D E 2D, RESPECTIVAMENTE	53
FIGURA 4-40 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL (ALVES, 2012)	54
FIGURA 4-41 - VENTILADOR (CAMILO, 2017)	55
FIGURA 4-42 CURVA E CONTRAÇÃO NA CONDUTA DE ADMISSÃO. (CAMILO 2017)	56
FIGURA 4-43 - MODELO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	56
FIGURA 4-44 - QUEIMADOR	57
FIGURA 4-45 ESQUEMA DE CÁLCULO DO CENTRO DA ILUMINAÇÃO	58
FIGURA 4-46 – REGISTO FOTOGRÁFICO DO ESCOAMENTO DESCENDENTE EM FORMA DE VÓRTICE COM A HASTE DE INCENSO COLOCADO À SAIDA DA CÂMARA.....	58

Lista de Tabelas

TABELA 3.1 VALORES DO CAUDAL DE ENTRADA, VELOCIDADE AXIAL E VELOCIDADE TANGENCIAL PARA DIFERENTES S.....	20
TABELA 3.2 - INPUTS DO FLUENT PARA O DOMINIO 3D.....	26
TABELA 3.3 - CONDIÇÕES FRONTEIRA.....	26
TABELA 3.4 - INPUTS DO FLUENT PARA O DOMINIO 2D.....	28
TABELA 3.5 - CONDIÇÕES FRONTEIRA.....	28
TABELA 4.1 CONDIÇÕES DE ENTRADA PARA O ESTUDO DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA.....	29
TABELA 4.2 CARACTERISTICAS DAS MALHA ESTUDADAS.....	30
TABELA 4.3 -CARACTERISTICAS DA MALHA COM 2752225 ELEMENTOS HEXAÉDRICOS.....	30
TABELA 4.4 - CONDIÇÕES DE ENTRADA PARA O ESTUDO DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA.....	32
TABELA 4.5 - CARACTERISTICAS DAS MALHAS ESTUDADAS.....	33
TABELA 4.6 - VALORES DA VELOCIDADE MINIMA AXIAL E RESPECTIVO ERRO RELATIVO.....	34

Acrónimos

Simbologia

D – Diâmetro do Confinamento da Câmara de Combustão

d – Diâmetro do Gerador de Rotação

dh – Diâmetro do Cubo Central do Gerador de Rotação

G_θ - Caudal Axial de Quantidade de Movimento Angular

G_x - Caudal Axial de Quantidade de Movimento Linear

I – Intensidade da Turbulência

K - Energia Cinética Turbulenta

P – Campo de pressão

Q – Caudal Volúmico

R - Raio de Passagem do Gerador de Rotação

R_h - Raio do Cubo do Gerador de Rotação

R_{ij} - Tensor de Reynolds

S - Número de Swirl

T – Tempo

U – Componente Axial da Velocidade U

u_i - Campo de velocidades na direções principal i

u_j - Campo de velocidades na direções principal j

V – Velocidade Máxima na Conduta de Medição do Caudal

W – Componente Tangencial da Velocidade

ρ – Massa Específica

μ - Viscosidade cinemática

δ_{ij} - Viscosidade Turbulenta

δ_{ij} - Delta de Kronecker

Abreviaturas

C.F – Condição Fronteira

CFD – Computer Fluid Dynamics

CO – Monóxido de Carbono

CO₂ – Dióxido de Carbono

NO_x - Óxido de Azoto

ZCRT - Zona Central de Recirculação Toroidal

DEMI– Departamento de Engenharia Mecânica Industrial

DNS – Direct Numerical Simulation

FCT/UNL – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa

LES – Large Eddy Simulation

PR – Ponto de Recolamento

RANS – Reynolds Average Navier Stokes

RSM - Reynolds Stress Model

ZR – Zona de Recirculação

ZRC – Zona de Recirculação Central

ZRE – Zona de Recirculação Exterior

1.Introdução

1.1 Motivação, Enquadramento Do Tema E Objetivos

O crescimento populacional e a evolução da sociedade a nível mundial, assim como a expansão tecnológica, têm conduzido a um crescimento abrupto das necessidades energéticas e conseqüentemente ao seu consumo. Estes fatores traduzem-se em graves conseqüências ambientais a nível de poluição (aumento das emissões de Gases com Efeito de Estufa). As diretivas climáticas têm sensibilizado para a redução das emissões de CO_2 e NO_x , de modo que, a cumprir esses objetivos, as tecnologias convencionais precisam de restringir as suas emissões.

No caso de um aparelho de queima esta poupança energética, associada a menores emissões de gases poluentes, pode ser obtida através da estabilização e conseqüente eficiência da chama.

Neste contexto, os escoamentos com rotação confinados são extremamente utilizados no controlo da mistura de ar-combustível e espécies reativas de modo a atingir uma chama estável e eficiente, otimizando a eficiência da combustão e controlando a emissão de poluentes. No caso de uma chama instável, ocorre perda de calor na região de combustão devido à sua dispersão, sucedendo o decaimento da temperatura e favorecendo a formação de CO devido à queima incompleta de combustível. Uma das técnicas utilizadas para a estabilização da chama é a criação de uma bolha de recirculação do ar dentro da câmara, através da colocação de um gerador de rotação no queimador, proporcionando as condições ideais para a contínua ignição de uma chama estável.

Os escoamentos rotacionais são caracterizados pela presença de gradientes de pressão axiais e radiais, sendo que, a introdução de rotação no escoamento resulta na aplicação de movimento helicoidal, ou seja, na aplicação da componente tangencial da velocidade. Para o caso de números de *swirl* altos, o aumento da baixa pressão ao longo do eixo resulta num gradiente de pressão adverso, provocando a reversão da direção do escoamento e gerando uma bolha de forma toroidal, isto é, uma Zona Central de Recirculação Toroidal (ZCRT).

Devido à sua complexa natureza e relevância técnica na combustão, estes escoamentos são alvo de diversos estudos experimentais e numéricos, caracterizando o escoamento sobre diferentes condições.

As condições de entrada e a geometria da câmara têm um forte impacto neste tipo de escoamentos que, conseqüentemente, apresentam diferentes características dinâmicas. Uma

expansão súbita da câmara, na entrada do escoamento forma outra zona de recirculação junto aos cantos e parede da câmara. Os fatores que mais influenciam as zonas de recirculação são o número de *swirl*, método de rotação, tamanho do cubo central, o rácio de diâmetros da câmara e do queimador e as condições de operação.

O objetivo principal desta dissertação é estudar os diversos escoamentos turbulentos, não reativos e confinados provocados por um gerador de rotação anelar com uma coroa de pás, alterando alguns parâmetros de entrada tais como: o caudal, e o número de *swirl*, através da ferramenta de simulação numérica, CFD. Como recurso utilizou-se o método RANS e o modelo de turbulência RSM (Reynolds Stress Model) da ferramenta Ansys Fluent 16.2. Para o domínio da simulação numérica foram adotadas duas geometrias simplificadas da câmara, uma cilíndrica 3D, e uma retangular 2 D e respetivas dimensões. Com intuito de demonstrar a validade dos modelos foram comparados os resultados numéricos aos resultados presentes nas investigações de Camilo (2017).

Como objetivo secundário, é identificado através de uma visualização experimental um caso particular de um escoamento de vórtice descendente helicoidal e a sua respetiva simulação numérica.

1.2 Estrutura da Dissertação

O presente trabalho está organizado numa sequência de capítulos.

No capítulo 1 é apresentada uma introdução, em que é descrita a motivação, o enquadramento do tema estudado, os objetivos do trabalho e a estrutura da dissertação.

No capítulo 2 apresenta-se um estudo bibliográfico referente a jatos confinados, escoamentos com rotação e os parâmetros que os influenciam.

O capítulo 3 trata os modelos numéricos, referindo o programa de simulação *ansys*, as equações RANS, o modelo de turbulência *RSM*, discretiza-se o domínio para validação do modelo, aborda-se também a malha para validação do modelo e os seus critérios de qualidade, condições de fronteira e esquema numérico. Para além da simulação é também realizado um trabalho experimental de um escoamento de vórtice descendente.

No capítulo 4 são discutidos os resultados obtidos relativamente aos diversos tipos de escoamentos simulados, assim como a independência de malha. É também identificado um escoamento com vórtice descendente através de uma visualização experimental.

No que diz respeito ao capítulo 5 são descritas as principais conclusões assim como sugestões para trabalhos futuros.

2.2 Estudo Bibliográfico

2.1 Jatos confinados

Jato confinado pode ser definido como um escoamento de um fluido expelido por um injetor que se expande num ambiente fechado, com fronteiras definidas, vizinhanças, que influenciam significativamente o seu comportamento e características (Xavier, 2011).

Na maioria dos sistemas de combustão, esta dá-se num espaço confinado, sendo relevante, o comportamento dos jatos turbulentos circulares confinados para o dimensionamento das condutas e das câmaras de combustão (Alves, 2012). Nestes casos examina-se o fenómeno de arrastamento de fluido que ocorre durante o processo de desenvolvimento de um jato. À medida que os jatos se desenvolvem, arrastam o fluido existente na sua vizinhança, aumentando o caudal mássico de forma constante. Este arrastamento, através das fronteiras do jato, deve-se à troca de quantidade de movimento entre o jato e o meio circundante (Xavier 2011).

Os jatos em sistemas de combustão são turbulentos, aumentando a taxa de mistura assim como o consumo de reagentes (Coelho e Costa, 2007). Neste tipo de jatos o fluido é arrastado dentro da câmara, formando uma Zona de Recirculação, ZR, e escoado para montante. As ZR localizam-se entre o jato e as paredes da câmara, sendo de extrema importância visto que, a sua forma e tamanho afetam a estabilidade e comprimento da chama (Alves, 2012).

Este tipo de escoamento é caracterizado por duas zonas essenciais, o Ponto de Recolamento, PR, onde se dá o fecho da zona de recirculação e tem velocidade nula, sendo um ponto de estagnação do escoamento e o centro da zona de recirculação, ZR, também com velocidade nula. É no PR onde se procede a recirculação dos gases (Alves, 2012).

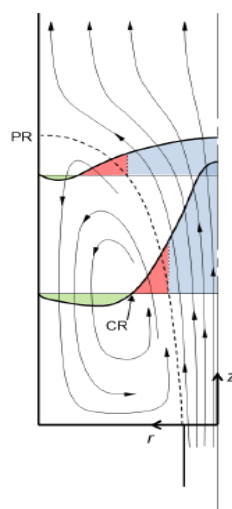


Figura 2-1 - Representação esquemática do jato confinado em câmara circular. (Alves, 2012)

2.2 Escoamentos com Rotação

Como dito anteriormente, os escoamentos rotacionais são caracterizados pela presença de gradientes de pressão axiais e radiais, sendo que, a introdução de rotação no escoamento resulta na aplicação de movimento helicoidal, ou seja, na aplicação da componente tangencial da velocidade. Para o caso de números de *swirl* altos o aumento da baixa pressão ao longo do eixo resulta num gradiente de pressão adverso. Este gradiente de pressão é acompanhado por uma descida da velocidade provocando a reversão da direção do escoamento e gerando uma bolha de forma toroidal, isto é, uma Zona Central de Recirculação Toroidal (ZCRT), que se aloja na zona central do jato.

Com a reversão da direção do escoamento, os produtos da combustão retornam para a frente da chama, misturando-se com os reagentes permitindo uma melhor mistura e consequentemente uma combustão mais eficiente. O comprimento da chama é também reduzido resultando numa combustão mais estável. Escoamentos com rotação são também utilizados em casos não reativos, como *spray dryers*, de modo a melhorar o processo de mistura dos reagentes.

O gerar de uma zona de recirculação, assim como o seu comprimento e largura, e a estabilidade da chama são profundamente afetados pela quantidade de rotação aplicado ao escoamento. Pode-se assim constatar que a rotação tem um impacto acentuado nas características desse mesmo escoamento.

Existem diferentes parâmetros geométricos que influenciam a formação, tamanho e forma da ZRC, Zona de Recirculação Central, e da ZRE, Zona de Recirculação Exterior. Entre eles, evidenciam-se o número de *swirl*, o método de geração de rotação, tamanho do cubo central (relação d / dh) e a razão de confinamento (relação D / d) (Gupta et al., 1984). É de ressaltar que também as condições de operação influenciam fortemente o escoamento obtido, evidenciando-se o facto de o escoamento ser, ou não, reativo.

2.3 Número de Swirl

A relação entre os caudais axiais da quantidade de movimento angular e a quantidade de movimento linear do escoamento é descrita pelo número de *Swirl*, S . O número de *swirl* pode ser caracterizado pela expressão:

$$S = \frac{G_\theta}{G_x R} \quad (2.1)$$

Sendo:

$$G_\theta = \int_0^R (Wr) \rho U 2\pi r \, dr \quad (2.2)$$

$$G_x = \int_0^R U \rho U 2\pi r \, dr + \int_0^R p 2\pi r \, dr \quad (2.3)$$

U , W e p representam, respetivamente, as componentes axial e tangencial da velocidade e a pressão estática numa secção do escoamento. O número de *swirl* é um parâmetro adimensional que aumenta conforme o aumento da velocidade tangencial. O seu aumento leva ao aumento do tamanho da zona de recirculação e conseqüentemente ao aumento do caudal mássico (Beér e Chigier, 1983).

Tendo em conta o caso de estudo, um gerador de rotação anelar com uma coroa e ângulo de pá constante é interessante descrever o número de *swirl* em função de parâmetros geométricos:

$$S = \frac{2}{3} \left[\frac{1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^3}{1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^2} \right] \tan \alpha \quad (2.4)$$

R_h , R e α representam, respetivamente, o raio do cubo e o raio do diâmetro de passagem do gerador de rotação e o ângulo da pá com a vertical (Beér e Chigier, 1972).

Este parâmetro adimensional divide-se em duas classes, *swirl* fraco e forte. O *swirl* fraco exprime-se para $s < 0.6$, devido ao baixo gradiente de pressão axial, a zona de recirculação é inexistente levando ao aumento da largura da chama (Raj e Ganesan, 2008). O *swirl* forte, $s > 0.6$, introduz a formação de uma zona de recirculação toroidal, isto acontece devido ao valor da energia cinética das partículas de fluido deixar de ser superior ao do gradiente de pressão adverso ao longo do eixo da câmara. À medida que o número de *swirl* aplicado vai aumentando, a velocidade axial vai diminuindo e a pressão estática vai diminuindo (Beér e Chigier, 1972). A geometria da zona de recirculação é diretamente influenciada pelo número de *swirl* aplicado (Raj e Ganesan, 2008).

A Figura 2.2 traduz o desenvolvimento do valor da pressão estática ao longo do eixo central do jato, para diferentes números de *swirl*.

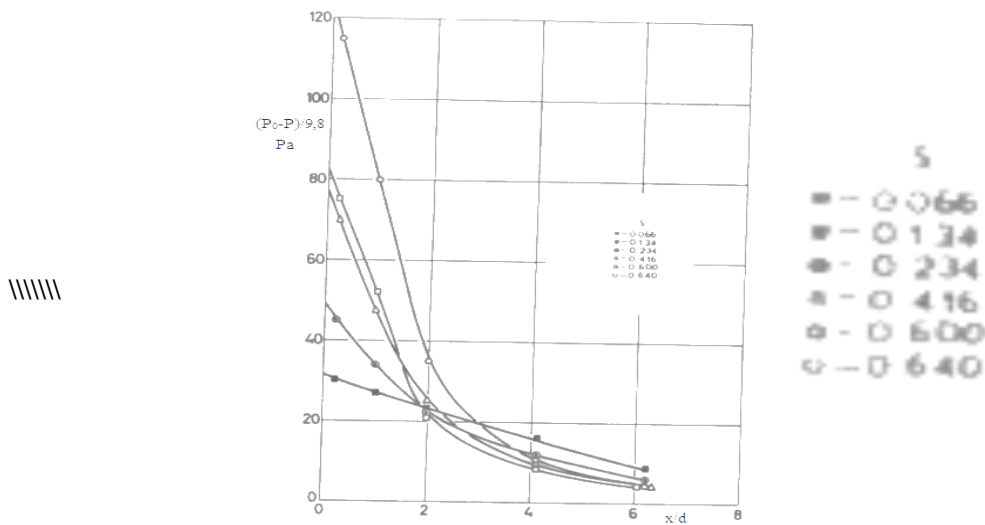


Figura 2-2 Perfis axiais de pressão para $0.066 < S < 0.640$ medidos por Gupta et al., (1984)

2.4 Gerador de rotação Anelares com uma Coroa de Pás

Um dos métodos para introduzir a rotação é através da aplicação de um elemento exterior, um gerador de rotação, no queimador, de modo a defletir o escoamento. Sendo relativamente eficiente, o uso de geradores de rotação é o método mais utilizado em aplicações industriais. Nestes, a rotação resulta da utilização de pás para defletir o escoamento,

transmitindo-lhe rotação. As pás são montadas de forma anelar, na direção axial do escoamento incidente, composto por um cubo central e por uma coroa de pás, com determinado ângulo (El-Mahallawy e Habik, 2002).

A Figura 2.3 apresenta a variação da forma da bolha de recirculação de acordo com o número de *swirl*. Para um número de *swirl* de aproximadamente 0,7 a ZRC apresenta uma forma fina e alongada. Com o aumento do número de *swirl*, também o comprimento da zona de recirculação aumenta, atingindo o seu valor máximo perto de $S=1.9$. Para números de *swirl* superiores, a ZRC torna-se mais larga e mais curta (Gupta et al.,1984).

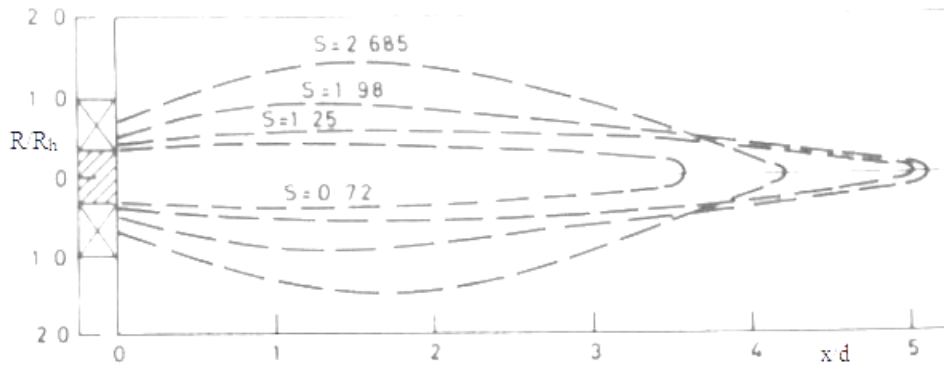


Figura 2-3 - Previsão do comprimento da bolha de recirculação, a partir de um gerador de rotação anelar com uma coroa, para diferentes valores de S (Gupta et al., 1984).

Raj e Ganesan (2008) apresentaram os seguintes valores para a relação entre o número de *swirl* e o comprimento de bolha de recirculação.

S. No	Vane angle	S	x/d
1	15°	0.27	–
2	30°	0.57	4.44
3	45°	1.00	6.54
4	60°	1.73	10.28

Figura 2-4 - Relação entre o número de swirl e a bolha de recirculação obtida (Raj e Ganesan, 2008)

2.5 Razão de confinamento D / d e Divergente

Segundo Beér e Chigier (1972) um divergente ou um confinamento influenciam o escoamento juntamente com o número de *swirl*. O divergente intensifica a geração da zona de recirculação central e aumenta o caudal mássico recirculado. Para condições não reativas, Cai et al. observou que o tamanho do confinamento tem uma grande influência sobre o escoamento, sendo que, quanto maior o diâmetro do confinamento, mais se aproximava das condições de escoamento sem confinamento, já para confinamento mais pequenos, maior o impacto. Khalil et al. (2016) deduziram que o confinamento diminui o comprimento da bolha de recirculação, mas aumenta a sua largura, já Archer e Gupta (2004) verificaram que para casos não reativos, a velocidade axial diminui-a. Quando entre o confinamento e a injeção se tem uma expansão brusca ocorre separação do escoamento na periferia da secção de injeção, estabelecendo-se uma zona de recirculação exterior, ZRE, que fecha numa linha de recolamento na parede do confinamento. Um aumento do caudal fortalece a recirculação, promovendo a expansão em

comprimento da bolha de recirculação. Na Figura 2.5, Beér e Chigier (1972) descrevem a efeito do divergente na ZRC gerada no interior da câmara, para o mesmo número de *swirl*.

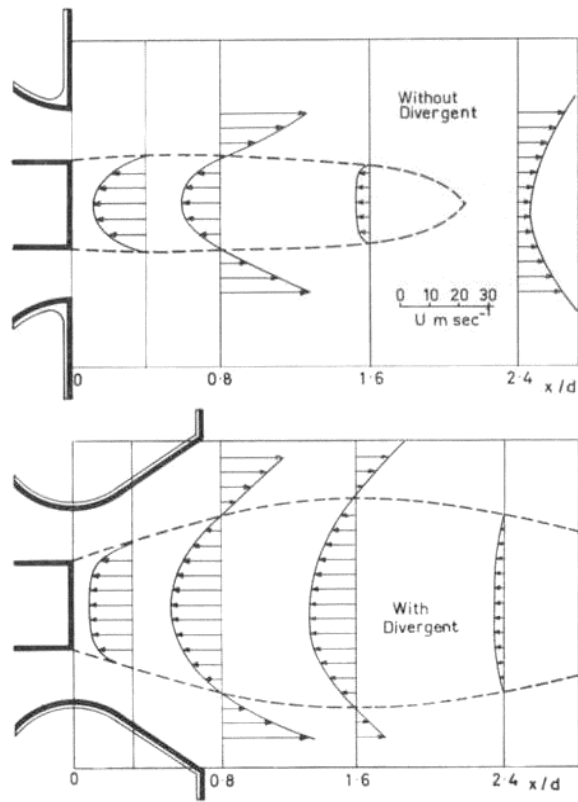


Figura 2-5 - Influência do divergente na ZRC (Beér e Chigier, 1972).

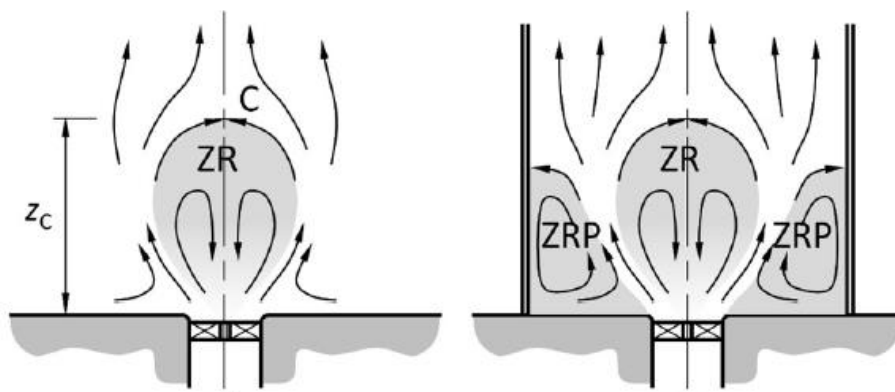


Figura 2-6 - - Padrões dos escoamentos estabelecidos por um gerador de rotação, com e sem confinamento. Adaptado: Vaz, Camilo 2017

Através da Figura 2.6 é perceptível que em ambos os casos se desenvolve uma zona de recirculação toroidal, no entanto, para o caso com confinamento, acresce ao padrão de escoamento uma zona de recirculação toroidal periférica.

2.6 Condições de operação

As condições de operação, o escoamento ser reativo ou não reativo, têm um forte impacto no escoamento obtido. Quando existe combustão, o número de *swirl* aplicado é inferior ao caso não reativo, pois, a relação entre as forças centrífugas e de inércia diminui. Tal facto deve-se ao crescimento das segundas, ligado ao aumento dos efeitos viscosos (Tummers, 2003).

Segundo Vaz (2015) tendo em conta a flexibilidade limitada e a onerosidade das experiências reativas, as experiências não reativas tomam um papel fundamental na obtenção de conhecimento nestes casos de estudo visto que diminuem o número de experiências reativas. Destacam-se também na área de estudos numéricos permitindo a correta escolha do modelo de turbulência antes de serem adicionados os modelos de combustão.

3. Modelos numéricos

Os avanços tecnológicos e computacionais levam a uma crescente utilização de modelos numéricos na área da mecânica de fluidos. Estes modelos numéricos são utilizados como método de estudo de escoamentos em pormenor permitindo simular resultados praticamente reais.

Os métodos computacionais fazem parte de uma área de estudo designada por Dinâmica dos Fluidos Computacional, e consistem na resolução das equações de Navier-Stokes através da implementação de códigos computacionais.

Quando devidamente calibrados e validados, estes modelos têm vindo a apresentar-se como uma alternativa viável aos modelos físicos, com maior facilidade de simulação de diferentes soluções, não só envolvendo modificações geométricas, como também diferentes condições de escoamento, em comparação com a realização de ensaios em modelo físico.

Como foi escrito anteriormente neste documento, o estudo incide em escoamentos confinados provocados por um gerador de rotação, alterando alguns parâmetros de entrada tais como: o caudal e o ângulo das pás. Para simular numericamente o escoamento no interior da câmara de combustão, com recurso ao software *Ansys Fluent*, utilizou-se o método *RANS* e o modelo de turbulência *RSM (Reynolds Stress Model)*.

3.1 Programa de simulação CFD – Ansys

O *Ansys* é um programa comercial de simulação numérica para engenharia assistida por computador permitindo a simulação de modelos e problemas de estruturas, escoamentos de fluidos, eletrónica, transferência de calor, etc. Este programa encontra-se organizado em torno dos algoritmos numéricos aptos na resolução de problemas de escoamento de fluido, proporcionando a implementação de diferentes modelos físicos. É constituído por interfaces gráficas desenvolvidas na introdução dos parâmetros do problema e na análise dos resultados. Segundo Versteeg e Malalaseka (2007) o programa *ansys* é constituído por três componentes relevantes: i) Pré-processamento, ii) Solver e iii) Pós-processamento. Seguidamente, analisa-se a função de cada um destes elementos.

3.1.1 Pré- processamento

O *pré-processamento* no *ansys* consiste na introdução de todos os parâmetros do problema e dos modelos físicos a utilizar comunicando esta informação posteriormente ao solver.

É nesta fase em que se definem as seguintes ações:

1. Definição do domínio computacional (geometria);
2. Geração e definição das malhas;
3. Seleção dos fenómenos físicos e químicos a serem modelados;
4. Definição das propriedades do fluido;
5. Definição das condições fronteiras coincidente com os limites do domínio e restantes condições.

3.1.2 Solver

É no *Solver* que se obtém a solução do problema em estudo, através da implementação das técnicas numéricas de solução e aplicação dos algoritmos.

No caso em estudo, o *solver* é o *Fluent*. Este utiliza o método dos volumes finitos para a discretização e resolução de equações algébricas.

Os métodos numéricos que formam a base do solver executam os seguintes passos:

1. Aproximação das variáveis incógnitas do escoamento através de funções simples;
2. Discretização, pela substituição das equações diferenciais pelas aproximações nas equações de transporte que governam o escoamento e posterior manipulação matemática;
3. Solução das equações algébricas.

3.1.3 Pós – processamento

O pós-processamento caracteriza-se pelas ferramentas de visualização dos dados, sendo estas:

- Visualização da geometria e da malha;
- Gráficos de vetores;

- Linhas e gráficos de contornos;
- Gráficos de superfície;
- Visualização de linhas de fluxo e trajetórias de partículas;
- Manipulação de imagem (rotação, translação, escala...).

3.2 Equações RANS

O escoamento de um fluido viscoso (newtoniano) é descrito pelas equações governantes de Navier-Stokes que traduzem a conservação da massa e o balanço da quantidade de movimento. Estas equações são diferenciais e fortemente não lineares traduzindo a conservação da massa e o balanço da quantidade de movimento. Descrevem temporal e espacialmente, estabelecendo relações entre as taxas de variação das variáveis, campo de velocidades, pressão, tensões e massa volúmica.

No caso da simulação de escoamentos através de geradores de rotação, estes problemas apresentam um escoamento de carácter tridimensional e turbulento. Os escoamentos turbulentos são caracterizados por flutuações do campo de velocidade que intensificam a capacidade de mistura do escoamento. A simulação através de simulação direta, *Direct Numerical Simulation (DNS)*, ou mesmo da *Large Eddy simulation (LES)*, que exigem um elevado refinamento da malha, torna-se muito dispendiosa a nível computacional. Utilizam-se então modelos de turbulência que permitem simular estatisticamente os efeitos de pequena escala evitando a utilização de malhas muito finas de modo a diminuir as capacidades computacionais (Versteeg & Malalasekera, 2007). Estes modelos assentam sobre as equações do escoamento médio, *Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)*.

As equações RANS são escritas tendo em consideração a velocidade como a soma do seu valor médio com a respetiva flutuação desta, e são variáveis no espaço e no tempo. Estas equações são obtidas por aplicação do conceito de média temporal às equações da continuidade e da quantidade de movimento e incluem um termo adicional correspondente às tensões de Reynolds, que representa o efeito das flutuações da velocidade no campo medio de velocidade, e podem ser descritas cartesianamente, onde $u_i = \bar{u}_i + u_i'$ e $\phi = \bar{\phi} + \phi'$ como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\delta}{\delta x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho u_i) + \frac{\delta}{\delta x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\delta p}{\delta x_i} + \rho g_i + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\mu \left(\frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta u_j}{\delta x_i} \right) \right] + \frac{\delta}{\delta x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (3.2)$$

Onde u_i e u_j correspondem ao campo de velocidades nas direções principais, p ao campo de pressão, t ao tempo; μ à viscosidade cinemática, ρ à massa específica; e i, j aos índices 1, 2, 3 diretrizes de x , y e z .

Tendo em conta a hipótese admitida de escoamento incompressível e um regime permanente as equações da continuidade e da quantidade de movimento são reduzidas a:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.4)$$

3.3 Modelos de turbulência

A necessidade de implementar um modelo de turbulência resulta da aplicação do conceito de média temporal introduzido na dedução das equações RANS, uma vez que desta deriva um termo que representa o efeito da turbulência. A simulação numérica de problemas turbulentos necessita da modelação do tensor de Reynolds o que é feito usualmente em função das propriedades médias do escoamento, neste contexto utiliza-se uma aproximação proposta por Boussinesq.

Define-se o tensor de Reynolds como:

$$R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (3.5)$$

A hipótese de Boussinesq identifica a proporcionalidade das tensões de Reynolds em função das variações médias de deformação provocadas pelos gradientes de velocidade do escoamento médio, tendo por base o conceito de viscosidade turbulenta, da seguinte forma (Versteeg e Malalasekera, 2007):

$$R_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.6)$$

Onde k representa a energia cinética turbulenta expressa em função das flutuações das componentes da velocidade, μ_t a viscosidade turbulenta e δ_{ij} delta de Kronecker. Estas funções podem ser definidas por:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (3.7)$$

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i = j \\ 0, & i \neq j \end{cases} \quad (3.8)$$

Os modelos que utilizam as hipóteses de Boussinesq são modelos baseados na viscosidade dinâmica turbulenta. Esta abordagem torna-se vantajosa na redução das exigências computacionais, nomeadamente o tempo de cálculo computacional, associadas à determinação da viscosidade turbulenta que pode ser estimada através de modelos simples tais como: o de uma equação (Spalart & Allmaras, 1994) ou modelos de duas equações (modelo $k - \varepsilon$ e $k - \omega$). Para que os resultados obtidos através destes modelos alcancem os resultados determinados através modelos mais complexos, os estudos avançam no sentido de se realizar modificações nos modelos simples.

Um dos maiores obstáculos na modelação numérica de escoamentos turbulentos com rotação é a escolha apropriada do modelo de turbulência a aplicar. Para casos de escoamentos simples, ambos os modelos, $k - \varepsilon$ e *RSM* apresentam bons resultados, no entanto, para casos de *Swirls* fortes, o modelo mais aconselhado é o *Reynolds Stress Model, RSM*.

Os estudos de Launder (1989), Leschziner (1990) e Ferziger e Peric (1999) demonstram a superioridade do *RSM*, para casos de escoamentos com rotação, quando comparados com os modelos de viscosidade turbulenta. German e Mahmud (2005) apresentam uma boa concordância entre os resultados experimentais e simulados, obtidos através dos modelos $k - \varepsilon$ e *RSM*. No entanto, algumas características dos escoamentos não reativos e reativos foram melhor previstas pelo *RSM*. Já Jones e Pascau (1989) e Hoekstra et al.(1999) verificaram grandes discrepâncias entre os campos de velocidade medidos e os previstos, para os mesmo modelos acima referidos, beneficiando o modelo de equações de transporte de Reynolds com resultados mais precisos.

3.3.1 *Reynold Stress Model - RSM*

O modelo *Reynold Stress Model (RSM)*, ou de segunda ordem, utiliza equações diretas para o transporte das tensões de Reynolds para fechar o sistema de equações. As tensões de Reynolds são diretamente resolvidas através das equações de transporte, evitando a hipótese de viscosidade isotrópica assumida por outros modelos, calculando também uma equação para a taxa de dissipação. O uso deste modelo é extremamente importante quando o escoamento em análise leva a que resulte anisotropia ao nível das tensões de Reynolds.

Para a resolução de escoamentos 2D são precisas cinco equações de transporte adicionais e para escoamentos 3D são necessárias sete equações de transporte adicionais. Segundo o manual do *Fluent*, é o modelo mais adequado para escoamentos 3D complexos como casos de escoamentos com rotação de *swirl* forte.

Este modelo requer uma malha de alta qualidade, e é extremamente sensível às condições iniciais, como tal, a complexidade do modelo para além de influenciar diretamente o tempo computacional, conduz a que veracidade das suas previsões por vezes seja limitada pelas

premissas implementadas para modelar alguns dos termos constituintes das equações de transporte.

A modelação dos termos de pressão-deformação e da taxa de dissipação, torna-se responsável por influenciar a exatidão das soluções.

Segundo Jawarneh e Vatista (2006) as equações de transporte de tensões de Reynolds podem ser escritas como:

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] - \rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) + \Phi_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \epsilon \quad (3.9)$$

O termo do lado esquerdo da Eq. 3.13 representa a convecção, os termos do lado direito representam, respetivamente, a difusão turbulenta como proposto por Lien e Leschziner, difusão molecular, tensão de produção, *pressure strain* e dissipação. O *pressure strain* é simplificado de acordo com a hipótese de Gibson e Launder:

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w} \quad (3.10)$$

$$\phi_{ij,1} = -C_1 \rho \frac{\epsilon}{k} \left(\overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3} \delta_{ijk} \right) \quad (3.11)$$

$$\phi_{ij,2} = -C_2 \left[(P_{ij} - C_{ij}) - \frac{1}{3} \delta_{ij} (P_{kk} - C_{kk}) \right] \quad (3.12)$$

$$\phi_{ij,w} = C'_1 \frac{\epsilon}{k} \left(\overline{u'_k u'_m} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u'_i u'_k} n_i n_k \right) \frac{k^{3/2}}{C_l \epsilon d} + C'_2 \left(\phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \phi_{jk,2} n_j n_k \right) \frac{k^{3/2}}{C_l \epsilon d} \quad (3.13)$$

Onde $C_1 = 1.8$, $C'_1 = 0.5$, $C'_2 = 0.3$, n_k é o componente de x_k da unidade normal à parede, d é a distância normal à parede e $C_l = C_\mu^{3/4} / k$, com $C_\mu = 0.09$ e k é a contante de Von Kármán ($=0.4187$). O escalar da taxa de dissipação, ϵ , é calculado através de um modelo de equação de transporte semelhante usado pelo $k - \epsilon$.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] C_{\epsilon 1} \frac{1}{2} P_{ii} \frac{\epsilon}{k} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.14)$$

Onde, segundo Launder and Spalding $\sigma_\epsilon = 1.0$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$ e $C_{\epsilon 2} = 1.92$.

A viscosidade turbulenta, μ_t , é também calculada similarmente a $k - \varepsilon$:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.15)$$

Em que $C_\mu=0.09$.

3.4 Discretização do Domínio

A discretização do domínio utilizada pelo *Fluent* corresponde à divisão do volume total do domínio computacional num número finitos de volumes de menor dimensão, nomeados como Volumes de Controlo (VC). Para cada volume de controlo, as equações diferenciais de conservação são integradas, interpoladas e posteriormente resolvidas. Estes volumes de controlo são definidos pela malha computacional.

No caso de estudo, o domínio para discretização será um modelo tridimensional. É importante referir que no estudo numérico podem ocorrer dois tipos de erros sendo um deles derivado da escolha do modelo de turbulência e das condições de fronteira e o segundo resultante da discretização do domínio, isto é, da definição da malha em consequência dos erros cometidos pela interpolação das propriedades do escoamento.

3.4.1 Critérios de Qualidade de Malha

A qualidade da malha tem uma enorme influência tanto na qualidade e veracidade dos resultados como na estabilidade do cálculo numérico. Posto que, quanto maior a qualidade da malha, isto é, quanto mais refinada, mais precisos serão os resultados e uma melhor convergência dos resíduos será alcançada. Tanto a precisão de uma solução, o equipamento informático e o tempo de cálculo necessário são dependentes do refinamento da malha. Dever-se-á encontrar um equilíbrio entre o número de elementos usados e o tempo de simulação. Simultaneamente, a malha gerada deverá estar alinhada com o escoamento para a obtenção de bons resultados.

A qualidade das células da malha pode ser avaliada pelos seguintes parâmetros:

- *Aspect Ratio* – mede o alongamento das células, o valor recomendado deve ser inferior à proporção de 5:1.
- *Skewness* – Avalia a perfeição geométrica de um elemento medido, a diferença entre o formato da célula definida e o formato da célula equivalente em termos de volume, mas considerando todos os seus lados iguais. Células deformadas conduzem a imprecisões

no resultado e afetam a convergência dos resíduos. Segundo o manual do *Ansys valores* próximos de 0 são excelentes, de 0,5 são aceitáveis e de 1 são inaceitáveis. O *skewness* máximo de um elemento deve obrigatoriamente inferior a 0.95.

- *Orthogonal Quality* – avalia a qualidade ortogonal de um elemento, para valores igual a 1, o elemento é perfeitamente ortogonal, já a 0 é um elemento imperfeito.

3.4.2 Funções de Tratamento Junto à Parede

Na periferia de superfícies sólidas, nomeadas como parede, verifica-se que numa distância reduzida a velocidade do escoamento passa de zero até a 99% da velocidade do escoamento médio. Escoamentos turbulentos são extremamente afetados pela presença de paredes e estas são mesmo as principais geradoras de vórtices e turbulência. Junto às paredes, variáveis como velocidade e pressão, variam constantemente. Deve-se então ter em atenção a que a distância entre a parede e o centroide do elemento adjacente a esta esteja incluída na região logarítmica identificada na Figura 3.4 (Versteeg e Malalasekera, 2007).

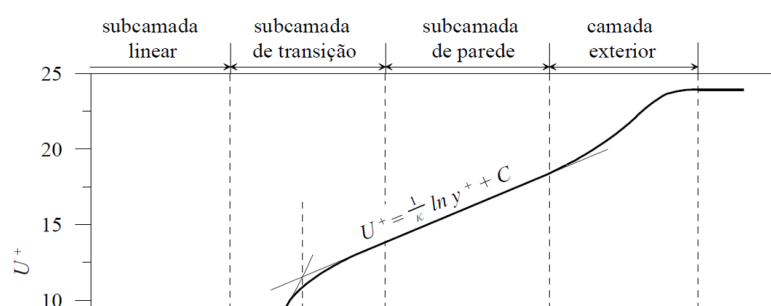
Verifica-se também pela mesma Figura 3.4, que o desenvolvimento da camada limite junto à parede se divide em três secções, sendo estas:

- Sub camada viscosa - região onde a tensão viscosa domina $y^+ < 5$
- Camada intermediária - região onde ambos os tipos de tensão são importantes $5 < y^+ < 30$
- Camada externa - região onde domina a tensão turbulenta $y^+ > 30$

O valor de y^+ pode ser caracterizado pela expressão:

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad (3.16)$$

Onde u^* é a velocidade de atrito, y a distância vertical entre a parede e o centro do elemento adjacente e ν a viscosidade cinemática do fluido.



O *Fluent* possibilita a modelação junto às paredes através de diferentes modelos. Num destes, *Near-Wall model Approach*, a espessura da primeira camada da parede é definida de modo a que o $y^+ = 1$ procedendo-se ao cálculo do escoamento junto às paredes. A outra opção é a utilização da *Wall function Approach* em que o cálculo é resolvido através de formulações empíricas. Nesse caso a espessura da primeira camada da parede é definida de modo a que o $y^+ = 30$.

Tendo em conta a complexidade deste tipo de escoamentos e aos fortes gradientes de pressão as funções *non-equilibrium Wall* foram usadas junto à parede, não existindo necessidade de resolver a camada limite.

3.5 Condições fronteira

É de extrema importância a definição das condições de fronteira do domínio de cálculo. As condições de entrada, superfície e saída, representam a definição dos valores das propriedades do escoamento, determinados por conhecimento teórico e/ou experimental.

3.5.1 Fronteira de entrada

A condição de fronteira de entrada mais utilizada na literatura para escoamentos rotacionais é a *Velocity Inlet*, através dos caudais de entrada é possível calcular a velocidade axial de injeção através da seguinte fórmula.

$$Q = v_x A \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (3.17)$$

onde:

$$A = \pi r^2 [m^2] \quad (3.18)$$

e pela Expressão 2.1 calcula-se a velocidade tangencial, w.

Na tabela 3.1 são apresentados os valores da velocidade axial e tangencial calculados através dos valores de caudal, inclinação e número da pás e S apresentados por Camilo (2017).

Tabela 3.1 Valores do caudal de entrada, velocidade axial e velocidade tangencial para diferentes S.

	Inclinação da pá (°)	Número de pás	Caudal [m^3/s]	Velocidade Axial [m/s]	Velocidade Tangencial [m/s]
S = 0.7	46.67	10	0.0050	8	5.6
S= 0.7	46.67	10	0.0365	58.87	35.61
S = 0.6	38.23	10	0.00571	9.2	5.53
S = 0.45	30.78	10	0.00467	7.53	3.39

A Intensidade de turbulência na conduta de admissão foi calculada anteriormente por Camilo et al. (2017), sendo esta $I(\%) = \frac{u'_{RSM}}{\bar{u}} = 9,9 \%$. O diâmetro hidráulico é o diâmetro do gerador de rotação, d=28 mm.

3.5.2 Fronteira de saída

Segundo a literatura, as condições de saída mais utilizadas são as *Outflow* e *Pressure Outlet*. A primeira garante que o caudal de entrada deve sair do volume de controlo apenas pela superfície definida para esta condição. Já o *Pressure Outlet* condiciona a que as linhas de corrente sejam perpendiculares à secção onde está definida.

3.5.3 Condição Fan

A condição *Fan* simula um modelo de ventilador, podendo ser utilizada para determinar o impacto de um ventilador com propriedades conhecidas num escoamento. Este tipo de condição possibilita a especificação de componentes radiais e tangenciais da velocidade de rotação do ventilador. Contudo, o modelo do ventilador não fornece uma descrição precisa do

escoamento através das pás do ventilador, em vez disso, prevê a quantidade de escoamento através do ventilador.

Como na condição apresentada na secção anterior, esta também necessita da definição da superfície de implementação na fase conceptual da geometria do domínio. Para além disso, nesta situação o gerador é considerado infinitamente fino, logo este deve ser modelado como a interface entre células, em vez de ser implementado num volume.

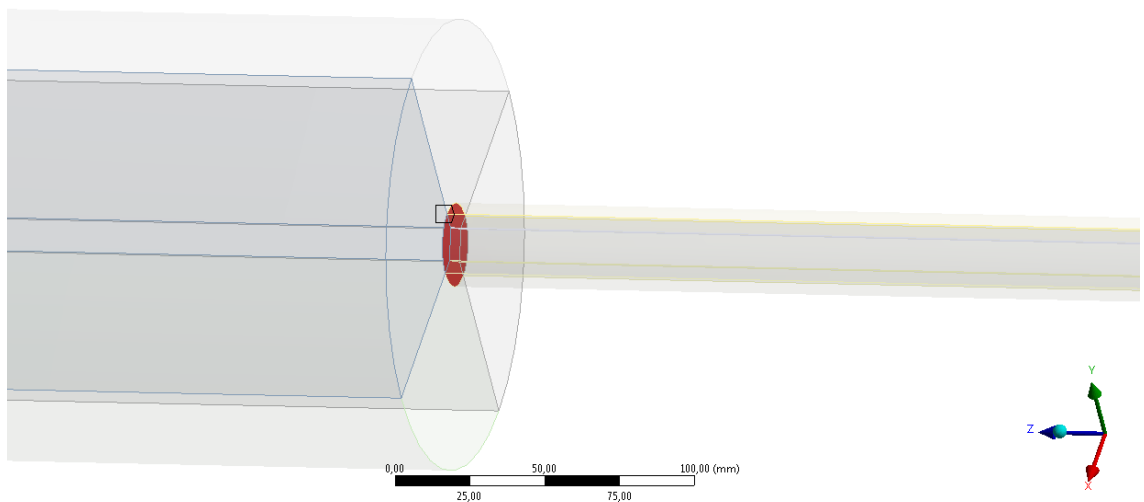


Figura 3-1 - Condição fan aplicada na entrada da câmara

3.6 Esquema Numérico

Para a simulação de escoamentos com rotação, utilizou-se uma resolução fundamentada na pressão, denominada como *Pressure-based*. Neste esquema, o campo de velocidades é determinado através das equações da quantidade de movimento. O algoritmo de acoplamento entre a pressão e velocidade adotado foi *SIMPLE* (*Semi-implicit Method for Pressure-linked Equations*). Para a discretização espacial adotou-se algoritmos de segunda ordem para a pressão, o momento, a energia cinética turbulenta e respetiva taxa de dissipação.

3.7 Definição do Domínio Computacional

Na formulação de um problema de simulação numérica o primeiro passo a seguir é a definição do domínio de cálculo, para tal utilizou-se a ferramenta comercial *Ansys Fluent* versão 16.2. Esta ferramenta permite a aplicação da metodologia de discretização por volumes finitos através de quatro etapas:

- 1- Definição do domínio computacional
- 2- Geração da malha por processo de discretização
- 3- a resolução das equações RANS
- 4- Tratamento dos resultados no *post-processing*

3.7.1 Domínio para Validação do Modelo

3.7.1.1 Geometria 3D

Numa primeira etapa modela-se a geometria através do *Design Modeler Geometry*. A geometria corresponde a dois cilindros concêntricos, sendo o primeiro, a conduta de admissão com o gerador de rotação, que se encontra faceado, definido por uma secção transversal circular com diâmetro $\frac{d}{D} = 0.186$ (sendo D o diâmetro da câmara), e um comprimento de $6d$, $d=28\text{mm}$, na direção axial, L . O segundo cilindro, a câmara, apresenta uma secção transversal circular com diâmetro $D= 150.8 \text{ mm}$ e $L = 5.75D$.

O gerador de rotação não foi modelado, sendo traduzido pela condição *Fan* logo há que ter em atenção que todos os efeitos provocados pelas pás e cubo do gerador no escoamento são desprezados, isto é, a variação velocidade ao longo das pás e a perda de carga introduzida pelo gerador. A pressão encontra-se à pressão atmosférica no exterior consequentemente para vencer a pressão no cubo, a pressão na conduta será maior.

Também não é modelado o divergente presente no estudo experimental de Camilo (2017).

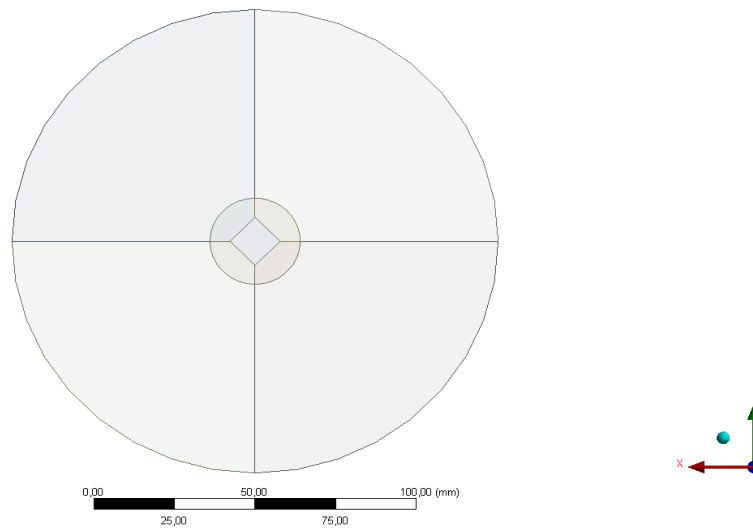


Figura 3-2 - Vista Frontal da Geometria Cilindrica 3D

3.7.1.2 Geometria 2D

A geometria 2D foi também modelada no *Design Modeler Geometry*. Consiste num retângulo, correspondente a metade da câmara de combustão e ao gerador de rotação, com secção transversal $R = 75.4 \text{ mm}$, $\frac{r}{R} = 0.186$, respetivamente e $L = 5.75D$.

Neste modelo, a conduta de admissão e o gerador também não foram modelados logo há que ter em atenção que todos os efeitos provocados pelas pás e cubo do gerador no escoamento são desprezados, isto é, a variação velocidade ao longo das pás e a perda de carga introduzida pelo gerador, assim como o desenvolvimento do escoamento através da conduta de admissão.

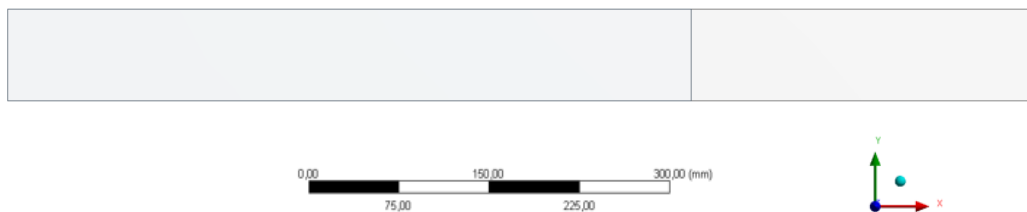


Figura 3-3 - Vista Frontal da Geometria 2D

Para a validação dos modelos do objeto de estudo existe a necessidade de comparar os resultados obtidos via numérica com os resultados obtidos via experimental por Gupta et al (1984) e Camilo (2017).

3.8 Malha para Validação do Modelo

Na geração de malhas é fundamental ponderar o custo computacional tendo em conta o número de elementos. No caso de se utilizar a versão estudante do *Ansys Fluent* há que ter atenção o limite de elementos disponíveis na licença. Neste estudo o número de elementos é superior ao da versão de estudante, que suporta 512000 elementos para o caso 3D e inferior para o caso 2D. O computador utilizado para o estudo apresenta as seguintes características de processamento: Intel (R) Core(TM) i7-5820K CPU – 3,30 GHz, RAM 32,0GB.

3.8.1 Malha da Geometria 3D

Na discretização de domínios cilíndricos, de modo a obter uma malha estruturada e minimizar o alongamento e a distorção dos elementos, define-se um polígono de quatro lados centrado na secção transversal e posteriormente divide-se o domínio em múltiplas parcelas através da ferramenta *slice*.

Sabendo que se trata do escoamento de um fluido, é relevante que o alinhamento da malha siga a direção do escoamento, sendo efetivamente conseguido através de prismas ou hexaedros. A malha gerada é denominada como uma malha regular, *Map*, e a sua utilização é privilegiada por garantir qualidade de resultados. No entanto, tem a desvantagem de em algumas regiões levar à sobre-utilização de elementos, podendo entrar em conflito com o número de células, e em simultâneo a um excessivo esforço computacional não tendo como benefício uma maior precisão nos resultados nas regiões de malha mais refinada.

O método automático de geração de malha utilizado foi o *Multizone Quad/Tri* pela sua funcionalidade de aplicar o processo de discretização do domínio de forma autónoma nas diferentes faces que definem o domínio.

Tendo em conta que neste modelo se pretende observar um escoamento em vórtice descendente, gerar-se uma malha *Map*, estruturada regular em todo o domínio. Como se espera um escoamento reversível na condição de saída, é importante ter em atenção o refinamento da malha tanto na condição de entrada como na saída. Para este efeito recorre-se à ferramenta *Sizing*, de modo a impor o número de divisões e à *Bias, Smooth transition 1.2*, para a taxa de crescimento, o comportamento adotado foi o *soft*, permitindo que o programa controle e crie uma malha com maior qualidade.

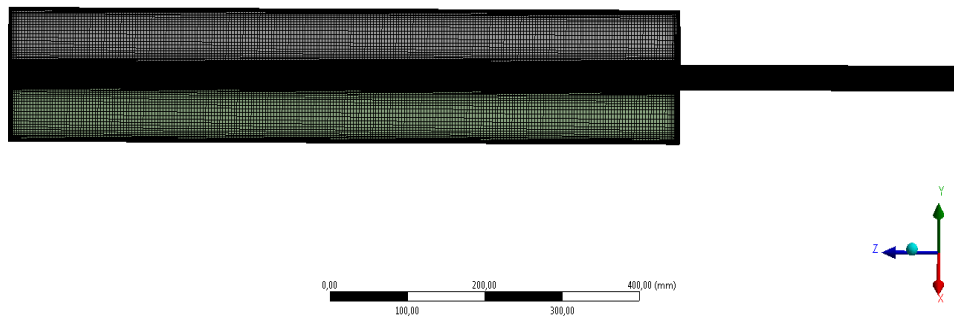


Figura 3-4 - Plano meridional

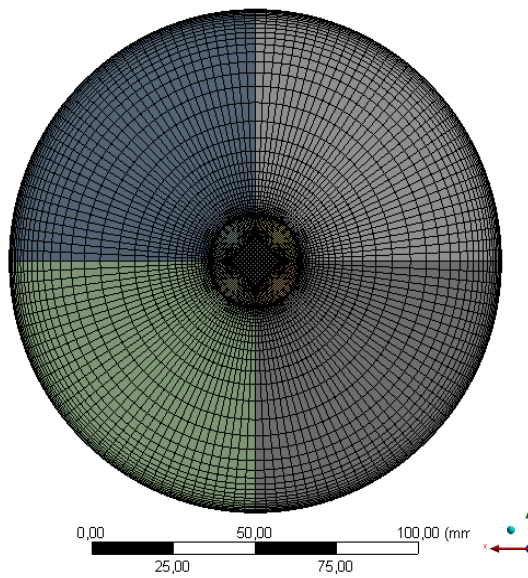


Figura 3-5 - Secção Transversal

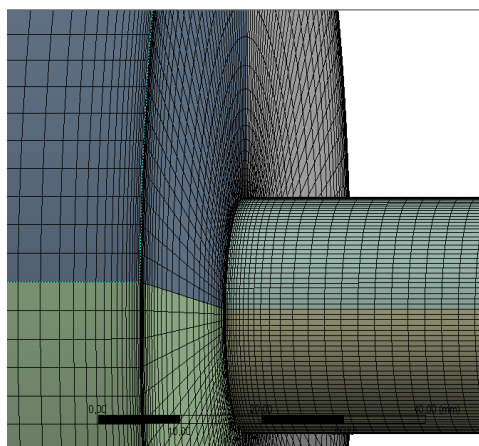


Figura 3-6 - Refinamento na Secção Entrada da Câmara e ao Redor da Condição Fan

Tabela 3.2 - Inputs do Fluent para o Domínio 3D

Malha	2752225 Elementos Hexaédricos
Domínio	3D
Programa	<i>Fluent</i>
Modelo de Turbulência	<i>RMS</i>
Discretização Espacial	Segunda Ordem
Algoritmo	<i>Simple</i>
Condições do escoamento	Incompressível
<i>Near-Wall Treatment</i>	<i>Non-Equilibrium Wall Functions</i>

Tabela 3.3 - Condições Fronteira

Condições Fronteira

Entrada	Velocidade Axial [m/s] Intensidade de Turbulência = 9.9% Diâmetro Hidráulico = 28 mm
Saída	<i>Pressure Outlet</i>
<i>Fan</i>	Velocidade Tangencial [m/s] Diâmetro do cubo = 7.4 mm
<i>Wall</i>	-

3.8.2 Malha da Geometria 2D

Na discretização do domínio 2D, este divide-se em duas parcelas, $l = \frac{2}{3}L$, através da ferramenta *slice*, sendo a primeira secção a mais refinada, visto que o escoamento se desenvolve nesta.

O método automático de geração de malha utilizado foi o *Multizone Quad/Tri* pela sua funcionalidade de aplicar o processo de discretização do domínio de forma autónoma nas diferentes faces que definem o domínio.

A malha gerada é uma malha *Map*, estruturada, regular nos seus subdomínios, sendo estruturada com o mesmo espaçamento na direção axial para cada um dos domínios.

Como o domínio é dividido em dois, a opção de impor uma taxa de crescimento providencia uma má qualidade da malha, criando elementos demasiado estirados na direção axial, quando comparados com a direção transversal. Desta forma, optou-se por estruturar a malha com elementos igualmente espaçados.

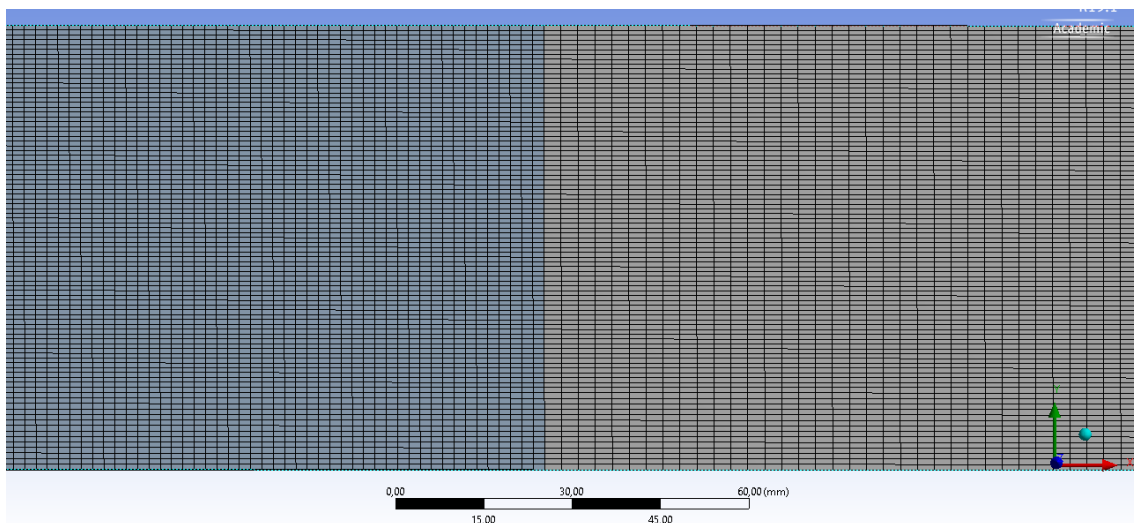


Figura 3-7 - Malha 2D

Tabela 3.4 - Inputs do Fluent para o Domínio 2D

Malha	36000 Elementos Quadrilaterais
Domínio	2D
Programa	<i>Fluent</i>
Modelo de Turbulência	<i>RMS</i>
Discretização Espacial	Segunda Ordem
Algoritmo	<i>Simple</i>
Condições do escoamento	Incompressível
Convergência	Σ Resíduos normalizados $< 10^{-4}$
2D Space	<i>Axisymmetric Swirl</i>
Near-Wall Treatment	<i>Non-Equilibrium Wall Functions</i>

Tabela 3.5 - Condições Fronteira

Condições Fronteira

Entrada	Velocidade axial [m/s] Velocidade tangencial [m/s]
Saída	<i>Outflow</i>
Wall	-

4. Resultados e Discussão

4.1 Estudo da Independência da Malha

O estudo da independência da malha é uma fase essencial em estudos de simulação numérica. Verifica-se a influência nos resultados da dimensão dos elementos resultantes da discretização do domínio nos resultados. É fundamental estabelecer o equilíbrio entre a precisão dos resultados e o esforço computacional para os alcançar.

Face ao foco da investigação da dissertação, e de acordo com o consensual na literatura, o estudo de independência da malha analisa o perfil de velocidades na linha central da câmara.

O teste de malha consiste em definir uma malha base, com um refinamento grosseiro, mas com valores *skewness* e ortogonalidade média razoáveis. Mantendo as características da malha base constantes varia-se o número de divisões ao longo das condições fronteira e estuda-se a sua influência.

4.1.1 Domínio 3D

Tabela 4.1 Condições de Entrada para o Estudo de Independência de Malha

Entrada	Velocidade axial 58.87 [m/s] Intensidade de Turbulência 9.9% Diâmetro Hidráulico d
Fan	Velocidade tangencial 35.61 [m/s] Diâmetro do cubo do gerador 7.4 mm
Saída	<i>Pressure Outlet</i> – Diâmetro Hidráulico D
Wall	-

Tabela 4.2 Características das Malha Estudadas

Número de elementos	923200	1582750	2752225	3465600
Element Quality (min.)	0.063	0.026	0.018	0.016
Aspect Ratio (máx.)	14.5	29	26.5	24.1
Skewness (máx)	0.5	0.5	0.5	0.5
Orthogonal Quality	0.72	0.71	0.71	0.71
Nº Divisões Inlet	10	15	15	25
Nº Divisões Wall Transversal	40	50	75	100
Nº Divisões Troço 1	200	300	300	350
Nº Divisões Troço 2	50	50	100	125

Não se conseguiu fazer o teste de independência de malha visto que todas as soluções divergiram exceto a malha com 2752225 elementos. Na tabela 4.3 são apresentadas as características relativas à malha.

Tabela 4.3 -Características da Malha com 2752225 Elementos Hexaédricos

Nº de Divisões no Polígono e diâmetros d e D	Nº de divisões transversal do polígono ao diâmetro d	Nº de divisões transversal do diâmetro d ao diâmetro D	Nº de divisões Longitudinais na Câmara	Nº de Divisões Longitudinais na conduta
35	15	35	100	50
Behaviour hard	Behaviour hard	Behaviour hard	Behaviour Soft	Behaviour Soft
No Bias	Smooth	Smooth	No Bias	No Bias
	Transition 1.2	Transition 1.2		

Os resultados obtidos são seguidamente apresentados:

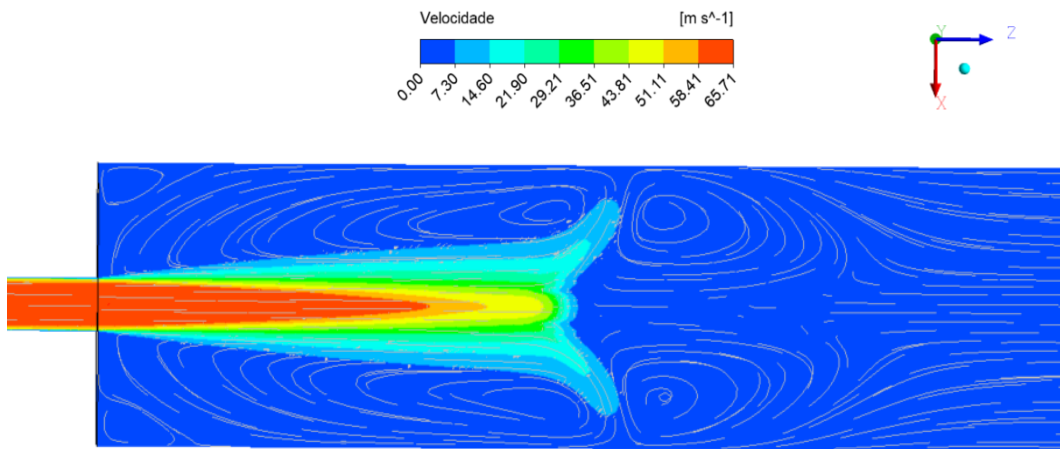


Figura 4-1 - Contornos da Magnitude Velocidade ao longo da câmara, longitudinalmente

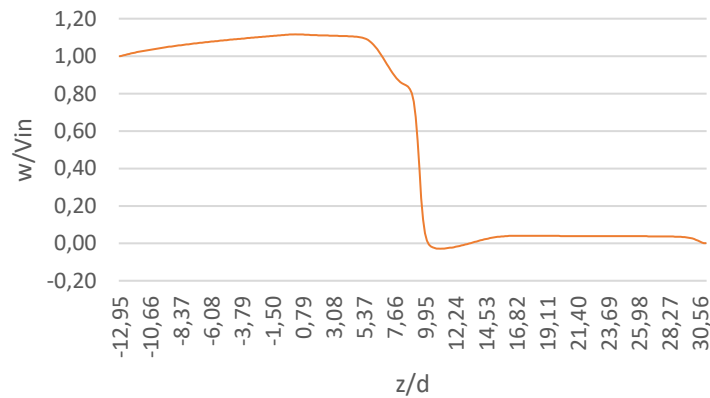


Figura 4-2 - Perfil de Velocidades Axiais na Linha Central Axial z

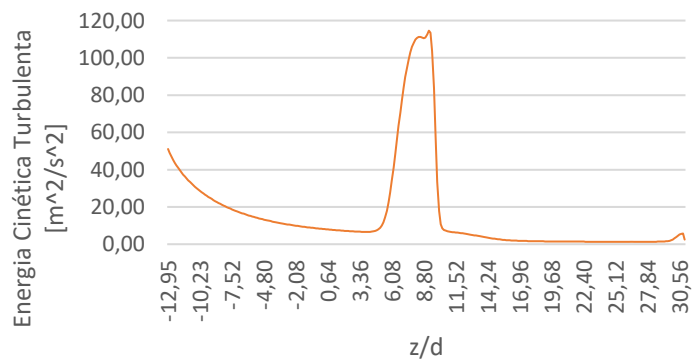


Figura 4-3 - Perfil da Energia Cinética na Linha Central Axial z

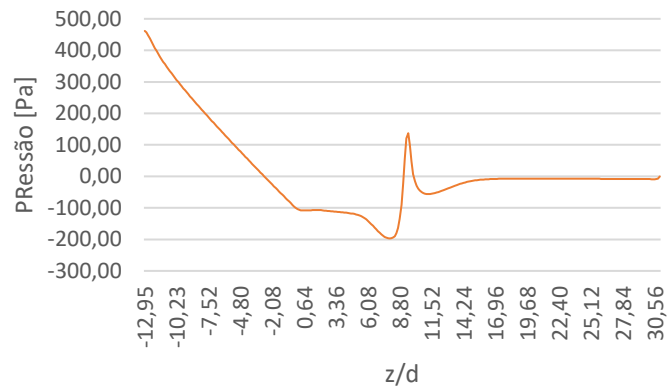


Figura 4-4 - Perfil da Pressão na Linha Central Axial z

Através das Figuras 4.1, 4.2 é perceptível a existência do fecho da ZRCT, para 11.28d da câmara de combustão, apresentando uma divergência dos resultados estudados na literatura, em que o fecho da ZRCT acontece para 3.6d, apresentando um erro relativo de 213.33%. Esta discordância pode dever-se à qualidade da malha, discretização numérica e/ou por ter sido utilizada a condição *fan* em vez da modelação da velocidade tangencial em *UDF*. Conclui-se também que um dos motivos para a não apresentação de um escoamento descendente helicoidal pode dever-se à condição de saída *Pressure Outlet*, que impõe que as linhas de corrente sejam perpendiculares à secção onde está definida, o que não se garante para o escoamento descendente em vórtice.

Tanto o perfil da energia cinética turbulenta como no da pressão tendem a diminuir ao longo da linha central axial, no entanto observa-se um pico em ambos os perfis na ZRCT, posteriormente convergindo.

4.1.2 Domínio 2D

Tabela 4.4 - Condições de Entrada para o Estudo de Independência de Malha

Entrada	Velocidade axial 8 [m/s] Velocidade tangencial 5.6 [m/s]
Saída	Outflow
Wall	-

Tabela 4.5 - Características das Malhas Estudadas

Número de elementos	7000	12500	21350	36000	59000
Element Quality (min.)	0.63	0.46	0.40	0.53	0.46
Aspect Ratio (máx.)	2.81	4.11	4.69	3.52	4.11
Skewness (máx)	7.97E-6	1.13E-5	1.31E-5	2E-5	2E-5
Orthogonal Quality	1	1	1	1	1
Nº Divisões Inlet	5	10	15	15	25
Nº Divisões Wall Transversal	30	40	50	75	100
Nº Divisões Troço 1	150	200	300	300	350
Nº Divisões Troço 2	50	50	50	100	125
Tempo de computação (min.)	2	5	10	15	25

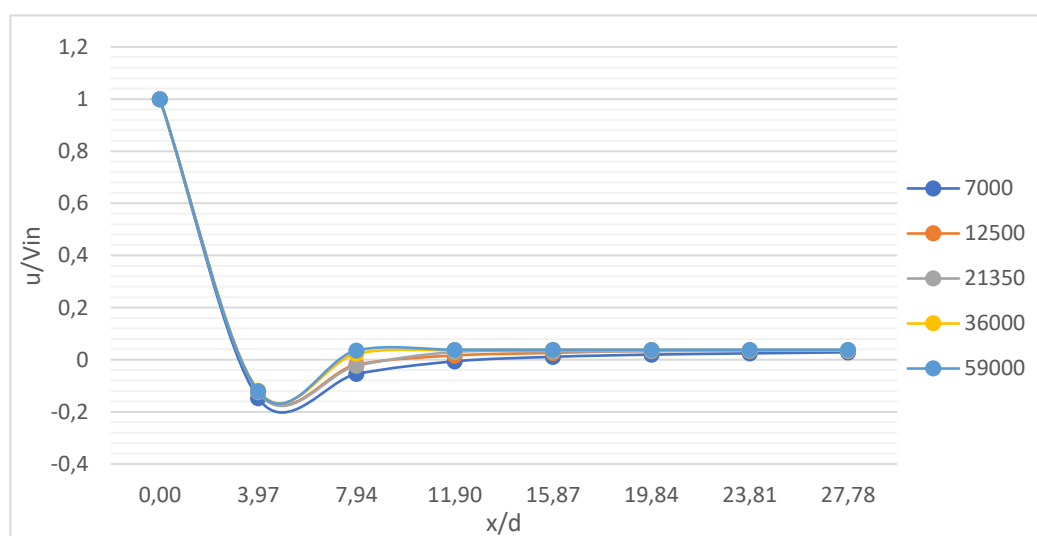


Figura 4-5 - Perfil de velocidade axial na linha central na direção x

Por observação do perfil das velocidades axiais na linha central na direção axial x, no gráfico acima, é possível perceber que a curva dos 59000 elementos tem uma discrepância pouco acentuada relativamente à curva dos 36000 elementos. Assume-se então que os resultados produzidos são independentes da quantidade de elementos de malha. Assim, para o cálculo do erro relativo o valor de referência corresponde ao valor mínimo da velocidade axial da malha de 36000 elementos.

O erro relativo pode ser traduzido por:

$$ER(\%) = \frac{V_{Real} - V_{Exato}}{V_{Exato}} \times 100 \quad (4.1)$$

Tabela 4.6 - Valores da velocidade mínima axial e respectivo erro relativo

Nº de elementos	7000	12500	21500	36000	59000
Velocidade mínima axial (m/s)	- 1.18	- 0.98	- 0.99	- 0.94	- 0.97
Erro relativo %	25.25	4.22	4.93	-	2.46

Pela análise do erro relativo do perfil de velocidades na linha central considera-se a malha com 36000 elementos como a mais adequada para utilizar nos casos de simulação numérica, visto que a diminuição da amplitude dos erros relativos comparativamente ao incremento dos esforços computacionais não é significativa.

Pela Figura 4.5 é possível deduzir que o comprimento da ZTR é aproximadamente 6.79d, apresentando um erro relativo de 88.6% quando comparado com os valores obtidos experimentalmente, 3.6d, por Gupta et al., (1984) representados na Figura 2.3.

4.2 Estudo da Variação de Caudais e Número de *Swirl*

Após o estudo da independência da malha, procede-se então ao estudo da variação de caudais e respetivos número de *swirl* para a malha com 360000 elementos.

Analisando o perfil das velocidades axiais na linha central na direção axial x, na Figura 4.6, verifica-se que para os casos $Q = 0.0050 [m^3/s]$, $Q = 0.00571 [m^3/s]$ e $Q = 0.0365 [m^3/s]$ se identifica o fecho da ZTRC, o que não acontece para o caso de $Q = 0.00467 [m^3/s]$.

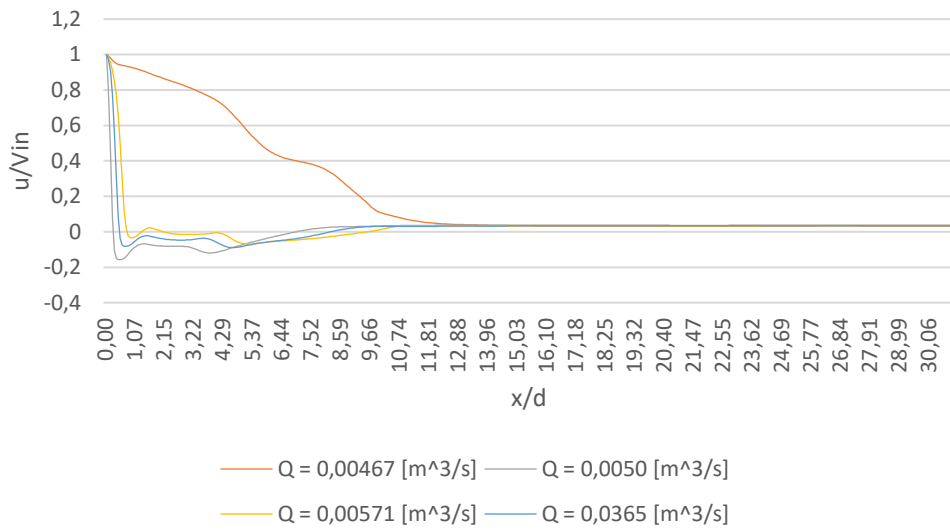


Figura 4-6 - Perfil das velocidades axiais na linha central da direcção axial x

Observa-se também que a velocidade axial inicialmente diminui com o aumento do ângulo das pás do gerador convergindo no fim para um valor constante. É observável que junto ao ponto de injeção, a velocidade de reversão de escoamento está diretamente relacionada com a velocidade de injeção, isto é, quando maior a velocidade de injeção, maior a velocidade de reversão.

As ZCRT podem ser verificadas através das seguintes figuras, que demonstram apenas parte do domínio:

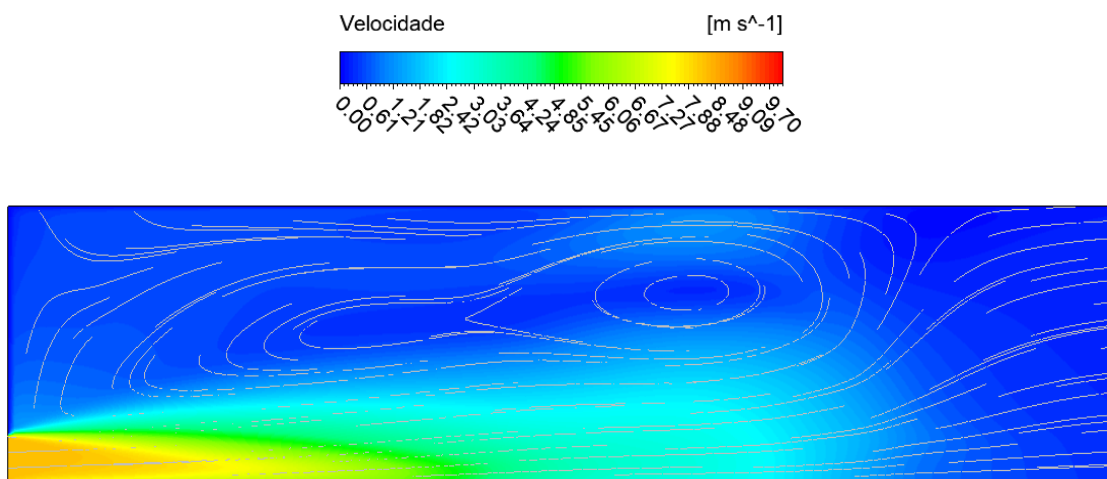


Figura 4-7 - Contorno da velocidade para $Q = 0,00467 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ($u = 7.53 \text{ m/s}$)

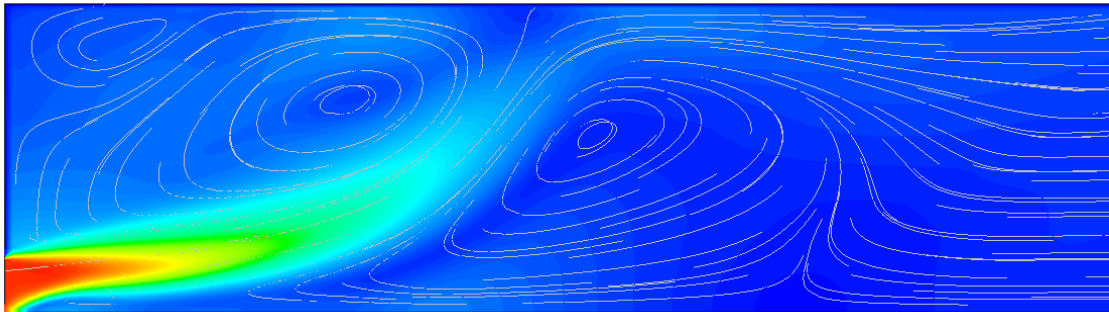


Figura 4-8 - Contorno da Velocidade para $Q = 0,0050 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ($u = 8 \text{ m/s}$)

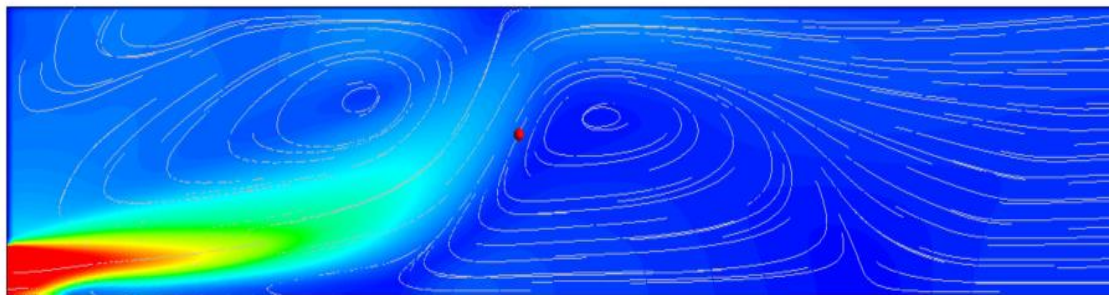


Figura 4-9 - Contorno da velocidade para $Q = 0,00571 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ($u = 9.2 \text{ m/s}$)

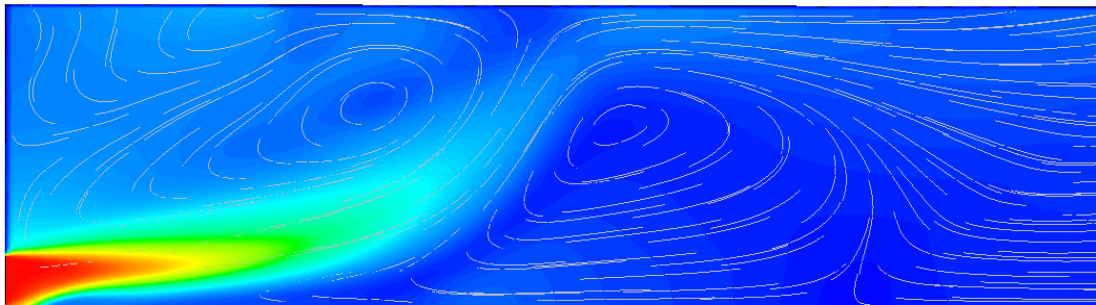
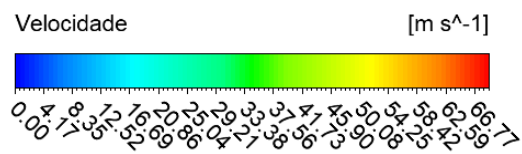


Figura 4-10 - Contorno da velocidade para $Q = 0,0365 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ($u = 58.87 \text{ m/s}$)

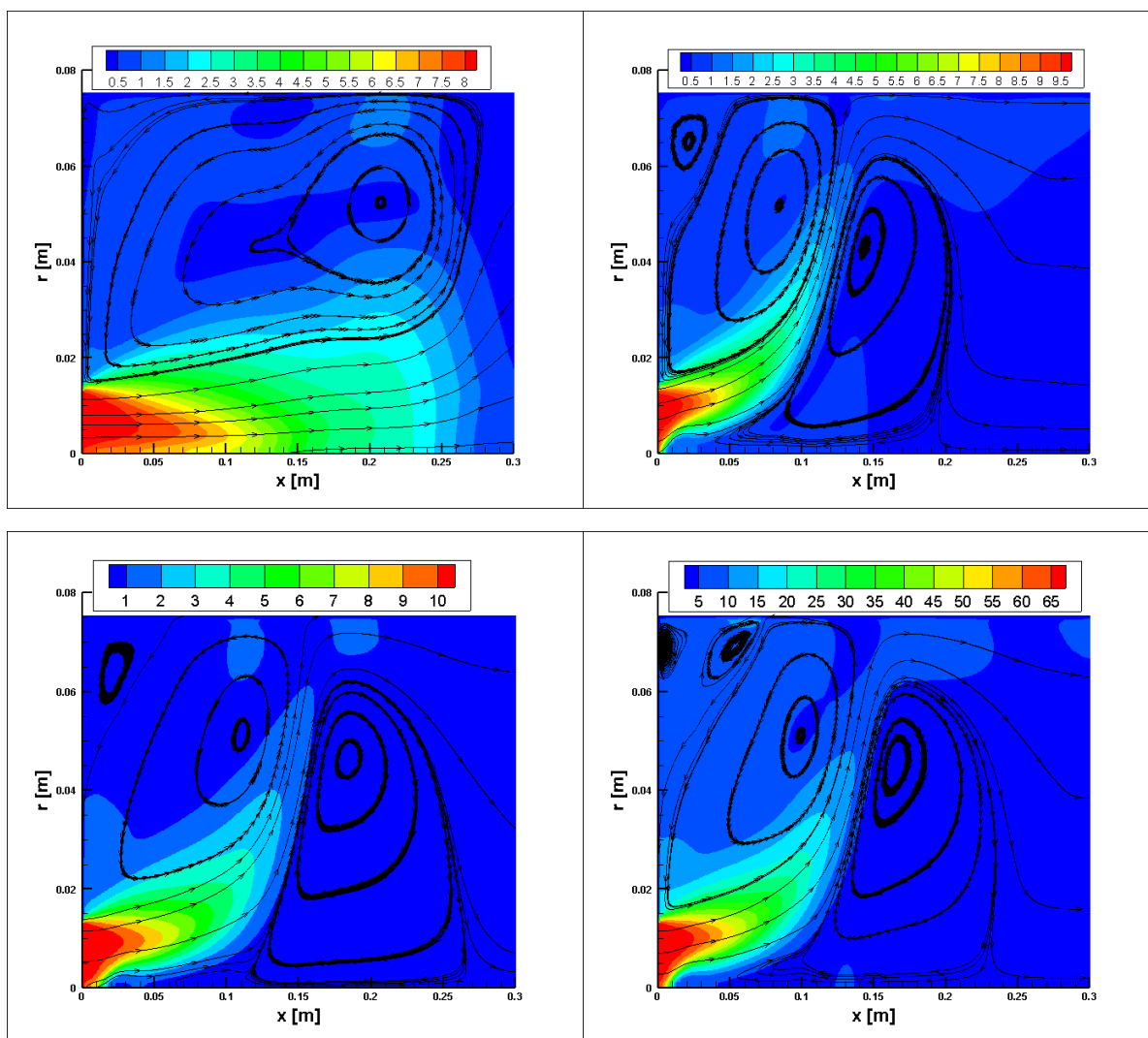


Figura 4-11 - Contorno da velocidade para $Q = 0,00467 [m^3/s]$, $Q = 0,0050 [m^3/s]$, $Q = 0,00571 [m^3/s]$, $Q = 0,0365 [m^3/s]$, respectivamente

É possível constatar a formação de duas zonas de recirculação. A primeira localiza-se no centro da câmara de combustão e a jusante do cubo do gerador, enquanto a segunda se forma mais próxima do canto do confinamento da câmara, confirmando assim o estudo experimental de Camilo (2017). Para $Q = 0.005 [m^3/s]$, $Q = 0.00467 [m^3/s]$ e $Q = 0.00571 [m^3/s]$, Camilo (2017) observou a presença de fumo a montante da posição onde este se encontrava a ser produzido, sugerindo a existência de uma bolha de recirculação que provoca o arrastamento do fumo para uma zona mais recuada. Neste trabalho numérico, confirma-se de facto a existência da ZRCT.

Para os casos com S iguais mas diferentes Q, verifica-se que a localização do ponto de estagnação do fecho da ZRCT se move para jusante com o aumento do caudal. Para $Q = 0.005 [m^3/s]$, o comprimento da ZRCT é de $x = 6.79d$ e o PR ocorre em $x = 5.18d$, sendo que, para $Q = 0.0365 [m^3/s]$, o comprimento da ZRCT é de $x = 8.21d$ e o PR ocorre em $x = 5d$.

Já no caso de $Q = 0.00571 \text{ [m}^3/\text{s]}$, a ZRCT prolonga-se até $x = 9.82d$ e o PR acontece em $x = 5d$.

Verifica-se também que o ponto de estagnação se move descendente com o incremento do ângulo das pás do gerador. Este movimento descendente do ponto de estagnação deve-se à tensão de corte entre o fluxo revertido e o fluxo descendente recuperado.

Na seguintes figuras, que representam parte do domínio, analisa-se a variação da energia cinética turbulenta com a variação do ângulo das pás, para caudais aproximadamente iguais. Conclui-se que a região máxima da energia cinética turbulenta aumenta com o aumento do ângulo das pás, sugerindo que ângulos de pás maiores produzem maior turbulência. No entanto, para todos os casos, a energia cinética turbulenta tende a diminuir com o aumento da distância axial.

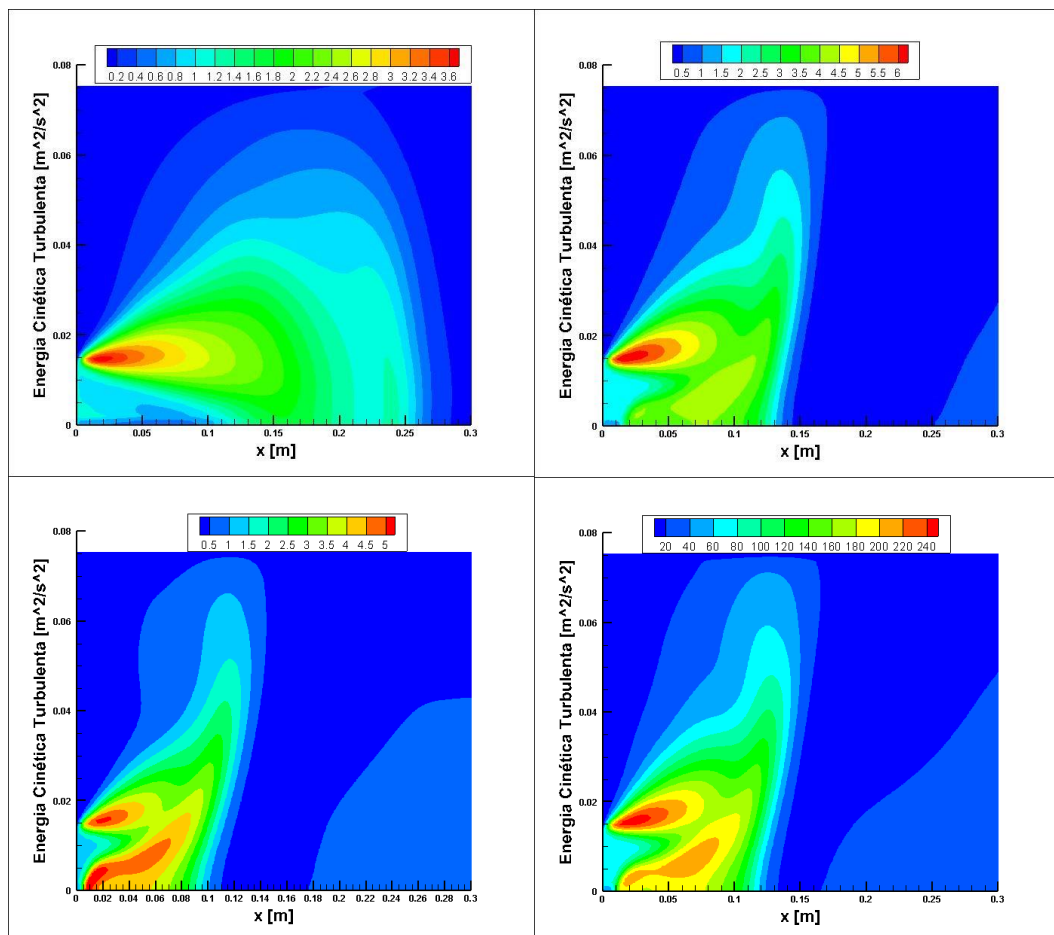


Figura 4-12 - Contorno da Energia Cinética Turbulenta para $Q = 0.00467 \text{ [m}^3/\text{s]}$, $Q = 0.00571 \text{ [m}^3/\text{s]}$, $Q = 0.0050 \text{ [m}^3/\text{s]}$ e $Q = 0.0365 \text{ [m}^3/\text{s]}$, respectivamente.

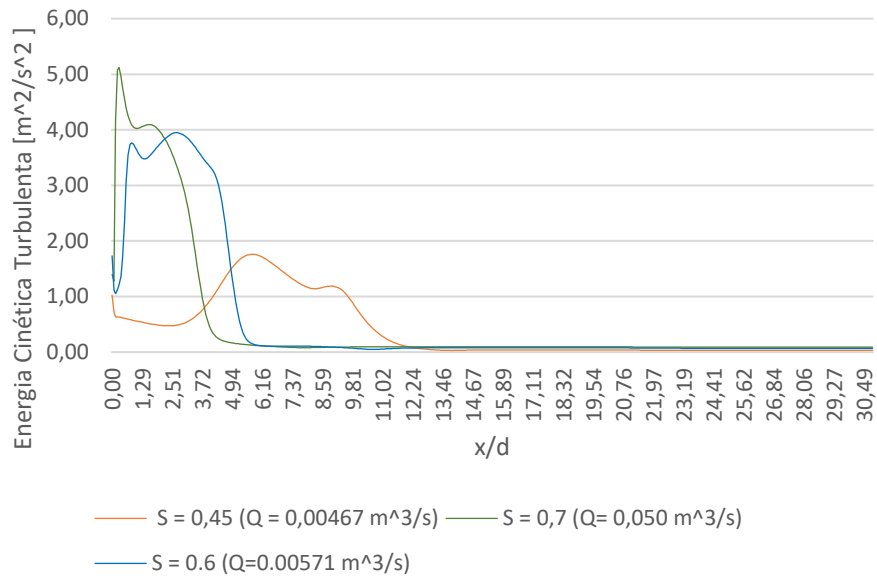


Figura 4-13 - Perfil da Energia Cinética Turbulenta na Linha Central de Direção Axial x, para diferentes S

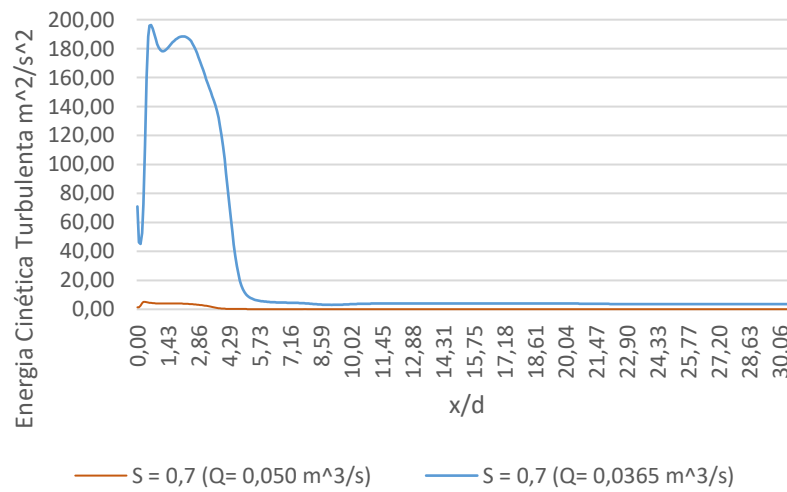


Figura 4-14 - Perfil da Energia Cinética Turbulenta na Linha Central de Direção Axial x, para mesmo S e variação de Q

Para o caso do mesmo S e diferentes Q, observado na Fig. 4.13, deduz-se que para o mesmo ângulo de pá, o aumento do caudal, de $Q = 0.0050 \text{ [m}^3/\text{s]}$ para $Q = 0.0365 \text{ [m}^3/\text{s]}$, provoca um aumento na energia cinética turbulenta.

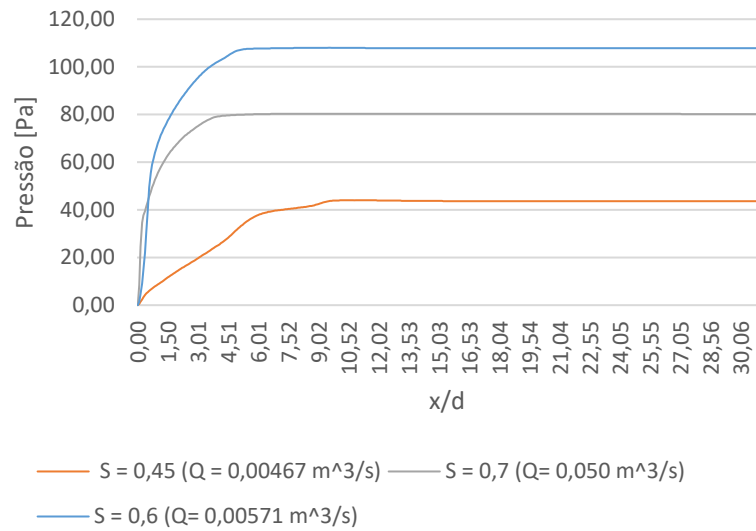


Figura 4-15 - Perfil da Pressão na linha central axial, para diferentes S

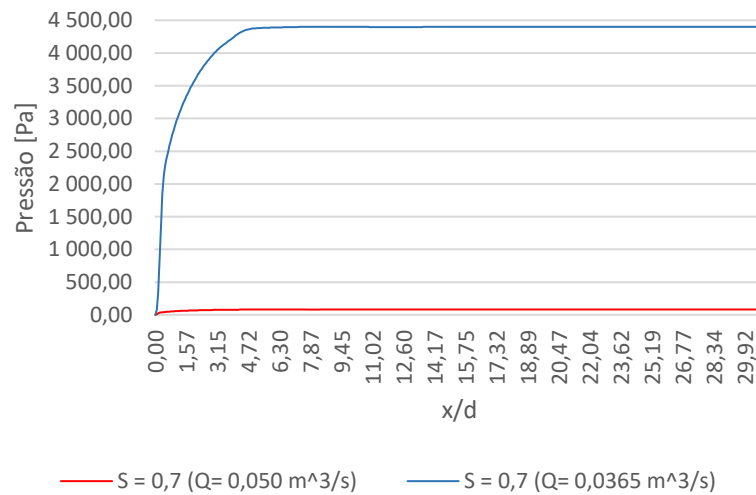


Figura 4-16 - Perfil da Pressão na linha central axial, para mesmo S e diferente Q

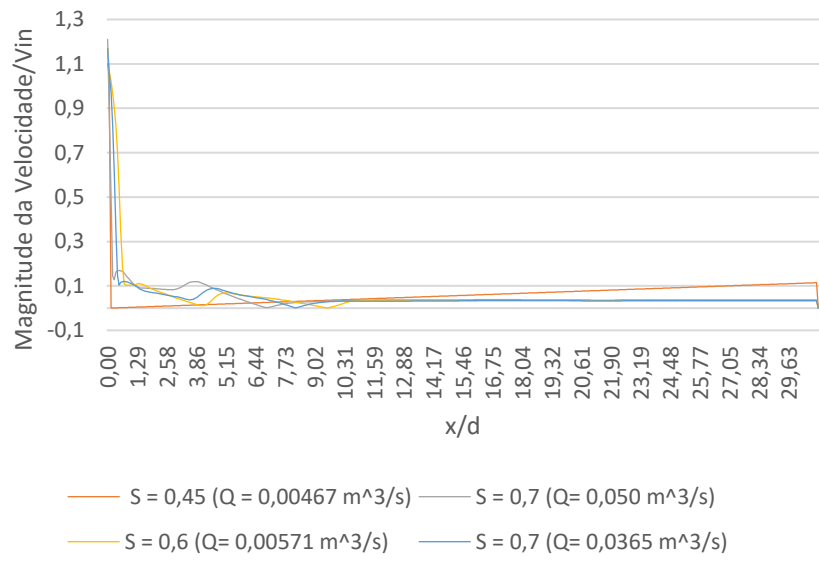


Figura 4-17 – Perfil normalizado da Magnitude da Velocidade na linha central axial, para as diferentes soluções

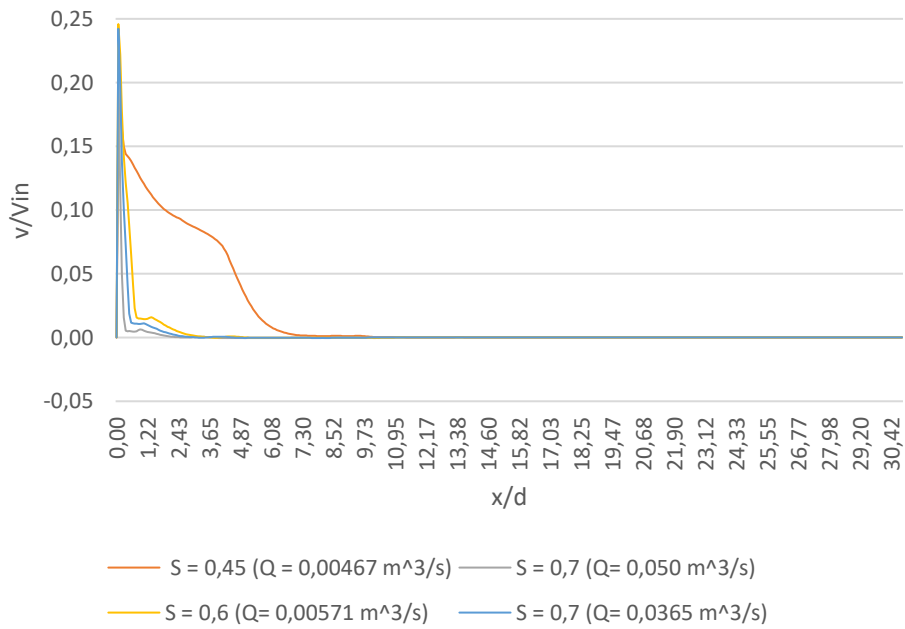


Figura 4-18 - Perfil normalizado da Velocidade Radial na linha central axial, para as diferentes soluções

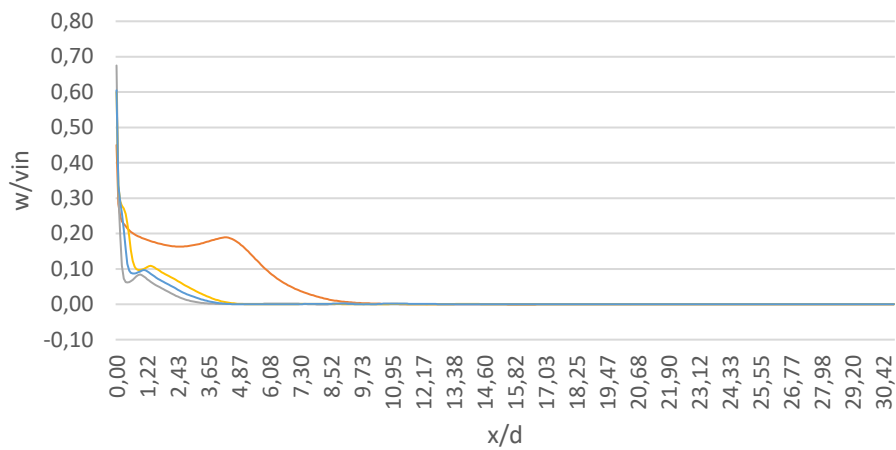


Figura 4-19 - Perfil normalizado da Velocidade Tangencial na linha central axial, para as diferentes soluções

Através das Fig. 4.17 e 4.18, onde se analisam os perfis normalizados das velocidades radial e tangencial, ao longo da linha central axial, respetivamente, conclui-se que ambas diminuem com o aumento do número de *swirl* e ângulo da pá.

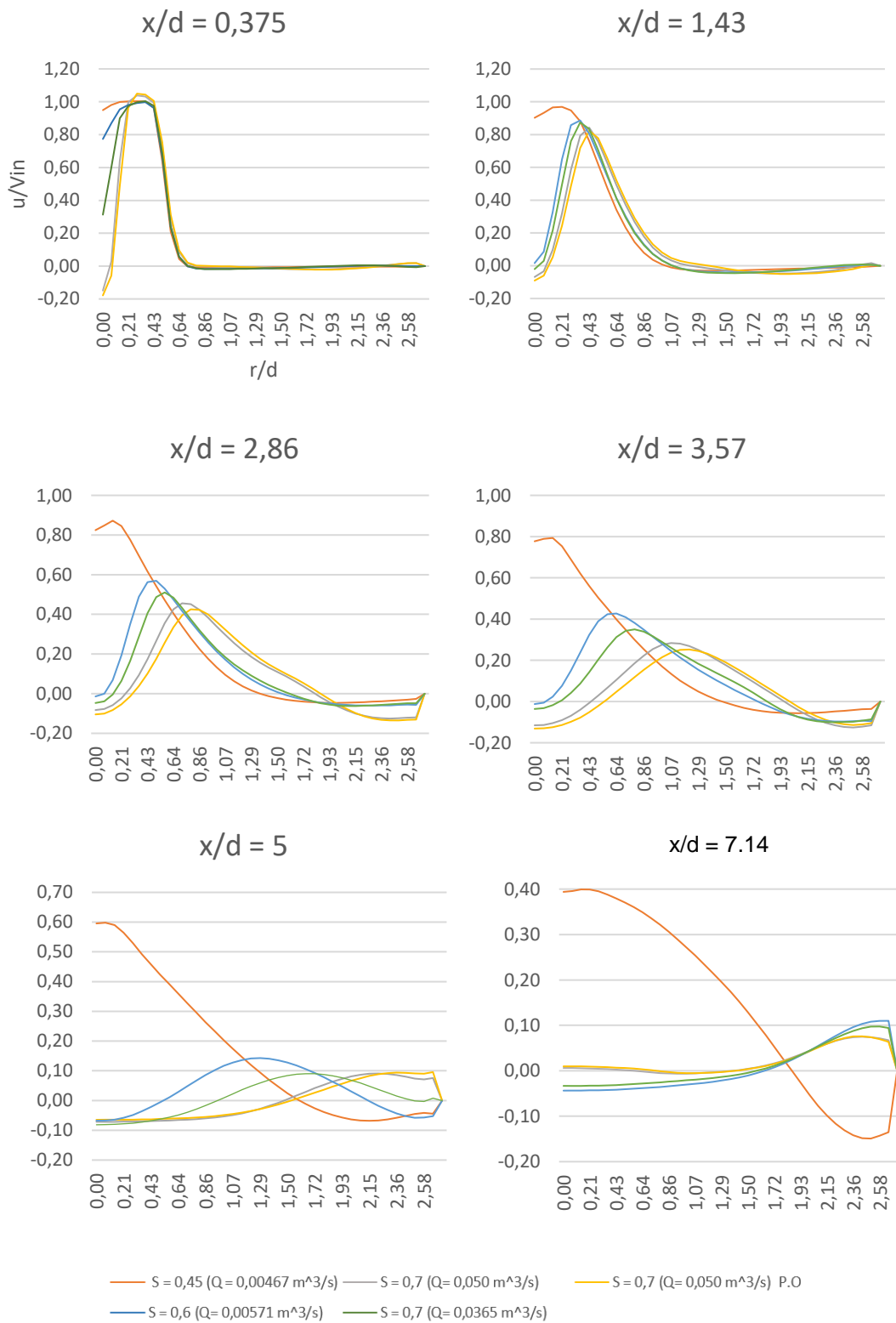


Figura 4-20 - Perfis da velocidade axial em diversas secções transversais radiais

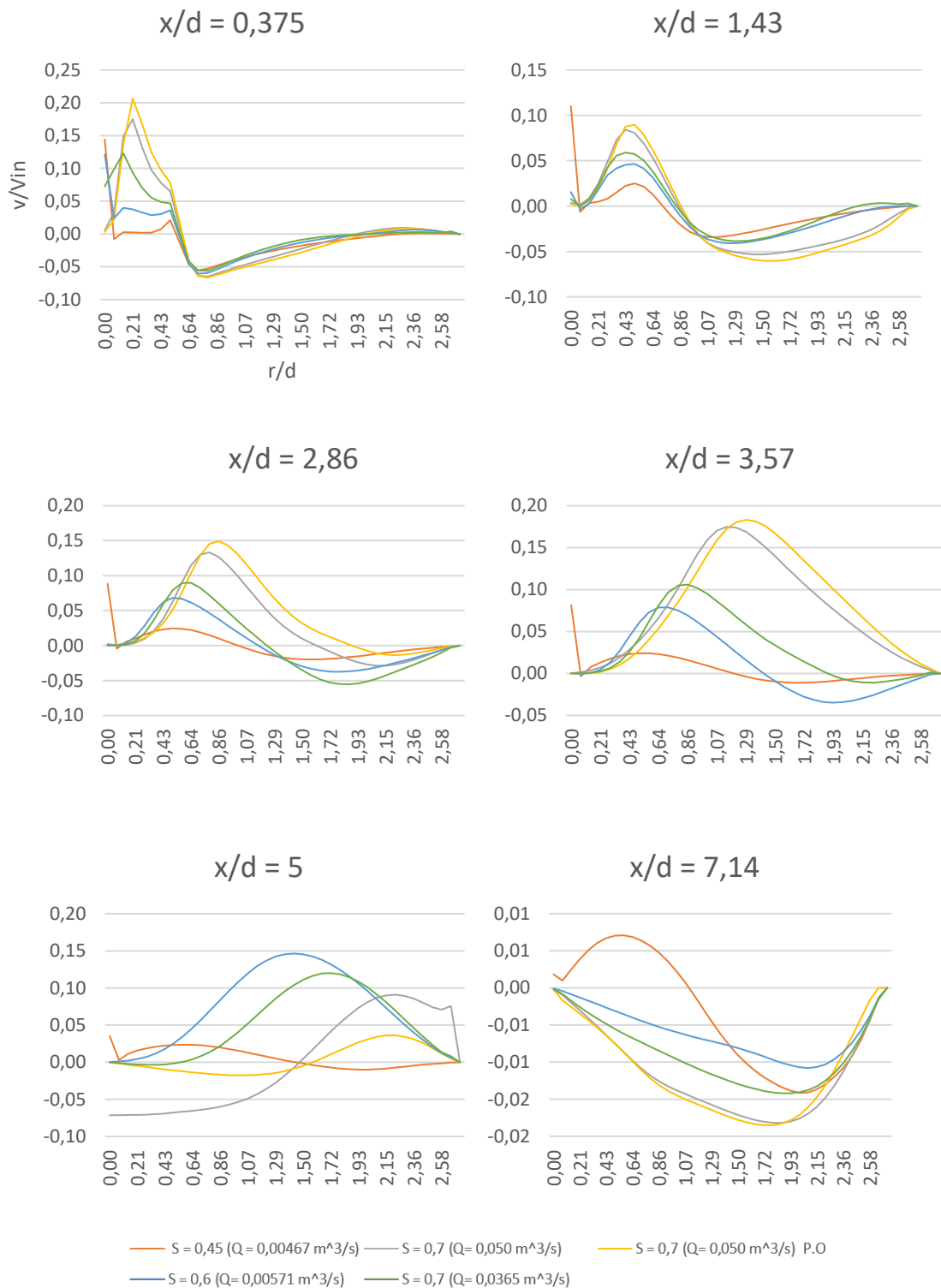


Figura 4-21 - Perfis da Velocidade Radial em diversas secções transversais radiais

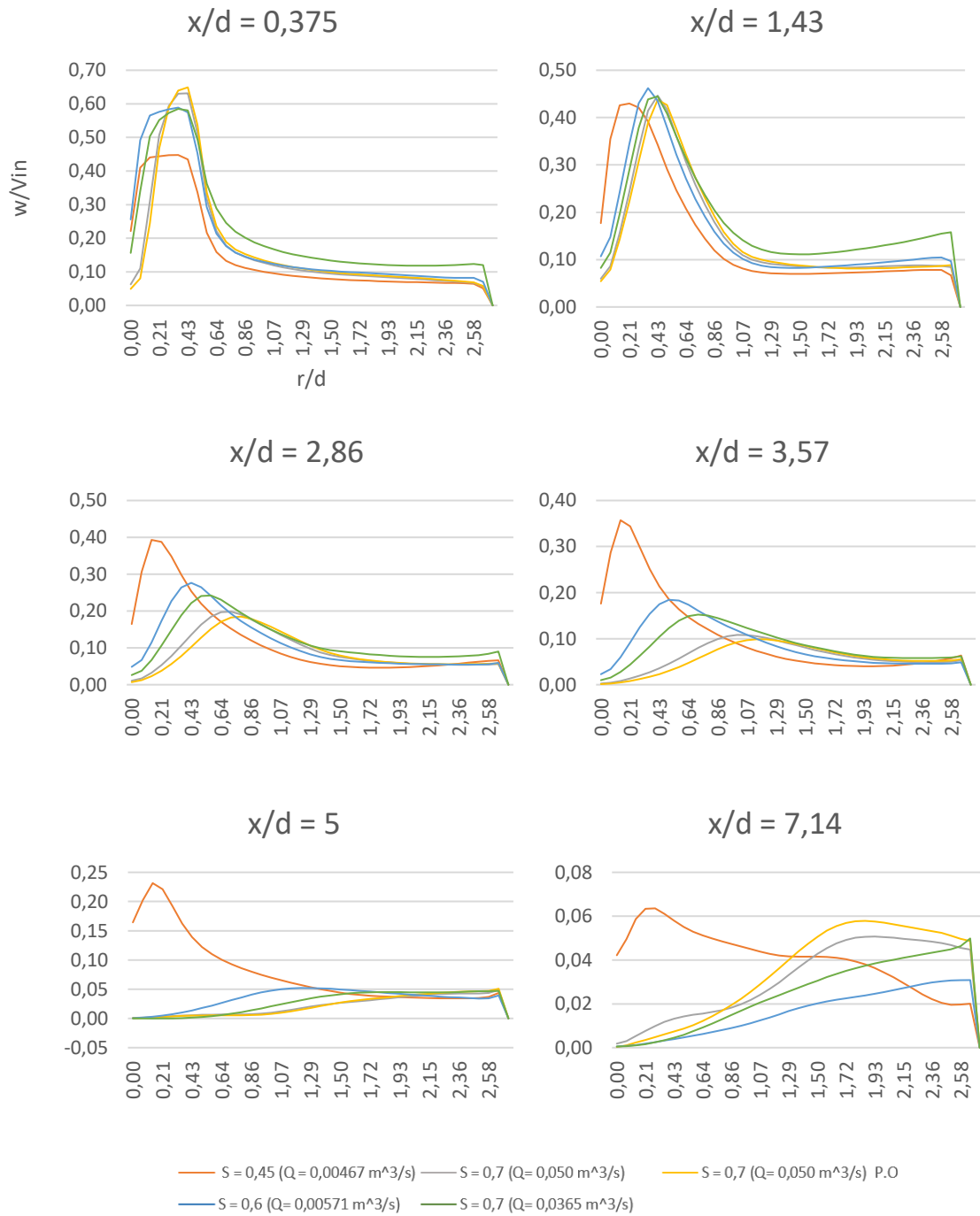


Figura 4-22 - Perfis da Velocidade Tangencial em diversas secções transversais radiais

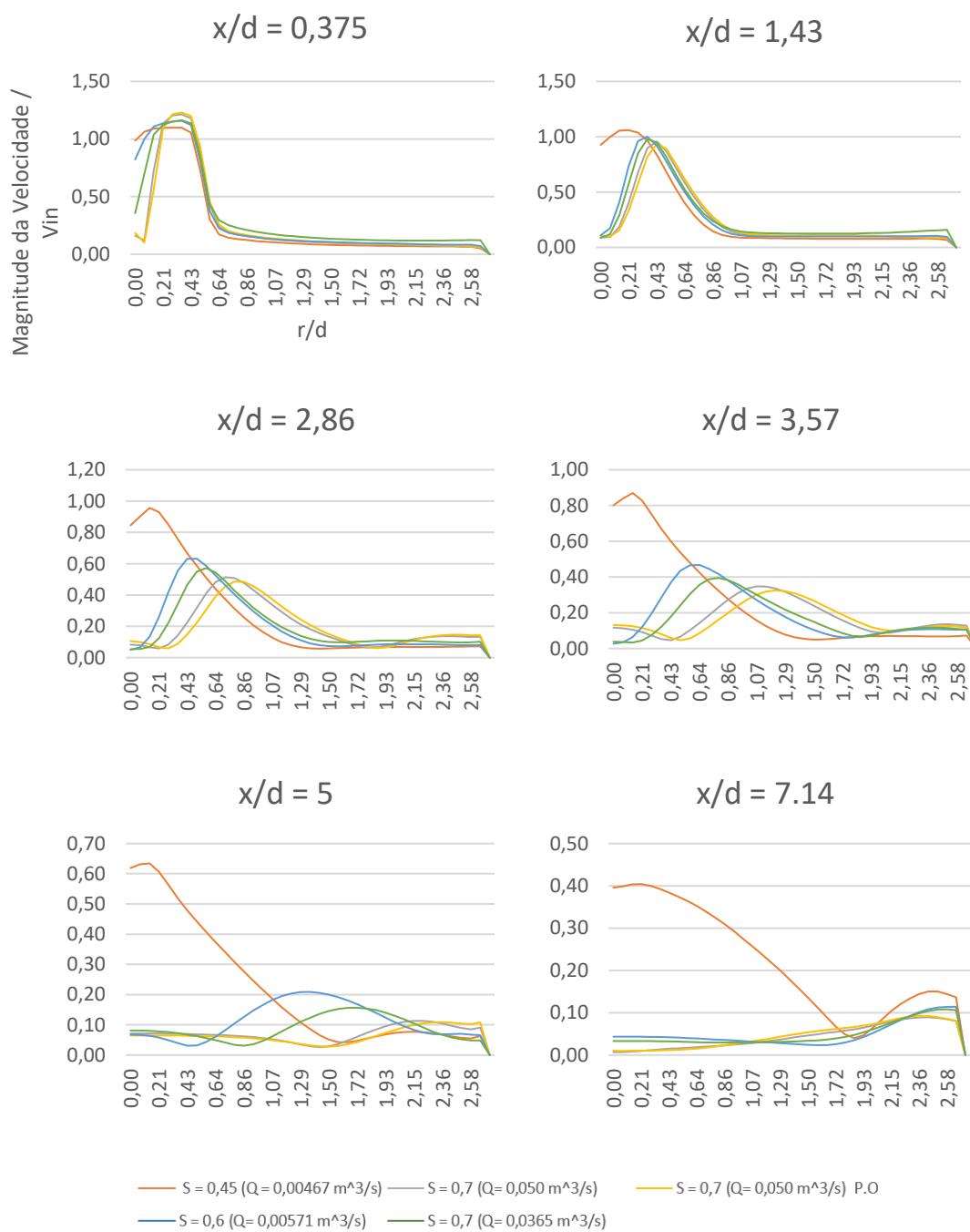


Figura 4-23 - Perfis da Magnitude da Velocidade em diversas secções transversais radiais

4.3 Comparação de um par de soluções com a condição de fronteira à saída de *pressure outlet* e *outflow*

Seguidamente apresenta-se a comparação do par de soluções, para $u = 8\text{m/s}$, com as condições de fronteira à saída de *pressure outlet* e *outflow*. As seguintes figuras representam apenas parte do domínio:

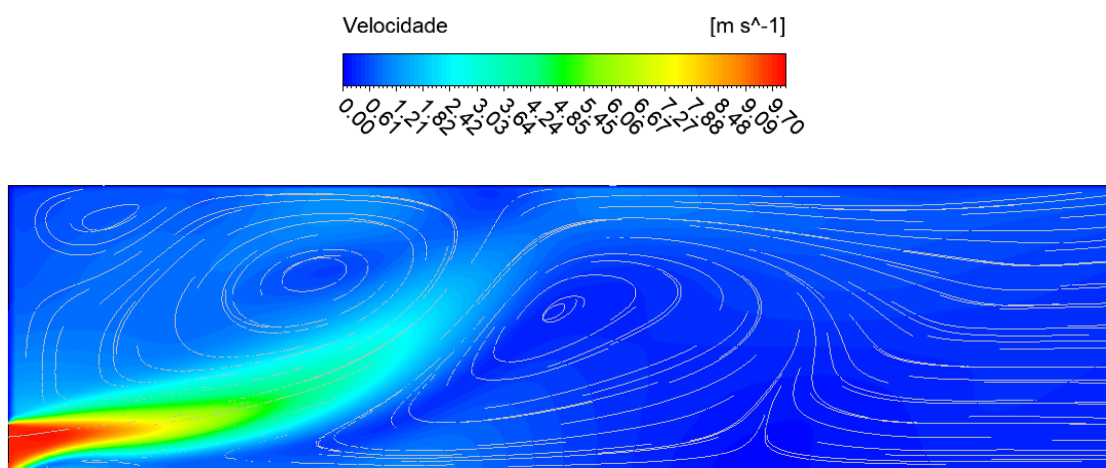


Figura 4-24 - Contorno da Velocidade para $Q = 0,0050 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ($S = 7$), com condição de fronteira à saída *pressure outlet*

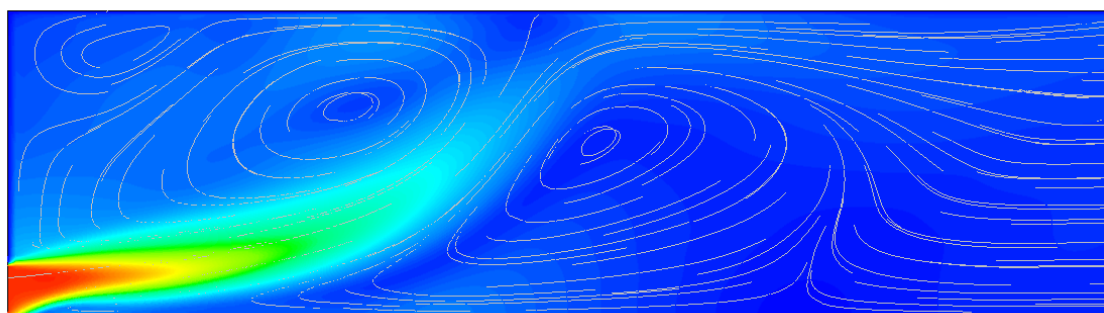


Figura 4-25 - Contorno da Velocidade para $Q = 0,0050 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ($S = 7$), com condição de fronteira à saída *outflow*

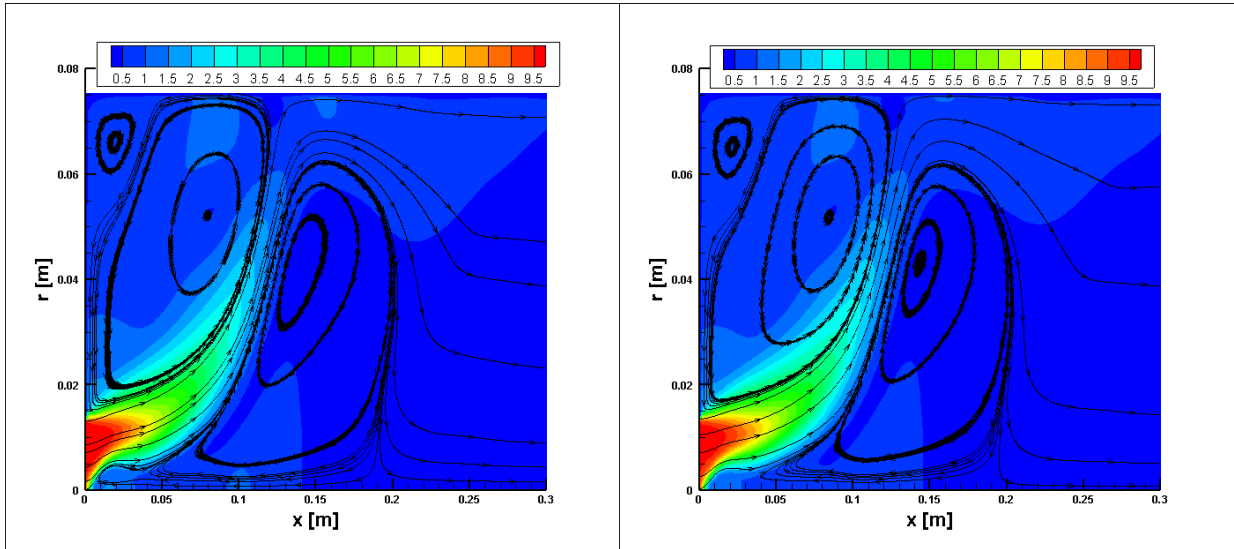


Figura 4-26 - Contorno da Velocidade para $Q = 0,0050 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ($u = 8\text{m/s}$), com condição de fronteira à saída *Pressure Outlet* e *Outflow*, respectivamente.

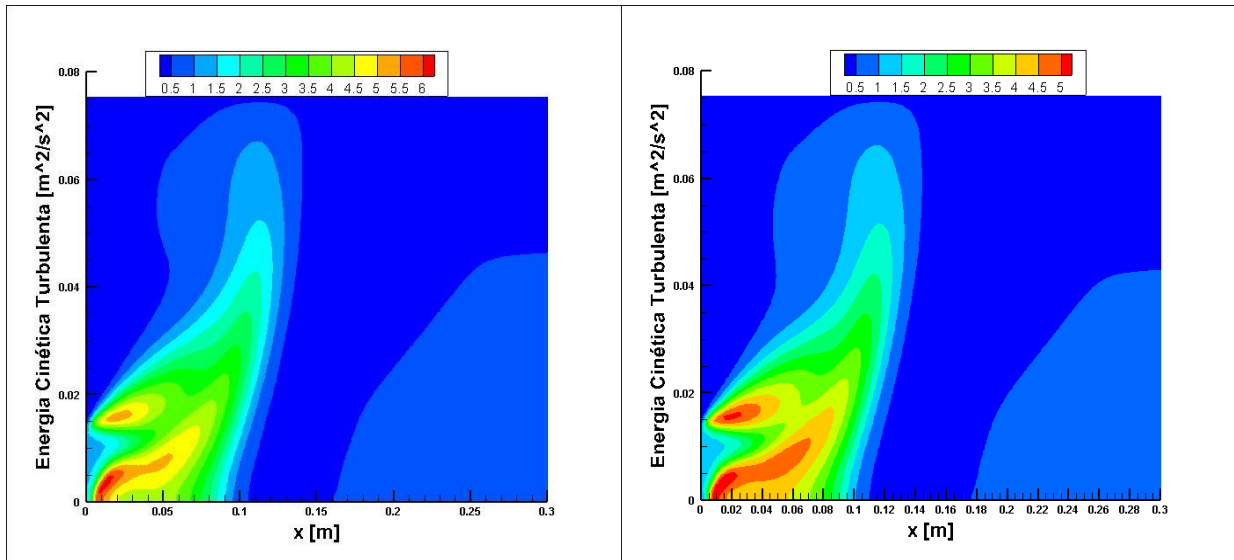


Figura 4-27 - Contorno da Energia Cinética Turbulenta para $Q = 0,0050 \text{ [m}^3/\text{s]}$ ($u = 8\text{m/s}$), com condição de fronteira à saída *Pressure Outlet* e *Outflow*, respectivamente.

Analisando as figuras 4.25 até à 4.31, apura-se que o perfil do escoamento, e das velocidades são idênticos para ambas as condições de fronteira de saída imposta. Porém diferem no perfil da energia cinética turbulenta, que se mostra superior no caso da C.F *pressure outlet*, e da pressão, onde apesar de apresentarem o mesmo valor em módulo, para *pressure outlet* o perfil de pressão é negativo contrariando o *outflow* que se demonstra positivo.

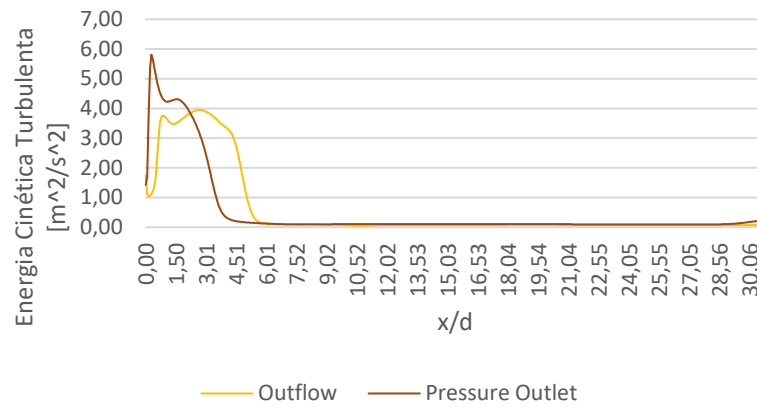


Figura 4-28 - Perfil da E.C.Turbulenta na linha central axial, para solução com C.fronreira *Outflow* e *Pressure Outlet*

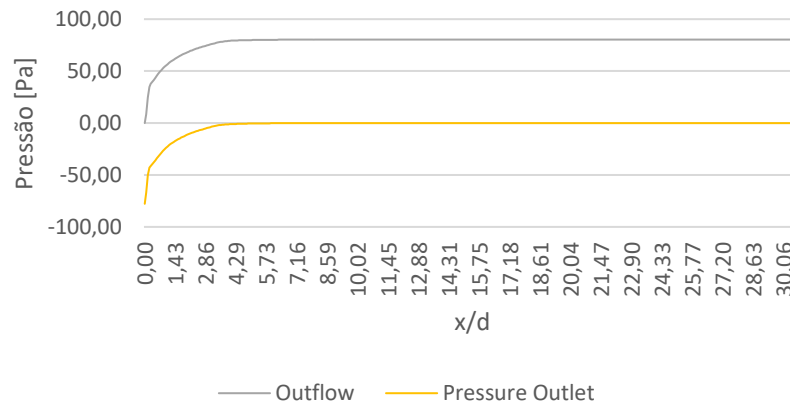


Figura 4-29 - Perfil da Pressão na linha central axial, para solução com C.fronreira *Outflow* e *Pressure Outlet*

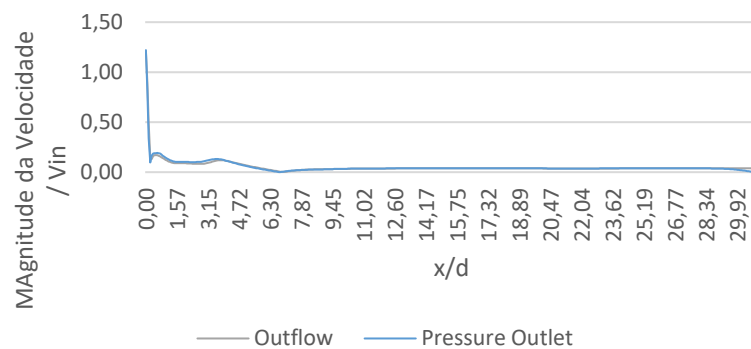


Figura 4-30 - Perfil da Magnitude da Velocidade na linha central axial, para solução com C.fronreira *Outflow* e *Pressure Outlet*

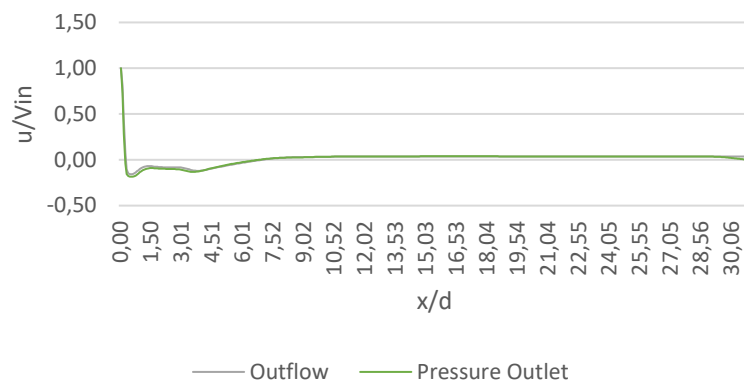


Figura 4-31 - Perfil normalizado da Velocidade Axial na linha central axial, para solução com C.fronreira *Outflow* e *Pressure Outlet*

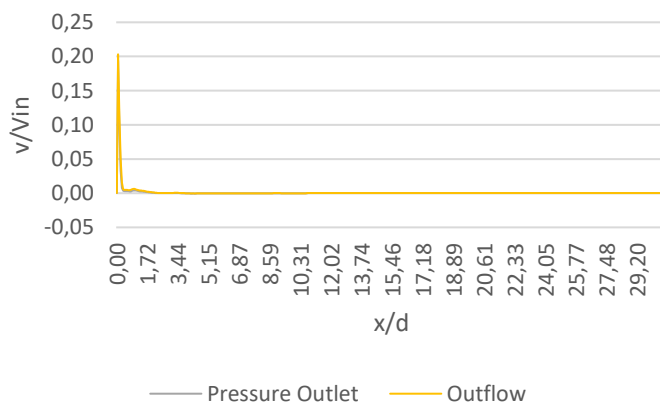


Figura 4-32 - Perfil normalizado da Velocidade Radial na linha central axial, para solução com C.fronreira *Outflow* e *Pressure Outlet*

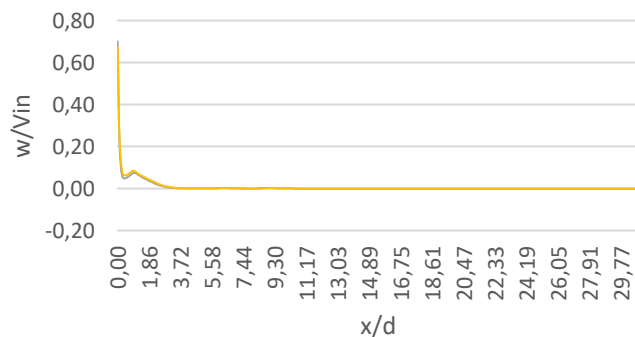


Figura 4-33 - Perfil normalizado da Velocidade Tangencial na linha central axial, para solução com C.fronreira *Outflow* e *Pressure Outlet*

4.4 Comparação do par de soluções 3D e 2D para o caso $Q = 0.0365\text{m}^3/\text{s}$

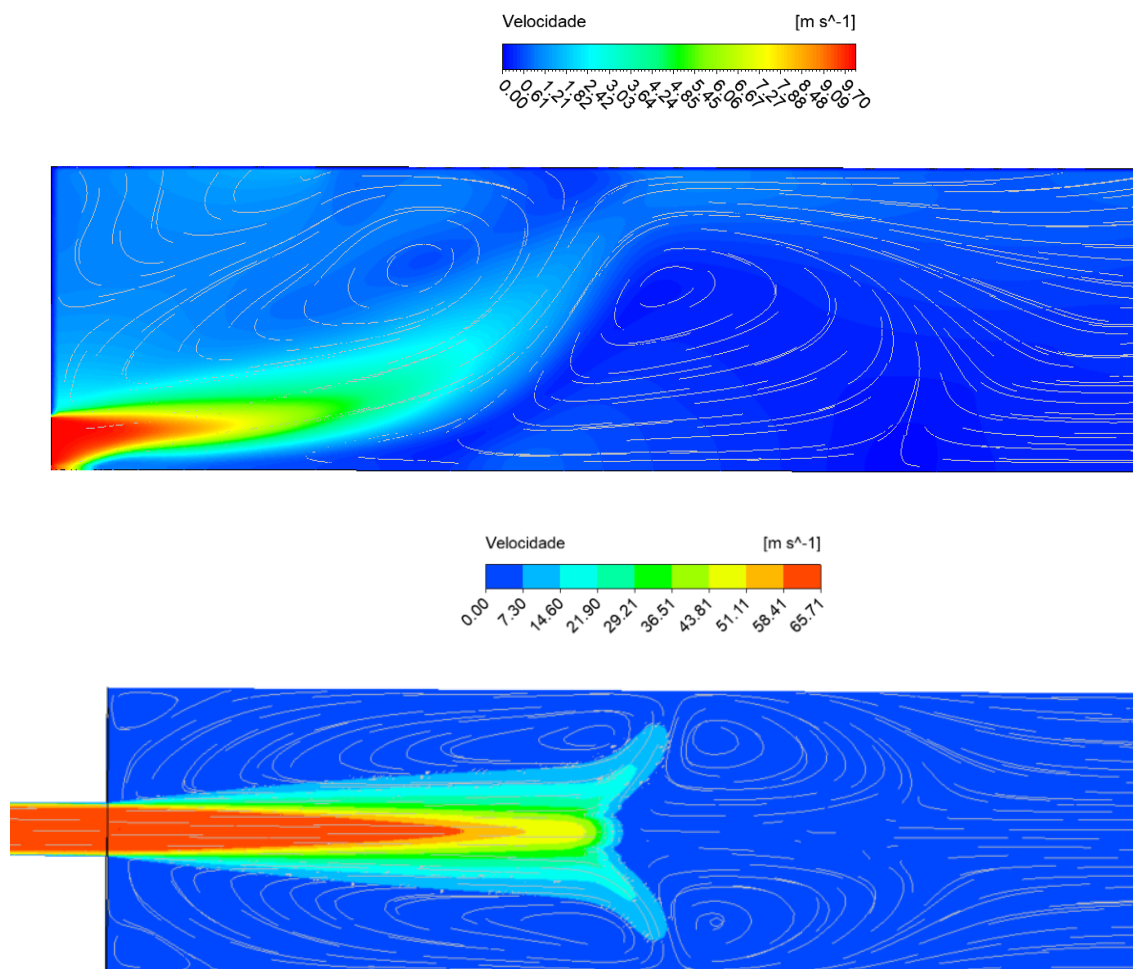


Figura 4-34 - Visualização da Velocidade ao longo da câmara

Observando as figuras 4.34, constata-se que o fecho da ZTRC para o caso 3D acontece aproximadamente para 11.28d e já para o caso 2D acontece para aproximadamente 6.79d, perfazendo um erro relativo de 66%.

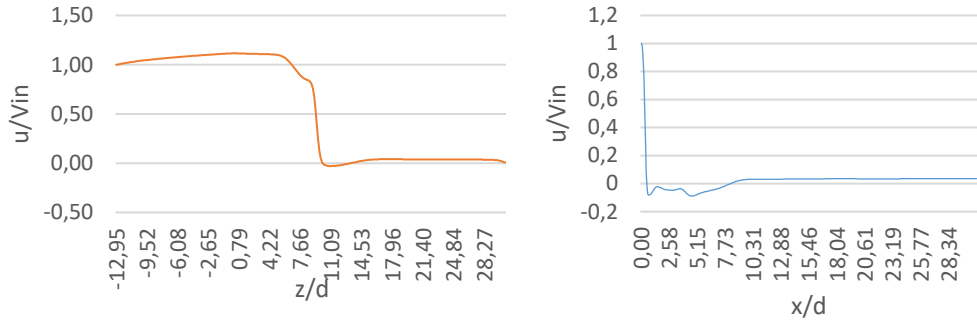


Figura 4-35 - Perfil normalizado da Velocidade Axial na linha central axial, para as solução 3D e 2D, respectivamente

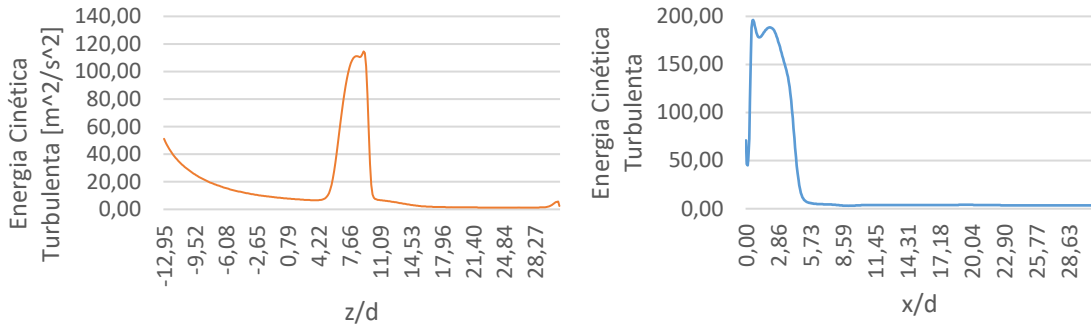


Figura 4-36 - Perfil da Energia Cinética Turbulenta na linha central axial, para as solução 3D e 2D, respectivamente

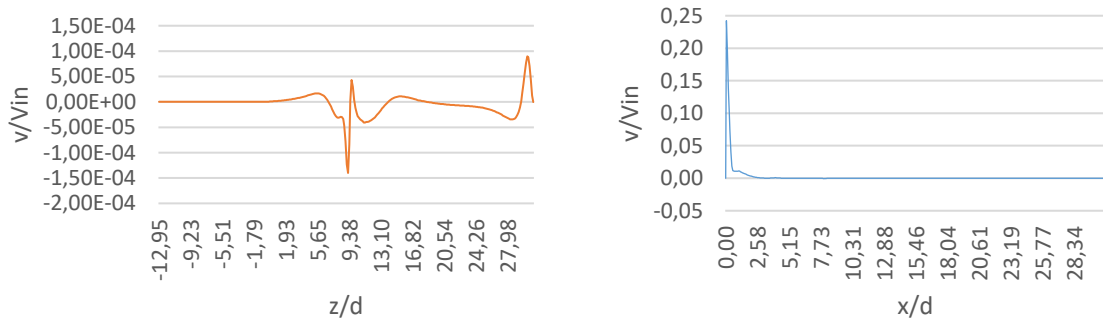


Figura 4-37 - Perfil normalizado da Velocidade Radial na linha central axial, para as solução 3D e 2D, respectivamente

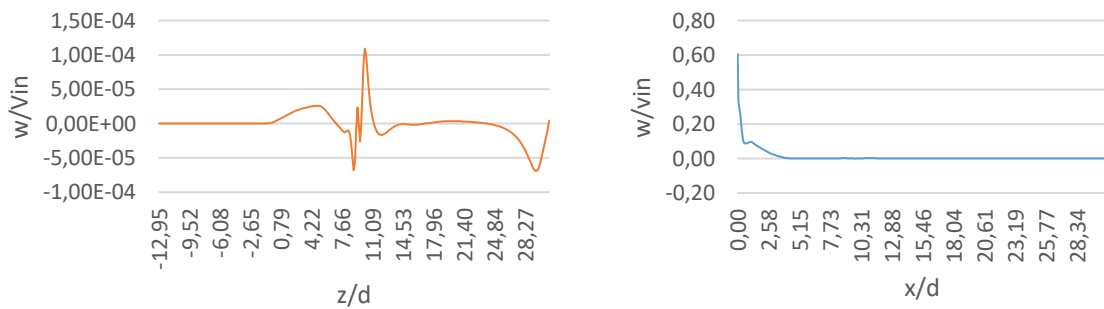


Figura 4-38 - Perfil normalizado da Velocidade Tangencial na linha central axial, para as solução 3D e 2D, respectivamente

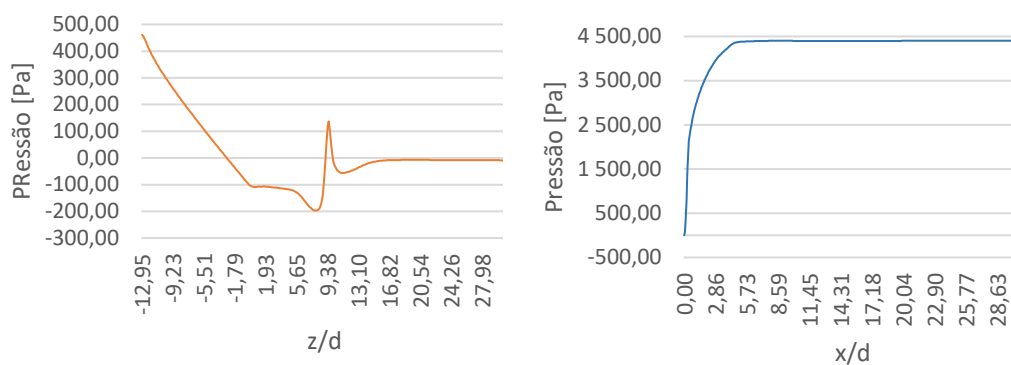


Figura 4-39 - - Perfil da Pressão na linha central axial, para as solução 3D e 2D, respectivamente

O caso 2D apresenta maior valor de energia cinética turbulenta assim como os valores de pressão e velocidade radial e tangencial, ao longo da linha central axial.

O valores de velocidade radial e tangencial, ao longo da linha central axial, no caso 3D, são tão próximos de zero que quase podem ser desprezados.

4.5 Visualização experimental com fumo

A seguinte visualização realizou-se numa instalação laboratorial localizada no Laboratório de Mecânica de Fluídos e Termodinâmica Aplicada (LMFTA) do Departamento de Engenharia Mecânica Industrial (DEMI) da FCT/UNL, tendo por base o trabalho experimental elaborado por Camilo (2017) e o artigo escrito por Vaz e Camilo (2017) em que são descritos pormenores da montagem laboratorial que não são abordadas neste documento. Foi montada por Vaz (2007) e também serviu como base para outros estudos, Xavier (2011) e Alves (2012).

A montagem laboratorial é composta por um ventilador, condutas, acessórios de ligação, um modelo de queimador e um modelo de câmara de combustão como se demonstra na Figura 5.1.



Figura 4-40 Instalação Experimental (Alves, 2012)

Neste trabalho experimental identificou-se um escoamento em forma de vórtice descendente. Para confirmar a sua existência e permitir a visualização do padrão do escoamento, utilizou-se uma técnica de visualização com fumo. Esta técnica baseia-se no embebedimento de um pau de incenso em óleo de sândalo que, quando aceso e introduzido na câmara de combustão, liberta partículas de fumo finas e leves que seguem o contorno do escoamento. A escolha do sândalo recaiu no facto deste óleo, quando queimado, libertar bastante fumo (Camilo, 2017).

4.5.1 Ventilador e Conduitas

Para gerar escoamento foi utilizado um ventilador centrífugo, cuja regulação de caudal é feita através do estrangulamento da admissão de ar. Utilizou-se um caudal de ar relativamente baixo $Q = 0,0365 [m^3/s]$ e $S=0.7$. O equipamento e respetivas características são identificados na seguinte figura:



Figura 4-41 - Ventilador (Camilo, 2017)

A ligação do modelo de queimador ao ventilador foi dimensionada de forma a minimizar as perdas de carga (Xavier, 2011). Esta ligação é composta por diferentes elementos. À saída do ventilador foi colocada de secção circular à qual se segue um elemento flexível, evitando a transmissão de vibrações de funcionamento do ventilador para a mesa do queimador (Xavier, 2011). Para a restante ligação foi utilizada canalização PVC (Camilo 2017).

O troço a seguir foi projetado de modo a garantir que o seu comprimento é suficientemente extenso para que o escoamento se admita totalmente desenvolvido. (Alves 2012).

Seguidamente está montada uma curva, escolhida de forma a garantir a menor perda de carga possível, apresentando uma curvatura suave, evitando a criação de zonas de recirculação significativas (Xavier, 2011). Para completar a ligação ao queimador foi introduzida uma contração para o diâmetro final de passagem. A jusante da contração foi colocada uma rede com o objetivo de reduzir a turbulência e equilibrar a distribuição de velocidades. A curva e a contração são apresentadas na Figura 4.3.



Figura 4-42 Curva e contração na conduta de admissão. (Camilo 2017)

1.1.1 Câmara de Combustão

O modelo de câmara de combustão, que serve de confinamento ao escoamento, é composto por um trecho cilíndrico oco, em acrílico, de comprimento 1101 mm, de diâmetro interior, 150,8 mm, e espessura de parede de 4 mm (Camilo, 2017). A escolha do material incidiu na sua transparência. O modelo pode ser identificado na seguinte figura:



Figura 4-43 - Modelo da Câmara de Combustão

4.5.2 Queimador e Gerador de Rotação

O modelo do queimador, Figura 5.5, é constituído por uma placa circular de poliuretano de diâmetro interno, 28 mm, e diâmetro externo 150,8 mm. O acesso ao gerador de rotação é efetuado pelo topo da placa circular. O gerador de rotação tem 10 pás planas inclinadas a $46,7^\circ$, fixas no cubo central, de diâmetro 7,3 mm, e num anel periférico, com diâmetro interior igual ao da conduta de admissão (Camilo 2017).

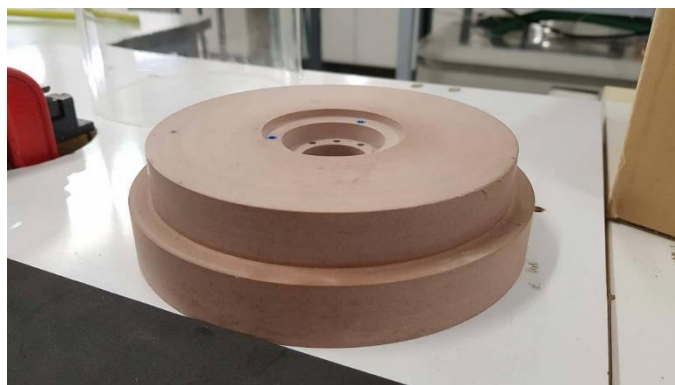


Figura 4-44 - Queimador

4.5.3 Visualização

No trabalho experimental de Camilo (2017), foi perceptível a clara incompatibilidade entre a luminosidade envolvente à instalação experimental e os reflexos (e consequentemente os ofuscamentos de fumo) provocados pela câmara de acrílico, sendo então necessário adotar algumas medidas propícias a um bom trabalho fotográfico.

Como não se pretendeu qualquer tipo de reflexo de luz no acrílico, foi necessário ajustar-se a luminosidade, ou seja, a fotografia foi tirada durante o período noturno, com um fundo de pano preto, a câmara de combustão acrílica foi forrada com espuma fórmica preta e utilizado um canal em U com uma fita led central (59 mm) a incidir perpendicularmente ao escoamento.

O canal em U foi forrado com espuma fórmica preta fazendo um canal de convergência para os feixes de luz. Através dos comprimentos da fita da espuma fórmica, foi possível calcular com precisão o ângulo de saída da difusão da luz, permitindo assim a iluminação centrada da câmara de combustão, onde ocorreu o escoamento, ocupando aproximadamente um raio da câmara ,75 mm.

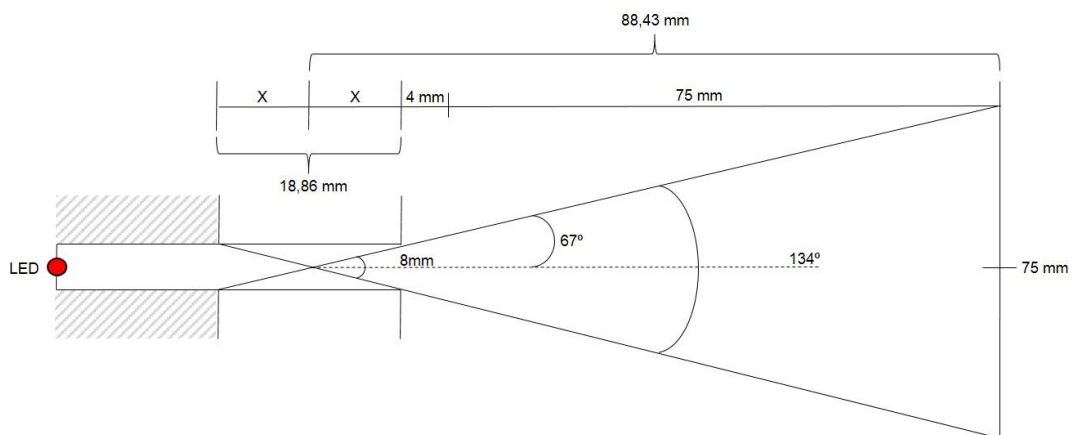


Figura 4-45 Esquema de cálculo do centro da iluminação

Para a visualização, utilizou-se um pau de incenso colocado à saída da câmara e o gerador de rotação na base da mesma. Seria de esperar que o fumo produzido seguisse a montante, no entanto, observou-se uma reversão do fumo para jusante, indicando a reversão do escoamento, produzindo um escoamento descendente helicoidal.

Este escoamento pode ser observado na seguinte figura:

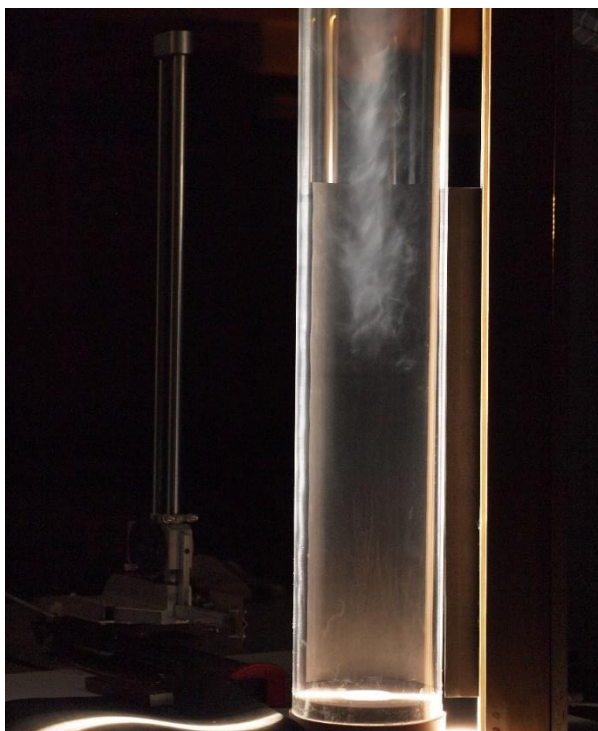


Figura 4-46 – Registo fotográfico do escoamento descendente em forma de vórtice com a haste de incenso colocado à saída da câmara.

4.6 Comparação do estudo numérico com o estudo experimental para o escoamento descendente helicoidal

Nenhum dos modelos, 2D e 3D, identificaram o escoamento descendente helicoidal. Como demonstrado anteriormente, para um $Q = 0.0365 [m^3/s]$ e $S = 0.8$, os resultados numéricos identificaram duas zonas de recirculação, uma localizada no centro da câmara de combustão e a jusante do cubo do gerador, e uma segunda mais próxima do canto do confinamento da câmara.

No caso 3D conclui-se que não apresentou o escoamento devido à condição de saída *Pressure Outlet* que impõe que as linhas de corrente sejam perpendiculares à secção onde está definida, o que não se garante para o escoamento descendente em vórtice. A condição de saída mais correta a utilizar seria o *Outflow*, no entanto o modelo não apresentou convergência. Para o caso 2D, este não identificou o escoamento devido à condição de simetria do escoamento. O escoamento descende em vórtice é um escoamento extremamente complexo, não apresentando uma simetria relativamente à linha central axial, nem as linhas de corrente perpendiculares à secção de saída.

Sugere-se que para confirmação do escoamento via numérica, se proceda ao melhoramento das qualidades da malha, sejam modeladas as velocidades axiais e tangenciais por UDF e seja utilizado o modelo *Les*, visto que é um modelo mais preciso e adequado para este tipo de escoamentos complexos.

5. Conclusão

Esta dissertação teve como objetivo estudar os diversos escoamentos turbulentos, não reativos e confinados provocados por um gerador de rotação anelar com uma coroa de pás, alterando alguns parâmetros de entrada tais como: o caudal e o número de *swirl*, através da ferramenta de simulação numérica, CFD. Como recurso utilizou-se o método RANS e o modelo de turbulência RSM (Reynolds Stress Model) da ferramenta Ansys Fluent 16.2.

Para o domínio da simulação numérica adotaram-se duas geometrias simplificadas da câmara, uma cilíndrica 3D e uma retangular 2D e respetivas dimensões. Com intuito de demonstrar a validade dos modelos, estes foram os resultados numéricos aos resultados presentes nas investigações de Camilo (2017).

Procedeu-se também à identificação, por via de uma visualização experimental, de um caso particular de um escoamento de vórtice descendente helicoidal.

5.1 Principais Conclusões

Verificou-se que para os casos estudados por Camilo (2017), existe de facto uma zona de recirculação central toroidal, onde o seu fecho acontece para $Q = 0.00571 [m^3/s], x = 9.82d$, $Q = 0.0050 [m^3/s], x = 6.79d$ e $Q = 0.0365 [m^3/s], x = 8.21d$.

Conclui-se que a velocidade axial inicialmente diminui com o aumento do ângulo das pás do gerador, convergindo no fim para um valor constante e que a localização do ponto de estagnação se move para jusante com o incremento do caudal, todavia regride no eixo axial com o incremento do ângulo das pás do gerador.

Observou-se que a energia cinética turbulenta para os diferentes números de *swirl* diminui ao longo da direção axial, no entanto aumenta com o aumento do ângulo da pá.

Apurou-se que a influência da condição de fronteira de saída apenas teve influência no perfil da energia cinética turbulenta, que se mostra superior no caso da C.F *pressure outlet*, e da pressão, onde apesar de apresentarem o mesmo valor em módulo, para *pressure outlet* o perfil de pressão é negativo contrariando o *outflow* que se demonstra positivo.

O estudo numérico apresentou uma ZRCT em ambos os casos, 2D e 3D, sendo que para o 3D, o fecho da ZCRT ocorre em $x = 11.28d$. O caso 2D apresenta maior valor de energia cinética turbulenta assim como os valores de pressão e velocidade radial e tangencial, ao longo da linha central axial.

Para o caso do escoamento descendente helicoidal, foi comprovada a sua existência por meio experimental, não obstante, o mesmo não aconteceu por meio numérico, devendo-se às condições fronteira de saída impostas que contrariam as características da natureza do escoamento.

Deixa-se como trabalho futuro a sugestão do melhoramento da qualidade das malhas assim como a sua discretização numérica. Sugere-se também que se apliquem os modelos de turbulência $k - \varepsilon$, *RSM*, *URANS* e *LES*. Sendo os modelos *LES* e *URANS* os mais indicados para o estudo de escoamentos de forte *swirl* complexos.

Bibliografia

- Alves, J. E. L. (2012). *Escoamento axissimétrico estabelecido por um jacto confinado: determinação experimental da localização do recolamento e da razão de recirculação*. Tese de Mestrado, FCT/UNL.
- Ansys. (2003). *Fluent 6.1. User's Guide*, (February), 1863. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0447.2011.01711.x>
- Archer, S., and Gupta, A. K. (2004): *The Role of Confinement on Flow Dynamics under Fuel Lean Combustion Conditions*, IECEC Conference, Providence, RI, August 16-19, 2004.
- Beér, J. M., & Chigier, N. A. (1972). *Combustion Aerodynamics. Fuel and Energy Science Series*. London: Applied Science Publishers LTD.
- Beér, J. M., & Chigier, N. A. (1972). *Combustion Aerodynamics. Reprint Edition*. Malabar: Robert E, Krieger Publishing Company.
- Camilo E. (2017). *Avaliação experimental do comprimento de bolhas de recirculação estabelecidas por geradores de rotação*. Tese de Mestrado FCT/UNL.
- Coelho, P., & Costa, M. (2007). *Combustão*. Lisboa: Edições Orion.
- El-Mahallawy, F., & Habik, S. E. (2002). *Fundamentals And Technology Of Combustion*. Elsevier.
- Ferziger, J. H., and Peric, M., 1999, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, 2nd ed., Springer-Verlag, Berlin.
- German, A. E., and Mahmud, T., 2005, "Modelling of Non-Premixed Swirl Burner Flows Using a Reynolds-Stress Turbulence Closure," *Fuel*, **84**(5), pp. 583–594.
- Gupta, A. K., Lilley, D. G., & Syred, N. (1984). *Swirl flows*. Abacus Press, Tunbridge Wells. [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(86\)90133-1](https://doi.org/10.1016/0010-2180(86)90133-1)
- Hoekstra, A. J., Derksen, H. E. A., and Akker, V. D., 1999, "An Experimental and Numerical Study of Turbulent Swirling Flow in Gas Cyclones," *Chem.Eng. Sci.*, **54**, pp. 2055–2065.
- Jawarneh A., Vatistas G. (2006), "Reynolds Stress Model in the Prediction of Confined Turbulent Swirling Flows" *J. Fluids Eng* 128(6), 1377-1382) doi:10.1115/1.2354530
- Jones, L. N., Gaskell, P. H., Thompson, H. M., Gu, X. J., and Emerson, D. R., 2005, "Anisotropic, Isothermal, Turbulent Swirling Flow in a Complex Combustor Geometry," *Int. J. Numer. Methods Fluids*, **47**, pp. 1053–1059.
- Jones, W. P., and Pascau, A., 1989, "Calculation of Confined Swirling Flows With a Second Momentum Closure," *ASME Trans. J. Fluids Eng.*, **111**, pp. 248–255.

- Khalil, A. E. E., Brooks, J. M., & Gupta, A. K. (2016). *Impact of confinement on flowfield of swirl flow burners*. *Fuel*, 184, 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.06.098>
- Launder, B. E., 1989, “*Second-Moment Closure and Its Use in Modelling Turbulent Industrial Flows*,” *Int. J. Numer. Methods Fluids*, 9(8), pp. 963–985.
- Leschziner, M. A., 1990, “*Modelling Engineering Flows With Reynolds Stress Turbulence Closure*”, *J. Wind Engineering and Industrial Aerodynamics.*, 35, pp. 21-47
- Thundil Karuppa Raj, R. and V. Ganesan, 2008. “*Study of recirculating flows development behind vane swirlers*”. *Int. J. Thermal Sci.*, 47, pp. 1204-1225.
- Tummers, M. J. (2003). *Confined Annular Swirling Jet Combustion, (September 2002)*, 545–578. <https://doi.org/10.1080/00102200390123863>
- Turns, S. R. (2000). *An introduction to combustion: concepts and applications. System* (Vol. 499). <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.07.121>
- Vaz, D. C. (2007). *Towards the Application of Flameless Combustion to Micro Gas Turbines*. Lisboa: Dissertação apresentada para obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica, na especialidade de Termodinâmica, pela Universidade Nova de Lisboa, Faculdade de Ciências e Tecnologia.
- Vaz, D.C. (2015) , “*Technique to locate key points in recirculating flows, using pitot tubes*”, *Experimental Techniques*, 39: 55-68.
- Vaz D., & Camilo E. (2017) “*Sobre o Uso do Tubo de Pitot para Localizar o Ponto de Sela num escoamento com Rotação.*” *XIII CIBEM 2017*
- Versteeg, H. e Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics -the finite volume method (second)*. PEARSON - Prentice Hall.
- Xavier, M. R. P. (2011). *Caracterização Experimental Da Aerodinâmica Interior De Um Modelo Laboratorial De Câmara De Combustão*. Tese de Mestrado FCT/UNL.

