

**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS**  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**Guilherme Loyola França de Vasconcellos**

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO AO REDOR DE UM  
CILINDRO CIRCULAR EM UM TÚNEL DE VENTO PARA BAIXAS  
VELOCIDADES**

**Belo Horizonte  
2015**

**Guilherme Loyola França de Vasconcellos**

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO AO REDOR DE UM  
CILINDRO CIRCULAR EM UM TÚNEL DE VENTO PARA BAIXAS  
VELOCIDADES**

**Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.**

**Orientadora: Prof.<sup>a</sup> Dra. Cristiana Brasil Maia**

**Belo Horizonte  
2015**

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

V331e Vasconcellos, Guilherme Loyola França de  
Estudo numérico e experimental do escoamento ao redor de um cilindro circular em um túnel de vento para baixas velocidades / Guilherme Loyola França de Vasconcellos. Belo Horizonte, 2015.  
146 f. : il.

Orientadora: Cristiana Brasil Maia  
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Túneis aerodinâmicos. 2. Camada limite. 3. Turbulência. 4. Cilindros. 5. Fluidodinâmica computacional. I. Maia, Cristiana Brasil. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.7.018.1

**Guilherme Loyola França de Vasconcellos**

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO AO REDOR DE UM  
CILINDRO CIRCULAR EM UM TÚNEL DE VENTO PARA BAIXAS  
VELOCIDADES**

**Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.**

---

Dra. Cristiana Brasil Maia (Orientadora) – PUC Minas

---

Dr. Sérgio de Moraes Hanriot – PUC Minas

---

Dr. Eduardo Bauzer Medeiros – UFMG

Belo Horizonte, 10 de julho de 2015.

## AGRADECIMENTOS

A todos que contribuíram para a realização deste trabalho:

À professora orientadora Cristiana Brasil Maia pelo incentivo e acompanhamento durante a realização do projeto fomentando o interesse pela pesquisa e desenvolvimento científico na universidade.

Ao professor Sérgio de Moraes Hanriot que desde a Iniciação Científica orientou e auxiliou na busca pelo conhecimento. Estando sempre aberto a ajudar no crescimento profissional e pessoal.

Ao meu pai, Marcos Vinicius de Vasconcellos, pelo amor, carinho e pela amizade que sempre me ajudaram no maior aprendizado de toda a vida. Serei sempre grato a você pela dedicação, carinho e pelo amor dados. Você sempre será o meu espelho de vida.

A minha mãe, Adriana, pelo apoio e carinho incondicionais, como só uma mãe é capaz. Muito obrigado por estar comigo em todos os momentos, demonstrando o quão maravilhosa uma mãe pode ser;

À Patrícia, minha namorada, pela compreensão e apoio nessa difícil jornada.

Aos meus irmãos, Tatiana e Vinícius, pelo grande aprendizado da vida.

Aos meus avós, Miriam, Bernardo, João e Meiga.

Aos meus amigos de mestrado e iniciação científica que contribuíram de diversas maneiras, inclusive, ajudando a tornar os estudos menos monótonos e mais divertidos.

A todos que de alguma forma contribuíram comigo nessa longa e árdua jornada meu muito obrigado.

## RESUMO

O fenômeno de geração de vórtices a jusante de corpos rombudos tem sido uma área de amplo interesse de estudo por profissionais da dinâmica dos fluidos. Para realizar estudos aerodinâmicos duas importantes ferramentas são os testes experimentais e numéricos. Os estudos ao redor de superfícies cilíndricas são de grande importância pelo fato de diversas geometrias encontradas no cotidiano possuírem este formato, como torres e plataformas e por ser possível modelar qualquer geometria como uma união de retas e curvas. O presente trabalho objetivou a análise numérica e experimental do escoamento ao redor de um corpo cilíndrico submerso em uma corrente de ar. Para a análise experimental foram realizadas medições de velocidade na entrada e na saída da seção de testes do túnel de vento, utilizando-se um tubo de Pitot e um anemômetro de fio quente. As medições foram repetidas após a inserção de um cilindro circular de alumínio, de 30 mm de diâmetro. Avaliou-se ainda a influência de um ressonador de Helmholtz. Para a análise numérica, simulou-se o comportamento do escoamento utilizando-se o código comercial Ansys - CFX<sup>®</sup> 14.5. Foram avaliados três modelos de turbulência ( $\kappa$ - $\omega$  SST,  $\kappa$ - $\epsilon$  padrão e EARSM BSL), comparando-se sua capacidade de prever o escoamento. Os resultados numéricos e experimentais mostraram boa concordância validando a metodologia utilizada. Entre os modelos de turbulência o  $\kappa$ - $\epsilon$  falhou em prever algumas das características do escoamento, não sendo recomendada sua utilização. Os resultados obtidos pelos modelos de turbulência  $\kappa$ - $\omega$  SST, e BSL EARSM foram bem próximos. Como o custo computacional do  $\kappa$ - $\omega$  SST é menor, sugere-se a sua utilização. O ressonador de Helmholtz não surtiu os efeitos esperados.

Palavras chave: Túnel de vento. Camada limite. Turbulência. Cilindro. CFD.

## ABSTRACT

The vortex generation on the downstream of blunt bodies is a relevant area for the fluid dynamics researchers. The experimental and numerical analyses are important tools to perform aerodynamic studies. The studies around the cylindrical surfaces have great importance due to various geometries found in daily life having this format, such as towers and oil platforms and can model any geometry as a union of lines and curves. This study aimed to the numerical and experimental analysis of the flow around a cylindrical body submerged in a stream of air. For the experimental speed measurements analysis were performed at the inlet and outlet in the test section of the wind tunnel, using a Pitot tube and a hot wire anemometer. The measurements were repeated after the insertion of an aluminum circular cylinder of 30 mm diameter. It was also evaluated the influence of a Helmholtz resonator in the fluid flow of the wind tunnel. For the numerical analysis, the flow behavior was simulated using the commercial code Ansys - CFX® 14.5. It was evaluated three turbulence models ( $\kappa$  - $\omega$  SST, standard  $\kappa$ - $\epsilon$  and EARSM BSL), comparing their ability to predict the characteristics of the flow. The numerical and experimental results showed good agreement each other validating the methodology used. Among the turbulence models, the  $\kappa$ - $\epsilon$  failed to predict some characteristics of the flow and for this is not recommended its use. The results obtained by the turbulence models  $\kappa$ - $\omega$  SST and BSL EARSM stayed very close. As the computational cost of the  $\kappa$ - $\omega$  SST is smaller than the BSL EARSM, it is suggested to use it. For the Helmholtz resonator it wasn't found the expected effects.

Keywords: Wind tunnel. Boundary layer. Turbulence. Cylinder. CFD.

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Contornos de vorticidade do escoamento ao redor do cilindro. ....	42
FIGURA 2 – Flutuações no campo de velocidade .....	49
FIGURA 3 – Crescimento da camada limite em uma placa plana.....	58
FIGURA 4 – Transições no cilindro e efeitos no arrasto e sustentação.....	59
FIGURA 5 – Escoamento típico ao redor de um corpo rombudo.....	60
FIGURA 6 – Regime de escoamento ao redor de um cilindro liso.....	63
FIGURA 7 – Camada limite no interior de dutos.....	64
FIGURA 8 – Camada limite sob uma placa plana com gradiente de pressão.....	65
FIGURA 9 – Velocidade normalizada por rotação do soprador.....	67
FIGURA 10 – Túnel de vento para baixas velocidades estudado.....	68
FIGURA 11 – Funcionamento de um tubo de Pitot.....	70
FIGURA 12 – Tubo de Pitot utilizado Dwyer 166.....	70
FIGURA 13 – Funcionamento de um anemômetro de fio quente.....	72
FIGURA 14 – Sondas utilizadas .....	72
FIGURA 15 – Sondas e elementos sensores .....	73
FIGURA 16 – miniCTA e resistências variáveis.....	74
FIGURA 17 – Microfone utilizado para os testes experimentais.....	75
FIGURA 18 – Esquema das montagens que foram realizadas.....	76
FIGURA 19 – Pontos de posicionamento do Pitot na seção de testes.....	77
FIGURA 20 – Posicionamento do cilindro e pontos de medição Pitot.....	78
FIGURA 21 – Posicionamento dos microfones no túnel de vento .....	80
FIGURA 22 – Cilindro fabricado em alumínio.....	81
FIGURA 23 – Medidas para posicionamento do cilindro na seção de testes .....	82
FIGURA 24 – Montagem cilindro na seção de testes .....	82
FIGURA 25 – Ressonador.....	84
FIGURA 26 – Posicionamento ressonador.....	84
FIGURA 27 – Modelo numérico da seção de testes do túnel de vento.....	92
FIGURA 28 – Modelo numérico do túnel de vento a ser utilizado.....	93
FIGURA 29 – Posições das linhas de tomada de velocidade.....	99
FIGURA 30 – Camada limite na seção de testes do túnel (a) EARSM (B) SST (c) $\kappa$ - $\epsilon$ .....	100
FIGURA 31 – Linhas de corrente - cilindro com diâmetro de 30 mm.....	102
FIGURA 32 – Perfis de velocidade no túnel de vento .....	103
FIGURA 33 – Perfis de velocidade no túnel de vento com cilindro.....	105
FIGURA 34 – Perfis de velocidade no túnel de vento com cilindro e ressonador.....	107
FIGURA 35 – Comparação na saída da seção de testes para as três montagens .....	108
FIGURA 36 – Perfil de velocidades no túnel sem cilindro com HWA .....	110
FIGURA 37 – Comparação HWA x Pitot túnel sem cilindro .....	110
FIGURA 38 – Intensidade turbulenta túnel de vento sem cilindro.....	111
FIGURA 39 – Perfis de velocidade saída da seção de testes com HWA montagem 2.....	112
FIGURA 40 – Intensidade turbulenta túnel com cilindro sem ressonador.....	113
FIGURA 41 – Perfis de velocidade saída da seção de testes com HWA montagem 3.....	114

FIGURA 42 – Intensidade turbulenta túnel com cilindro e com ressonador.....	115
FIGURA 43 – Espectros de pressão sonora entrada (a) saída (b).....	117
FIGURA 44 – Pontos de validação numérica.....	121
FIGURA 45 – Validação numérica para os três modelos de turbulência túnel sem cilindro	121
FIGURA 46 – Validação numérica para os três modelos de turbulência túnel com cilindro	122
FIGURA 47 – Plano de velocidades túnel sem cilindro (a) Três modelos (b) SST.....	124
FIGURA 48 – Perfis de velocidade na seção de testes para os três modelos de turbulência	125
FIGURA 49 – TKE x Posição.....	125
FIGURA 50 – Crescimento do ângulo do cilindro.....	126
FIGURA 51 – Coeficiente de pressão em relação ao ângulo do cilindro.....	127
FIGURA 52 – Coeficiente de atrito.....	128
FIGURA 53 – Plano de pressão na seção de testes.....	128
FIGURA 54 – Ampliação do plano de pressão na região do cilindro.....	129
FIGURA 55 – Plano de velocidades cilindro.....	130
FIGURA 56 – Perfil de velocidades ao longo da seção de testes.....	131
FIGURA 57 – Demonstrativo do perfil de velocidades ao longo da seção de testes.....	132
FIGURA 58 – Perfis de velocidade ao longo do cilindro.....	132
FIGURA 59 – Tensão de cisalhamento a montante do cilindro circular.....	134
FIGURA 60 – Comparativo entre os dois modelos numéricos e dados experimentais.....	135

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Constantes do modelo BSL EARS M.....	57
TABELA 2 – Incerteza resultados Pitot.....	88
TABELA 3 – Incertezas resultados anemômetro.....	89
TABELA 4 – Posições das linhas de tomada de velocidade.....	99
TABELA 5 – Níveis de pressão sonora média para o ressonador de Helmholtz.....	118
TABELA 6 – Exemplo de Teste de malhas realizado: seção de testes com cilindro.....	119
TABELA 7 – Características malhas convergidas.....	120

## **LISTA DE SIGLAS**

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas

ASME-American Society of Mechanical Engineers

ASTM- American Society for Testing and Materials

BSL EARSIM - Baseline Explicit Algebraic Reynolds Stress Model

CDTN-Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear

CFD- Dinâmica dos Fluidos Computacional

DNS-Simulação Numérica Direta

HWA- Hot Wire Anemometry

ISO - International Organization for Standardization

LES- Simulação de Grandes Escalas

RANS – Médias de Reynolds das Equações de Navier-Stokes

Re - Número de Reynolds

SST - Shear Stress Transport

UNNE - Universidad Nacional del Nordeste

URANS- Equações transientes de Reynolds.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A, B \text{ e } n$	Constantes de ajuste da lei de King.	[-]
$A_f$	Área Frontal.	[m <sup>2</sup> ]
$C_D$	Coeficiente de arrasto.	[-]
$C_P,$	Coeficiente de pressão.	[-]
$C_f$	Coeficiente de atrito	[-]
$D$	Diâmetro do duto.	[m]
$d$	Diâmetro do Pitot.	[m]
$E$	Variação da tensão.	[V]
$f$	Fator de inclinação do manômetro.	[-]
$F_D$	Força de arrasto.	[N]
$H$	Fator de forma.	[-]
$it_{\%}$	Intensidade turbulenta em porcentagem.	[%]
$L$	Comprimento característico.	[m]
$L_p$	Nível de pressão sonora.	[dB]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$P$	Pressão estática.	[Pa]
$P'$	Flutuação de pressão.	[Pa]
$P_{\infty}$	Pressão Estática na corrente livre.	[Pa]
$P_s$	Pressão sonora (dB).	[dB]
$P_{sref}$	pressão de referência (20 $\mu$ Pa).	[ $\mu$ Pa]
$R_a$	Rugosidade média.	[m]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$R_t$	Rugosidade total.	[m]
$S_{mx}, S_{my}, S_{mz}$	Termos fonte para cada direção.	[N/m <sup>3</sup> ]
$t$	Coordenada temporal no espaço.	[s]
$u, v, w$	Componentes da velocidade de escoamento nas respectivas direções x,y e z.	[m/s]
$\bar{U}_m$	Velocidade instantânea média.	[m/s]
$\bar{u}_i'$	Velocidade média das flutuações genérica na direção i.	[m/s]

$u', v' e w'$	Componentes de flutuação do vetor velocidade nas três direções coordenadas.	[m/s]
$U_{\infty}$	Velocidade de escoamento potencial.	[m/s]
St	Número de Strouhal	[-]
x, y, z	Coordenadas do espaço cartesiano.	[m]
$\Delta P$	Pressão dinâmica	[Pa]

## LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

$\delta$ -Espessura da camada limite [m]

$\delta^*$  - Espessura de deslocamento (m)

$\varepsilon$ -Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta

$\theta$  - Espessura da quantidade de movimento (m)

$\kappa$  - Energia cinética turbulenta ( $m^2/s^2$ )

$\mu$  - Viscosidade dinâmica ( $m^2/s$ )

$\rho$  - Massa específica ( $kg/m^3$ )

$\tau_{ij}$  – Tensor de tensão específico de Reynolds

$\bar{\varphi}$  - Propriedade genérica média

$\varphi$  - Propriedade genérica

$\varphi'$  - Propriedade genérica flutuante

$\omega$  - Frequência de dissipação da energia cinética turbulenta (1/s)

$\mu_t$ - Viscosidade turbulenta ( $kg/m.s$ )

$\tau$  - Tensão viscosa (Pa)

$\tau_{lam}$  - Tensão viscosa laminar (Pa)

$\tau_{turb}$  - Tensão viscosa turbulenta (Pa)

$\tau_{ij}$  - Tensor de tensões viscosas (Pa)

$\bar{\Phi}$  - Função de dissipação viscosa

$\nu$  - Viscosidade cinemática [ $kg/(m.s)$ ]

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>31</b>
1.1 Justificativa .....	34
1.2 Objetivos.....	35
1.3 Estrutura do trabalho .....	35
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>37</b>
2.1 Túnel de vento.....	37
2.2 Escoamento ao redor de cilindros .....	40
2.3 Ressonador .....	43
<b>3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>47</b>
3.1 Equações governantes do problema.....	47
3.2 Turbulência .....	48
3.2.1 Hipótese de Boussinesq .....	51
3.2.2 Modelo de turbulência $\kappa$ - $\epsilon$ .....	53
3.2.3 Modelo de turbulência $\kappa$ - $\omega$ SST .....	54
3.2.4 Modelo de turbulência BSL EARSM .....	56
3.3 Escoamentos ao redor de cilindros .....	57
3.4 Camada Limite .....	63
<b>4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b> .....	<b>67</b>
4.1 Túnel de Vento .....	67
4.2 Especificação e calibração da instrumentação.....	69
4.2.1 Tubo de Pitot .....	69
4.2.2 Anemômetro de fio quente .....	71
4.2.3 Microfone .....	74
4.3 Medições e planejamento experimental.....	75
4.3.1 Planejamento experimental do Tubo de Pitot .....	76
4.3.2 Planejamento experimental do Anemômetro de fio quente a temperatura constante.....	78
4.3.3 Planejamento experimental do microfone.....	79
4.4 Definição e posicionamento do cilindro .....	80
4.5 Ressonador de Helmholtz .....	83
4.6 Análise de incerteza experimental.....	84
4.6.1 Incerteza experimental do tubo de Pitot.....	85
4.6.1 Incerteza experimental do HWA e do microfone.....	88
<b>5 METODOLOGIA NUMÉRICA</b> .....	<b>91</b>
5.1 Procedimentos de solução numérica .....	91
5.2 Modelo numérico .....	92
5.3 Análise de incerteza numérica.....	95
<b>6 RESULTADOS</b> .....	<b>97</b>
6.1 Escolha do diâmetro do cilindro .....	97
6.2 Testes experimentais com tubo de Pitot .....	102
6.2.1 Túnel de vento sem cilindro e sem ressonador.....	103
6.2.2 Túnel de vento com cilindro e sem ressonador .....	105
6.2.3 Túnel de vento com cilindro e com ressonador.....	106

6.2.4 Comparações entre as montagens.. 108	6.3 Testes experimentais com anemômetro de fio quente. ....	109
6.3.1 Túnel de vento sem cilindro.....		109
6.3.2 Túnel de vento com cilindro e sem ressonador .....		111
6.3.3 Túnel de vento com cilindro e com ressonador.....		114
<b>6.4 Testes com microfones .....</b>		<b>116</b>
<b>6.5 Validações das simulações.....</b>		<b>119</b>
<b>6.6 Simulações com o túnel completo.....</b>		<b>123</b>
6.6.1 Túnel de vento sem cilindro.....		123
6.6.2 Túnel de vento com cilindro .....		126
<b>6.7 Simulações com a seção de testes .....</b>		<b>134</b>
<b>7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>		<b>137</b>
7.1 Conclusões .....		137
7.2 Sugestões para trabalhos futuros .....		138
<b>REFERÊNCIAS .....</b>		<b>140</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A mecânica dos fluidos é definida como a ciência que estuda o comportamento dos fluidos em repouso (estática dos fluidos) ou em movimento (dinâmica dos fluidos). Uma de suas vertentes é a aerodinâmica, que estuda a interação do escoamento do ar e suas forças resultantes em torno de corpos envolvendo diversas áreas da engenharia, especialmente a aeronáutica, automobilística e a espacial.

Os primeiros estudos do escoamento de fluidos vêm da antiguidade, mais provavelmente, do período pré-histórico, onde as armas eram desenvolvidas de paus e pedras simples formando lanças e flechas que necessitavam de uma boa aerodinâmica para possuir melhor desempenho e sucesso em caçadas. O estudo da mecânica dos fluidos ganhou notoriedade já anos antes de Cristo, com os estudos realizados pelo físico-matemático Arquimedes (287 a.C. - 212 a.C.) precursor das ideias de que todo objeto imerso em um fluido produz uma força contrária ao peso do corpo, denominada empuxo.

No mesmo período, outro grande avanço nos estudos da mecânica dos fluidos efetivou-se com a necessidade de transporte de água para a população, essencial para a ascensão do poderoso Império Romano e seus conhecidos aquedutos. Outra maneira de se transportar água foi utilizada na cidade helênica de Pergamon, cujos registros de tubulações de água datam de 283 a 133 a.C. Lá, foram construídas tubulações de argila e chumbo e a pressão para realizar o transporte de água podia atingir impressionantes 1,7 MPa.

Após esse período, importantes avanços foram feitos nos estudos envolvendo fluidos, mas nenhum capaz de revolucionar a maneira como o homem enxergava a potencialidade dos estudos da mecânica dos fluidos como durante a Renascença italiana. Durante aquele período se destacaram os trabalhos de cientistas como Galileu Galilei (1564-1642), Edme Mariotte (1620-1684), Evangelista Torricelli (1608-1647) e Blaise Pascal (1623-1662) que, por diferentes métodos científicos, investigaram a distribuição de pressão hidrostática e o vácuo. Edme Mariotte é constantemente nomeado como a primeira pessoa a realizar testes em túneis de vento hidrodinâmicos, nos quais mediu o arrasto de um modelo mantido estacionário em uma corrente de água.

O desenvolvimento científico durante a Renascença ocasionado pelo estudo da mecânica dos fluidos também trouxe avanços importantes para a aerodinâmica. Leonardo Da Vinci (1452-1519) formulou a lei de conservação da massa em escoamento permanente unidimensional (White, 2007). Galileu Galilei utilizou e estudou corpos em queda livre submersos em fluidos (GRANGER, 1995). Após a publicação do livro "*Principia*

*Mathematica*” de Isaac Newton (1642-1684), em que o segundo volume era todo dedicado à mecânica dos fluidos, e consequente publicação de seus postulados (leis do movimento e a lei da viscosidade dos fluidos lineares) problemas relacionados à quantidade de movimento enfim puderam ser resolvidos (WHITE, 2007).

Ao fim do período renascentista a mecânica dos fluidos tornou-se alvo de constantes pesquisas por sua visível contribuição em áreas que necessitam do conhecimento aerodinâmico, dentre outras aplicabilidades. O maior interesse por essa área da ciência ocasionou o surgimento da mecânica dos fluidos moderna liderada por Ludwig Prandtl (1875-1953). Ele inseriu a ideia de que o escoamento de um fluido pode ser dividido em duas partes, uma camada livre dos efeitos de atrito, escoamento potencial, e outra camada onde os efeitos da viscosidade devem ser considerados. Essa teoria, conhecida como teoria da camada limite, auxiliou e potencializou a importância de outras publicações como as realizadas por Daniel Bernoulli (1700-1782), que observou os efeitos da variação da pressão e da velocidade em um escoamento não viscoso, as equações de Navier-Stokes introduzidas por Navier (1785-1836) e Stokes (1819-1903) e o número de Reynolds originalmente explicado por Osborne Reynolds (1842-1912).

Outro renomado pesquisador da chamada mecânica dos fluidos moderna é Theodore von Kármán que publicou em 1911 sua obra “*Aerodynamic: selected topics in the light of their historical development*” onde estudou o padrão de vórtices e os mecanismos de arrasto do escoamento em corpos rombudos, assim como o ponto de separação da camada limite dos mesmos. Von Kármán não foi o primeiro a descrever o padrão dos vórtices gerados na esteira após o cilindro, mas foi o primeiro a fazer uma análise quantitativa teórica (GOLDSTEIN, 2013).

O fenômeno de geração de vórtices a jusante de corpos rombudos tem sido uma área de amplo interesse de estudo por profissionais da dinâmica dos fluidos. Além de von Kármán esse tipo de escoamento foi intensamente estudado por Roshko, Tritton e Berger (PARK, LADD E HENDRICKS, 1994).

Há dois tipos de abordagem fundamentais para análise de problemas relacionados à fluidodinâmica. A primeira é a abordagem experimental e a segunda é a resolução de equações diferenciais ou integrais, analítica ou numericamente (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Os testes experimentais em túneis de vento permitem a realização de ensaios controlados do escoamento em torno de corpos. O objetivo destes testes é simular condições de um escoamento não limitado por fronteiras sólidas, muito embora limitações sobre

tamanho de equipamento tornem esse objetivo inatingível na prática (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2010).

De acordo com Lo e outros (2013), ventilações forçadas têm, usualmente, sido estudadas dentro de túneis de vento devido à sua capacidade de produzir ventos controlados, consistentes e reproduzíveis para análise.

Esses equipamentos são utilizados para testes aerodinâmicos, sendo uma das maneiras mais eficazes de se conhecer as características do escoamento sobre corpos com diferentes geometrias (BARLOW; RAE; POPE, 1999). Os túneis de vento possuem uma ampla aplicação na indústria automobilística, sendo utilizados também na construção civil e em estudos das forças atuantes em aeronaves. Nestes estudos, é de grande importância a caracterização da força de arrasto, que em corpos cilíndricos está ligada à área frontal, à massa específica do fluido, ao número de Reynolds, à rugosidade do corpo e ao coeficiente de arrasto (WHITE, 2007).

O primeiro túnel de vento surgiu por volta de 1807 com Wenham, antes mesmo do voo do primeiro avião. Não é de se surpreender que isso tenha ocorrido. Para voar, o ser humano teve que primeiro entender o escoamento de ar sobre superfícies e sua relação com forças como arrasto e sustentação (BAALS; CORLINS, 1981).

Geralmente, para testes em túneis de vento são utilizados modelos em escala reduzida devido ao tamanho limitado de suas seções de testes. Para que dados experimentais possam ser reproduzidos com confiabilidade em escala, faz-se necessária a análise dimensional de escoamentos. Testes com modelos se assemelham aos resultados reais encontrados por protótipos apenas se o modelo e o túnel garantirem semelhança geométrica – dimensões proporcionais entre modelo e protótipo –, semelhança cinemática – o número de Reynolds do modelo e da peça real deve possuir o mesmo valor – e semelhança dinâmica – a quantidade e a natureza das forças e as forças da interação fluido-estrutura devem ser proporcionais.

Outra importante ferramenta para estudos aerodinâmicos tem sido a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Muitos dos problemas de escoamento de fluidos são bastante complexos, tanto geométrica quanto fisicamente, de maneira que não podem ser resolvidos de forma analítica. Eles devem ser testados por experimentos ou aproximados pelas técnicas de CFD.

Entender o escoamento ao redor de cilindros circulares tem sido historicamente um grande desafio para pesquisadores, devido à sua complexidade e à natureza transiente da esteira gerada. Entretanto, nas últimas décadas o crescente avanço do poder de processamento

dos computadores tem tornado possível a solução de problemas altamente complexos (STRINGER; ZANG; HILLIS, 2014).

As técnicas de CFD não são capazes de substituir os túneis de vento por completo, uma vez que elas precisam de validação experimental, geralmente realizada em túneis de vento (MOONEN E OUTROS, 2006). Essa necessidade é evidenciada por van Hooff e Blocken (2012) e Allegrini, Dorer e Carmeliet (2014), que afirmam que o uso de modelos numéricos requer validação por meio de dados experimentais em escala reduzida ou em escala real para possuírem confiabilidade. Segundo os autores, desde as décadas passadas uma quantidade crescente de linhas de pesquisa tem estipulado a importância da validação das técnicas de CFD para garantir a confiabilidade dos resultados numéricos computacionais. Neste trabalho foram realizados testes experimentais em túneis de vento e utilizadas técnicas de CFD para analisar o escoamento ao redor de um cilindro circular, uma complementando a outra.

## **1.1 Justificativa**

O estudo do escoamento ao redor de superfícies cilíndricas e a utilização correta de técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional para a predição de gradientes de pressão e estudo do descolamento da camada limite tem sido um grande desafio para os pesquisadores.

São inúmeros os exemplos de escoamentos de grande importância prática nos quais pode ser encontrada separação. Aeronaves durante o pouso e a decolagem têm suas asas submetidas a elevados ângulos de ataque, podendo apresentar uma extensa zona descolada no seu extradorso e uma esteira viscosa significativa. O escoamento ao redor de veículos apresenta as mesmas características fluidodinâmicas, inclusive em carros de corrida.

A análise e a compreensão mais aprofundadas desse tipo de escoamentos têm sido essenciais para o desenvolvimento da ciência e da tecnologia em várias áreas do conhecimento nas últimas décadas. Os avanços alcançados nas indústrias, principalmente no que se concerne aos estudos do escoamento separado e da força de arrasto, só se concretizam com o desenvolvimento da aerodinâmica.

Segundo Hinsberg (2015) o estudo do escoamento ao redor de superfícies com seções circulares têm recebido uma atenção especial ao longo dos últimos anos devido à sua relevância nas aplicações de engenharia como em plataformas de petróleo, cabos de transmissão e sistemas de trens de pouso de aeronaves.

O escoamento ao redor de corpos rombudos pode provocar fenômenos ainda mais desafiadores para o estudo fluidodinâmico, como, por exemplo, a separação alternada dos vórtices. Em corpos cilíndricos a transição da camada limite do regime laminar para o regime turbulento e as vibrações induzidas por vórtices são constantemente alvos de estudos principalmente em indústrias marinhas, como petroleiras e empresas de tubos submarinos.

## 1.2 Objetivos

O presente trabalho objetiva a análise numérica e experimental do escoamento ao redor de um corpo cilíndrico submerso em uma corrente de ar. Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Caracterizar experimentalmente a seção de testes de um túnel de vento para baixas velocidades.
- Analisar experimentalmente o escoamento ao redor de um cilindro circular utilizando tubo de Pitot, anemômetro a fio quente e microfones.
- Analisar a influência da inserção de um ressonador de Helmholtz na seção de testes do túnel de vento no comportamento do escoamento ao redor do cilindro estudado.
- Caracterizar numericamente a seção de testes do túnel de vento usando técnicas de CFD.
- Comparar os resultados experimentais com os obtidos numericamente.
- Avaliar a influência de três modelos de turbulência nos resultados numéricos obtidos para o túnel de vento.

## 1.3 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está dividido em sete capítulos. O capítulo 2 traz uma revisão bibliográfica, o capítulo 3 aborda os fundamentos teóricos sobre o assunto a fim de apresentar conceitos para melhor compreensão da metodologia utilizada. Nos capítulos 4 e 5 são mostradas as metodologias experimental e numérica, respectivamente, seguida do capítulo 6, no qual são dispostos os principais resultados obtidos. O capítulo 7 apresenta as principais conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem por objetivo apresentar o estado da arte relacionado ao escoamento ao redor de corpos imersos em fluidos, túneis de vento e a dinâmica dos fluidos computacional.

### 2.1 Túnel de vento

Túneis de vento são equipamentos criados para obter o controle de escoamentos de ar. A partir desse controle, estudos sobre comportamentos de determinados corpos podem ser reproduzidos em seu interior com a confiabilidade de que os dados obtidos serão próximos aos resultados reais (WITTER; MOLLER, 2000). Eles são utilizados para resolver problemas associados a escoamento fluidodinâmico na interação fluido-estrutura, destacando-se os estudos relacionados às indústrias aeronáutica e automobilística, à construção civil e ao meio ambiente.

Esses equipamentos são comumente aplicados em estudos de escoamentos sobre edificações (LAROSE E OUTROS, 2014) e na previsão das alterações do padrão de escoamento resultantes de construções, como em projetos de pontes (DIANA E OUTROS, 2013), visando à prevenção de erros de construção como os que aconteceram com a ponte de Tacoma Narrows nos Estados Unidos em 1940 e Millenium Bridge na Inglaterra em 2000. Eles também são utilizados na previsão dos efeitos de escoamentos externos como falésias (PIRES e outros, 2010), onde a camada limite atmosférica torna-se fator crucial na determinação da interferência fluido-estrutura e de impacto ambiental; e no escoamento ao redor de superfícies aerodinâmicas como asas de aviões (LUO; CHEN, 2012), mísseis autopropulsados (ZHANG; WANG; YU, 2013) e corpos rombudos, como cilindros retangulares (BRUNO; SALVETTI; RICCIARDELLI, 2014) e corpos de Ahmed (KOURTA; LECKER, 2013). São também utilizados para outros tipos de situações como no estudo da interação entre o corpo humano e a atmosfera (LI; ITO, 2014) e na calibração de equipamentos que se utilizam da velocidade do vento, como o anemômetro de fio quente (PEZZOTTI E OUTROS, 2011).

Segundo Green e Quest (2011) o primeiro túnel de vento do mundo foi construído por Wenham na Inglaterra em 1871 com o objetivo de testar diversos tipos de formatos de asas. Mesmo com as limitações de seu túnel de vento, Wenham obteve resultados importantes. Foi observado por ele que para pequenos ângulos de incidência a força de sustentação variava na

proporção do seno desse ângulo. Além disso, verificou-se que asas com altas razões de aspectos produzem maiores forças de sustentação que asas com menores razões de aspecto.

Ainda que o primeiro túnel de vento tenha sido criado no século XIX, seu desenvolvimento foi impulsionado pelo advento da indústria aeronáutica entre 1900 e 1960 (BAKER, 2007). Os irmãos Wright construíram por volta de 1902 seu próprio túnel de vento e, com as informações fornecidas pelos dados experimentais obtidos através dele, montaram o seu planador de número três (GREEN; QUEST, 2011). Após esse período, de 1960 a 1980 os túneis de vento tornaram-se uma ferramenta robusta para fins de projetos aerodinâmicos (BAKER, 2007).

Apesar de hoje os dados experimentais serem uma ferramenta confiável e bastante utilizada pela indústria, sua confiabilidade proveniente de testes em túnel de vento depende do conhecimento da qualidade do escoamento na seção de testes (REIS; FALCÃO FILHO; MORAIS, 2014). É de extrema importância ter um escoamento controlado e caracterizado dentro de um túnel de vento para assegurar repetibilidade e também para permitir comparação entre teoria e modelagem (MERRINSON E OUTROS, 2008).

Segundo Fu e outros (2008) os resultados de medições experimentais de modelos devem ser comparados com os dados de testes em túnel de vento para analisar a precisão dos resultados obtidos e assim conseguir uma melhor adequação das técnicas utilizadas em testes.

Existem quatro categorias de túneis de vento, quando classificados pela velocidade do escoamento na seção de testes (MESSINA, 2012): subsônicos, transônicos, supersônicos e hipersônicos. Os túneis de vento subsônicos operam com o escoamento no interior da seção de testes com números de Mach inferiores 0,3, os transônicos operam com a seção de testes com o número de Mach entre 0,8 e 1,2, nos supersônicos a seção de testes possui um escoamento com Mach entre 1,2 e 5 e no hipersônico Mach possui valores entre 5 e 15 (OWEN E OWEN, 2008).

De acordo com Wilson (2008) os túneis de vento podem também ser divididos em duas diferentes categorias, túneis de vento de circuito aberto e de circuito fechado. A diferença entre eles é que no primeiro o fluido utilizado é sempre proveniente do ambiente externo e no segundo o fluido utilizado é o mesmo, ou seja, ele recircula no interior do túnel e passa várias vezes pela seção de testes.

Wittwer e Möller (2000) avaliaram a qualidade do escoamento de ar do túnel de vento para baixas velocidades da Universidade Nacional do Nordeste (UNNE), Chaco, Argentina. O túnel da UNNE tem o propósito de estudar a camada limite atmosférica e aerodinâmica de modelos estruturais. Embasando-se na norma ABNT-NBR 6123 classe IV – padrão brasileiro,

os autores utilizaram técnicas de anemometria a fio quente para obter as velocidades médias e suas flutuações. Os resultados avaliados na seção de testes mostraram campos de velocidades uniformes e baixas intensidades turbulentas. Os autores concluíram que para o propósito estudado o túnel era uma boa ferramenta a ser utilizada.

Guzella e outros (2010) estudaram experimental e numericamente a seção de testes de um túnel de vento para baixas velocidades feito de madeira. Para os testes experimentais utilizaram as técnicas de pitometria e anemometria a fio quente. Nas simulações numéricas utilizaram como metodologia para tratamento dos efeitos turbulentos as Médias de Reynolds das Equações de Navier-Stokes (RANS, do inglês *Reynolds-Average Navier Stokes*) e escolheram como modelo de turbulência o  $\kappa$ - $\omega$  Shear Stress Transport (SST). Comparações dos resultados numéricos e experimentais foram feitas com dados teóricos presentes na literatura, indicando que o escoamento no interior do túnel estava adequadamente mapeado e assim ele poderia ser utilizado na avaliação aerodinâmica de modelos e protótipos.

Sullivan e outros (2013) construíram um túnel de vento de circuito aberto e à prova de fogo para realizar testes de incêndios florestais, podendo reproduzir diversas condições de queima. Para a construção do túnel era desejada a redução da turbulência nas condições de escoamento na entrada, para melhor representar escoamentos florestais. Durante o projeto do túnel de vento foram avaliados diversos fatores, como orçamento e parâmetros de construção, tais como elevada qualidade do escoamento, tamanho da seção de testes para permitir o estudo da propagação de chamas, e dimensões do local de trabalho. A partir desses critérios os autores decidiram construir uma seção de testes quadrada de arestas de 2m e comprimento de 4,8m. Anemômetros, termopares, tubos de Pitot e câmeras térmicas e infravermelhas foram utilizados como instrumentação para a caracterização dos resultados. Isso possibilitou a análise do escoamento no interior do túnel, a avaliação da camada limite nas paredes, indicando não uniformidade do escoamento ao longo da seção de testes e permitindo uma série de modificações que ocasionaram melhorias para o escoamento do túnel.

Como conseguinte a instalação de agulhas, que diminuem a vorticidade e a turbulência do escoamento no interior do túnel de vento, foi proposta. Apesar das melhorias, os autores concluíram que para o objetivo proposto o túnel ainda não reproduzia fielmente o escoamento externo de incêndios florestais, mas era possível utilizar dados como a direção de propagação das chamas. A partir dessa avaliação propuseram mudanças. Uma delas foi a verticalização do túnel para impedir efeitos de bloqueio no escoamento, devido à estagnação da fumaça, aumentando a velocidade do escoamento, o que não ocorre em incêndios florestais, que são expostos à atmosfera.

No caso dos túneis de vento para baixas velocidades de circuito aberto o escoamento não ultrapassa velocidades de 134 m/s, podendo ser considerado incompressível e o escoamento de ar na seção de testes é sempre proveniente do ambiente externo (BARLOW; ERA; POPE, 1999). A velocidade do escoamento é importante para se calcular o número de Reynolds (Re), um importante parâmetro na análise de escoamentos externos, como ao redor de perfis NACA (KIM; CHANG, 2014), e internos, como bocal e difusores (SINGHAL; GARIMELLA; MURTHY, 2004).

## 2.2 Escoamento ao redor de cilindros

Algumas estruturas encontradas no cotidiano possuem formatos cilíndricos, como pontes, torres, chaminés e até mesmo troncos de árvores. Torna-se, portanto, de grande importância o estudo do escoamento ao redor de superfícies nesse formato. Norberg (2003) cita ainda o escoamento ao redor de plataformas de petróleo, mastros, cabos, esteiras e fios como exemplos de escoamentos ao redor de superfícies cilíndricas.

Aliada a essa motivação, os estudos ao redor dessas superfícies também são importantes por ser possível modelar qualquer geometria como sendo uma união de retas e curvas. O comportamento do escoamento ao redor de superfícies planas e corpos rombudos tem sido estudado numérica e experimentalmente por diversos pesquisadores ao longo dos anos.

Pastó (2008) estudou o comportamento de vibrações induzidas por vórtices em um cilindro circular para escoamentos laminares e turbulentos na seção de testes de um túnel de vento. Os experimentos foram feitos variando-se a velocidade do escoamento e a rugosidade do cilindro. O túnel de vento utilizado para os testes experimentais possuía uma seção de testes de 2,4 m de comprimento e 1,6 m de altura. O cilindro estudado era feito de fibra de carbono e possuía 155 mm de diâmetro e 2,3 m de comprimento. Para os testes experimentais foram utilizados anemômetros de fio quente. O autor concluiu que o número de Reynolds (Re) é um importante parâmetro na avaliação de vórtices e com atuação preponderante na força de arrasto, que sofre uma brusca queda devido ao desprendimento de vórtices.

Lakehal (1999) estudou a capacidade de um modelo de turbulência  $\kappa$ - $\epsilon$  modificado prever o escoamento ao redor de um cilindro circular com paredes rugosas, em duas e três dimensões. O autor também testou dois diferentes tipos de construção de malha. A rugosidade foi imposta através da inclusão de um termo dissipador nas equações de Navier-Stokes e de um termo fonte na equação de energia cinética turbulenta. O autor concluiu que o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$

proposto para o escoamento ao redor dos dois cilindros circulares e tridimensionais foi satisfatório para uma gama de rugosidades de superfície, quando comparados com testes experimentais. Ele afirma ainda que, de um ponto de vista físico, os resultados experimentais sustentam a tese de que a rugosidade de uma superfície altera o regime do escoamento para mesmos números de Reynolds. De um modo geral, as simulações do autor obtiveram separações da camada limite por volta de  $75^\circ$  do cilindro para o regime laminar e  $130^\circ$  para o regime turbulento.

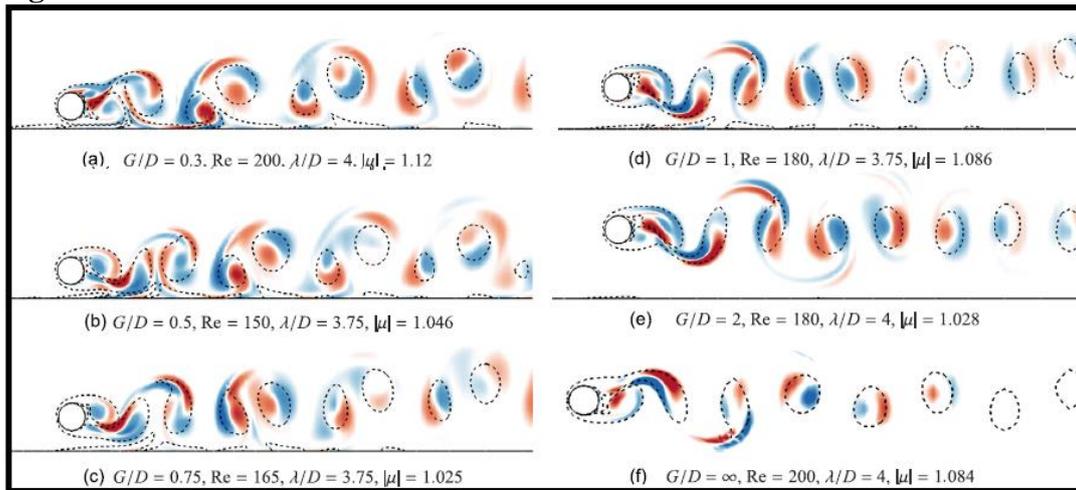
Lixia e outros (2013) estudaram numericamente o escoamento ao redor de um cilindro circular estacionário, com números de Reynolds da ordem de grandeza de 50 a 200, em regime laminar. Para isso os autores definiram que, para não haver efeitos de bloqueio no escoamento estudado, as distâncias dos contornos em relação ao centro do corpo utilizado nas simulações deveriam ser superiores a oito diâmetros do cilindro. O escoamento foi considerado incompressível com propriedades constantes. Para a resolução do problema um sistema de interpolação de segunda ordem e técnicas de volumes finitos foram utilizados. A convergência da malha foi observada em detalhes para Reynolds igual a 100. Uma análise quantitativa dos vórtices e do ponto de separação foi realizada. Os resultados obtidos, apresentados na forma de gráficos de vorticidade, coeficiente de pressão e coeficiente de sustentação, para as simulações em três dimensões mostraram valores próximos dos estimados por testes experimentais realizados anteriormente, inclusive com o número de Strouhal – número adimensional que indica a frequência de desprendimento de vórtices de um escoamento – aumentando a medida que se incrementa o número de Reynolds.

Al-Maliky (2013) investigou numericamente o escoamento laminar ao redor de cilindros de diâmetros diferentes, em rotação. O escoamento foi resolvido no programa de CFD Fluent<sup>®</sup> através da técnica de volumes finitos. O autor concluiu que os principais parâmetros avaliados, coeficiente de atrito e pressão, aumentaram com o incremento da taxa de rotação dos cilindros a Re conhecidos.

Rao e outros (2013) analisaram numericamente o escoamento através de um cilindro circular a diferentes distâncias de uma parede com número de Reynolds variando entre 25 e 200. Essas distâncias foram adimensionalizadas através da razão da distância da parede com o ponto perpendicular mais próximo ao cilindro circular, e alteradas para permanecerem dentro de dois intervalos limites. A posição do cilindro mais próxima à parede não ultrapassou 0,005 e a mais distante tendeu a infinito (nenhuma parede). As equações de Navier-Stokes foram resolvidas para um fluido incompressível utilizando o método dos elementos espectrais aplicado a Simulação Numérica Direta (DNS). Para evitar efeitos de bloqueio no escoamento

e possíveis distorções nos resultados, os autores impuseram limites dimensionais para o domínio de 100 diâmetros do cilindro de distância para a montagem em relação à entrada e à saída do domínio bidimensional e 150 diâmetros para o limite vertical. Segundo os autores isso contribuiu para que o número de Strouhal ( $St$ ) não sofresse o efeito de variações pelas grandes dimensões do domínio. A Figura 1 mostra os contornos de vorticidade de perturbações laterais para diferentes alturas obtidos pelos autores.

**Figura 1 – Contornos de vorticidade do escoamento ao redor do cilindro.**



Fonte: adaptada de Rao (2013).

$G/D$  representa a distância do cilindro em relação à parede,  $Re$  representa o número de Reynolds ao qual o escoamento ao redor do cilindro está sujeito e  $\lambda/D$  representa o comprimento máximo alcançado pelos vórtices de Von Kármán em relação ao diâmetro do cilindro. Segundo os autores, é perceptível o desprendimento dos vórtices de von Kármán e os vários níveis de interação entre a parede e o escoamento ao redor do cilindro, alterando o ponto de separação da camada limite no cilindro e influenciando o comportamento da esteira. Nota-se, entretanto, que para pequenas alturas, a condição de não-deslizamento da parede que contribui para o modo das estruturas do escoamento não é o fator dominante para o campo de perturbações gerado. Os autores concluem que a aproximação do cilindro da parede leva a um estado de esteira caótica ocasionando desprendimentos periódicos. Além disso, os escoamentos tridimensionais são resultantes de instabilidades no escoamento bidimensional para altos números de Reynolds.

Stringer, Zang e Hillis (2014) desenvolveram e testaram uma metodologia numérica para o cálculo do escoamento ao redor de cilindros circulares. Para isso utilizaram os programas de Dinâmica dos Fluidos Computacional, Ansys-CFX® (comercial) e OpenFOAM® (código aberto). Diversas condições de escoamento foram simuladas baseando

em uma variação dos valores de  $Re$  de 40 a  $10^6$  e diferentes diâmetros do cilindro. Por questões práticas foram simulados casos bidimensionais utilizando-se as equações transientes de Reynolds (*Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes* – URANS), para que os tempos de simulação fossem baixos. Os resultados são apresentados para força de arrasto, força de sustentação, frequência de desprendimentos dos vórtices – a partir do número de Strouhal ( $St$ ) –, exatidão do tempo de simulação e correlações de camada limite. Nos resultados obtidos foram encontradas diferenças entre os dois códigos utilizados. Enquanto o OpenFOAM apresentou boa correlação quando comparados com dados experimentais para baixos Reynolds até o regime subcrítico, o código comercial da Ansys® mostrou maior eficácia para escoamentos a altos Reynolds do regime subcrítico ao regime crítico.

De acordo com os autores, essa variação demonstrada está relacionada à sensibilidade do caso a restrições matemáticas utilizadas pelos *solvers*, tornando necessário um estudo de parâmetros para resolução de problemas desse tipo. Eles concluíram que a metodologia proposta pode ser utilizada como um processo de referência para códigos resolvendo escoamentos ao redor de estruturas cilíndricas.

Zhang e outros (2015) estudaram numericamente o escoamento ao redor de um cilindro circular em duas condições: finita (com fronteiras em um dos lados) e infinita (sem fronteiras em ambos os lados). Para isso as simulações utilizaram a metodologia de tratamento da turbulência LES. O cilindro estudado possuía uma relação de 1,5 entre seu comprimento e o seu diâmetro. Os autores concluíram que o escoamento do cilindro finito afeta significativamente a esteira gerada a jusante do cilindro. Eles avaliaram também que o coeficiente de arrasto e de flutuação do cilindro circular finito são menores em relação aos do cilindro infinito, com o coeficiente de arrasto sofrendo reduções de até 25%. Segundo eles essa redução ocorre devido às influências do escoamento advindo do topo do cilindro.

Em simulações CFD ao redor de cilindros a escolha do domínio físico é um problema comum. Portanto, o tamanho do domínio computacional e o custo computacional devem ser balanceados para se obter melhores resultados. (LIXIA E OUTROS, 2013).

### **2.3 Ressonador**

A acústica pode ser definida como o estudo das vibrações e ondas mecânicas nos meios materiais (NEPOMUCENO, 1968). Ela é uma área da engenharia que estuda a propagação do som causado pelo movimento turbulento de um fluido (VANUCCI, 2013). A análise de ruídos provenientes do escoamento ao redor de corpos rombudos é um tópico de

muitos estudos na área de engenharia. Segundo Ogumo, Yamagata, e Fujisawa (2013) exemplos desse tipo de análise podem ser encontrados no design de rotores para turbinas eólicas, cabos, torres e construções.

Segundo Inasawa, Asai e Nakano (2013) os recentes desenvolvimentos em CFD tem impulsionado a habilidade dos programas em prever o ruído gerado por corpos aerodinâmicos em várias aplicações. Isso se deve à importância do estudo das vibrações ocasionadas por um escoamento.

Os ressonadores de Helmholtz são normalmente utilizados visando diminuição do nível de ruído sonoro no interior de condutos (QUEIROZ, 2011). A inserção de ressonadores em condutos muda a forma da onda de pressão relacionada ao escoamento e diminui sua amplitude (SELAMET; KOTHAMASU; NOVAK, 2001). Por isso muitos estudos têm sido realizados nessa área do conhecimento.

Anderson (1977) avaliou que estudos realizados demonstraram que a frequência ressonante de um ressonador é aumentada quando um escoamento de gás escoar na mesma direção do som. Desta maneira o autor estudou os efeitos na amplitude ressonante de um ressonador de Helmholtz instalado em um duto circular em que o som e o escoamento podem passar nas duas direções. Para isso, foi introduzido um ruído em um dos lados do duto em que passava uma corrente de ar. Os sinais de frequência foram adquiridos através de microfones e analisados através de uma correlação para cada microfone. O autor concluiu que a mudança na frequência do ressonador ocorreu significativamente apenas para a frequência fundamental. Segundo o autor, essa mudança na frequência fundamental do ressonador deve ser avaliada quando ele é instalado apenas para uma frequência simples.

Liu e Rhee (1986) estudaram experimentalmente os efeitos da pressão do ar em cavidades de construções usando um modelo em um túnel de vento. O modelo utilizado para o estudo possuía um único cômodo e uma saída simples de quatro diferentes tamanhos. Os testes foram efetuados em escoamento laminar e em escoamento turbulento e com e sem a introdução de um cilindro próximo ao modelo do cômodo. Os testes foram realizados no túnel de vento para construção civil da Universidade do Missouri-Columbia, Estados Unidos. Para a realização dos testes foram utilizados anemômetros de fio quente, avaliando os efeitos da intensidade turbulenta no túnel de vento e microfones avaliando a pressão acústica. Os autores concluíram que para o estudo no escoamento laminar, de apenas 1% de intensidade turbulenta, a pressão interna oscila de acordo com a esteira turbulenta do modelo da construção, ainda segundo eles o desprendimento de vórtices do cilindro aumentou a

intensidade turbulenta do escoamento e estes vórtices causaram uma oscilação da frequência do escoamento muito superior a causada pelo ressonador de Helmholtz.

Queiroz (2011) investigou a influência de um ressonador de Helmholtz de volume variável em um motor monocilíndrico. Seu volume variava de acordo com a frequência a qual os tubos onde foram realizados os testes estavam sujeitos. Os resultados indicaram um ganho na vazão mássica admitida na entrada do cabeçote do motor. A frequência fundamental do ressonador foi avaliada a partir dos testes com o ressonador

Soares (2013) estudou os efeitos da introdução de atenuadores passivos no escoamento no interior de túneis de vento para baixas velocidades. Ela utilizou flaps, telas e um ressonador de Helmholtz dimensionado para um frequência de 417 Hz, com o soprador de seu túnel de vento funcionando a 3200 rpm. A partir da utilização de técnicas de pitometria e anemometria e da utilização de microfones a autora observou resultados como diminuição da pressão acústica, e da diminuição da intensidade turbulenta do túnel de vento causados pelos atenuadores passivos.



### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Escoamentos externos são escoamentos sobre corpos imersos em um fluido sem fronteiras, como escoamentos sobre placas planas e cilindros (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2010). Nesse tipo de escoamento, a camada limite e o regime de escoamento são fatores que devem ser observados. Em corpos que produzem gradientes adversos de pressão, há a possibilidade de ocorrer a separação do escoamento, formando uma esteira viscosa a jusante do ponto de separação. Escoamentos onde há separação são conhecidos como escoamentos de camada limite.

#### 3.1 Equações governantes do problema

Neste trabalho, estuda-se o comportamento do escoamento de ar no interior de um túnel de vento. As equações que governam este problema são: a equação de conservação da massa, a equação de conservação da quantidade de movimento linear (BEJAN, 2013). A equação (1) representa a equação de conservação da massa em sua forma diferencial.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Onde  $\rho$  representa a massa específica do fluido,  $t$  a coordenada temporal no espaço e  $u$ ,  $v$  e  $w$  representam as componentes da velocidade do escoamento em cada uma das direções das coordenadas do eixo cartesiano,  $x$ ,  $y$ , e  $z$ , do volume de controle.

As equações da conservação da quantidade de movimento linear são advindas da segunda lei de Newton. Quando nessas equações, para um fluido newtoniano, as tensões viscosas das equações de conservação da quantidade de movimento linear são consideradas proporcionais às taxas de deformação do elemento fluido e ao coeficiente de viscosidade, se originam as equações de Navier-Stokes em cada uma das direções do eixo cartesiano,  $x$ ,  $y$  e  $z$ . As equações de Navier-Stokes para um fluido newtoniano são apresentadas nas equações (2), (3) e (4) dadas por Schlichting (1979) para fluido incompressível.

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + S_{Mx} \quad (2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + S_{My} \quad (3)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + S_{mz} \quad (4)$$

Nas equações anteriores  $\mu$  representa a viscosidade dinâmica do fluido, P a pressão estática em cada direção,  $S_{mx}$ ,  $S_{my}$  e  $S_{mz}$  os termos fonte devido às forças de campo para cada uma das direções. No caso da presente pesquisa, as forças de campo podem ser consideradas unicamente como sendo a força gravitacional para cada uma das direções.

### 3.2 Turbulência

Segundo cita Souza (2009), o estudo dos fenômenos relativos à turbulência teve como precursor Osborne Reynolds, que estabeleceu os conceitos iniciais de escoamentos turbulentos. *A posteriori* outros pesquisadores como Ludwig Prandtl, que introduziu o conceito de camada limite, aprimoraram tais conceitos: Lord Rayleigh, Valentin Joseph Boussinesq, e Theodore von Kármán.

O fenômeno da turbulência ocorre quando as forças inerciais de um fluido são consideravelmente superiores às forças viscosas, ocorrendo a altos números de Reynolds. O escoamento turbulento se desenvolve em um estado caótico e aleatório em que suas propriedades mudam continuamente de forma substancial com relação ao tempo, principalmente próximo às paredes onde há uma maior recirculação de escoamento. O movimento altamente desordenado dos fluidos, que ocorre a altas velocidades, é caracterizado por flutuações de velocidade e chamado de turbulento (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

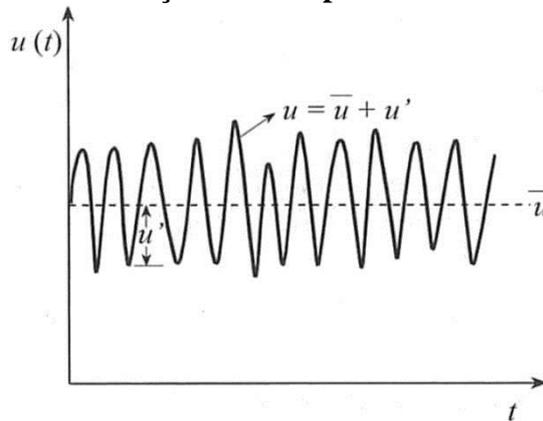
Segundo Bejan (2013) não é possível determinar a solução de um escoamento turbulento aplicando as equações de conservação da massa e de movimento linear em sua forma convencional. Para permitir e facilitar os cálculos existem algumas metodologias para tratar a turbulência.

A forma mais conhecida foi proposta por Reynolds, que estabeleceu que as propriedades do escoamento podem ser dadas como a soma de uma média ponderada sobre o tempo mais uma parte flutuante (WHITE, 1991). De acordo com essa teoria qualquer propriedade de um fluido,  $\phi$ , pode ser subdivida em duas componentes que somadas são iguais à propriedade instantânea, uma propriedade média,  $\bar{\phi}$ , e uma propriedade flutuante  $\phi'$  como pode ser observado na equação (5) apresentada por White (1991).

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (5)$$

Com a ideia proposta por Reynolds, a turbulência pode ser modelada como visto na Figura 2 onde as flutuações de velocidades para cada uma das direções,  $u'$ ,  $v'$  e  $w'$ , são grandezas que definem o afastamento da velocidade instantânea em relação à velocidade média.

**Figura 2 – Flutuações no campo de velocidade.**



Fonte: Azevedo, 2011.

Assim, a raiz quadrada da média fornece a flutuação da velocidade, e a intensidade turbulenta ( $it_{\%}$ ) pode ser definida como consta na equação (6) apresentada por White (1991).

$$it_{\%} = 100 \cdot \frac{\sqrt{\bar{u}_i'^2}}{\bar{U}_m} \quad (6)$$

Onde  $\bar{u}_i'$  representa a flutuação de velocidade na direção  $i$ ,  $\bar{U}_m$  a velocidade instantânea média e  $it_{\%}$  a intensidade turbulenta em porcentagem.

Com a introdução das componentes de flutuação advindas das médias de Reynolds, têm-se origem as RANS (médias temporais de Reynolds das equações de Navier-Stokes) representadas nas equações (7, 8 e 9), onde  $P'$  representa a flutuação de pressão estática.

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} - \left[ \frac{\partial(\rho \bar{u}'^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{u}'v')}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \bar{u}'w')}{\partial z} \right] + S_{Mx} \quad (7)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{v}u}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{v}v}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{v}w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \mu \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} - \left[ \frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right] + S_{My} \quad (8)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{w}u}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{w}v}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{w}w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} - \left[ \frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] + S_{Mz} \quad (9)$$

Para as equações anteriormente descritas  $u'$ ,  $v'$  e  $w'$  representam a flutuação da velocidade para cada uma das coordenadas do eixo cartesiano  $x$ ,  $y$ , e  $z$ .

A proposta de modelagem da turbulência baseada nas médias temporais da propriedade no tempo de Reynolds gera um problema de fechamento para resolução de escoamentos relacionados a fluidos. Nesse tipo de situação cinco equações precisam ser resolvidas, equação de conservação da massa, equações de Navier-Stokes para cada uma das direções,  $x$ ,  $y$  e  $z$ , e a equação de conservação da energia. Mas, devido às médias temporais, existem 17 incógnitas a serem solucionadas (BEJAN, 2013).

Quando aplicadas às equações de Navier-Stokes as médias temporais de Reynolds geram o tensor de tensão específico de Reynolds,  $\tau_{ij}$ , que pode ser considerado uma matriz 3x3 simétrica, apresentado na equação (10) (WARSI, 2006) e nas equações de Navier-Stokes são as novas incógnitas introduzidas devido ao processo de médias temporais.

$$\tau_{ij} = - \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (10)$$

Percebe-se que o tensor específico de Reynolds depende apenas das flutuações para o vetor velocidade.

A metodologia RANS é a maneira mais comum de se realizar a modelagem da turbulência e, por retornar bons resultados médios do escoamento com menor custo computacional em relação às demais formas, é bastante utilizada pela indústria. As outras formas de modelar numericamente a turbulência são: o emprego do modelo de grandes escalas (LES) e a simulação numérica direta (DNS).

Na metodologia de tratamento da turbulência LES, sugerida por Smagorinsky em 1963, é aplicada a teoria das escalas proposta por Kolmogorov (1941) (BLOCKEN, 2014). As largas escalas são amplamente dependentes da geometria, enquanto as pequenas escalas são mais universais. Na simulação de grandes escalas as equações de Navier-Stokes são resolvidas para um campo de velocidade “filtrado”, que representam os grandes vórtices. Há

ainda nessa metodologia modelos de pequenas escalas que utilizam as mesmas equações para a representação dos pequenos vórtices, porém eles são modelados e não resolvidos. Essa metodologia tem um esforço computacional elevado em relação às RANS; entretanto, consideravelmente pequeno em relação à metodologia DNS.

A simulação numérica direta (DNS) resolve as equações de Navier-Stokes para determinação da velocidade, realizando uma percepção inicial do escoamento. Nela todas as escalas (pequenas e grandes) são resolvidas, o que fornece uma melhor aproximação dos resultados reais encontrados na prática. Em contrapartida, a metodologia DNS tem um elevado esforço computacional restringindo a sua utilização.

Das três abordagens mais comuns para a modelagem da turbulência (DNS, LES e RANS), o método RANS é reconhecido como o método mais eficiente computacionalmente, tendo a maior chance de modelar completamente sistemas reais (CHAN; JACOBS; MEE, 2012).

Existe ainda a simulação por vórtices destacados (DES, *Detached-Eddy Simulation*) que utiliza a metodologia LES nas grandes escalas e a metodologia RANS para resolver as pequenas escalas.

### 3.2.1 Hipótese de Boussinesq

Para resolver o problema de fechamento ocasionado pela adição dos termos das médias temporais propostas por Reynolds às equações de Navier-Stokes existem duas formas: modelar o tensor de tensões viscosas ou resolver as equações de transporte das tensões de Reynolds.

A primeira tentativa de modelar fenômenos relativos à turbulência foi proposta por Boussinesq em 1877. Ele propôs que as tensões de Reynolds deveriam ser proporcionais à taxa média de deformação do elemento fluido, com a tensão total passando a ser dada pela soma das tensões devido à difusão molecular e turbulenta do movimento. (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Boussinesq pressupôs que a tensão turbulenta ocorre quando há gradiente de velocidade no campo médio, o que é verdadeiro para escoamento na camada limite. Porém, a viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , é uma característica do escoamento e não do fluido. Em outras palavras a Hipótese de Boussinesq diz que as tensões de Reynolds são proporcionais aos gradientes de velocidade média. A equação (11) representa o tensor de Reynolds baseado na hipótese de Boussinesq para um fluido incompressível.

$$\tau_{ij} = \rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (11)$$

Onde  $\kappa$  representa a energia cinética turbulenta do escoamento por unidade de massa, equação (19), e  $\delta_{ij}$  representa o delta de Kronecker que tem valor 1 se  $i$  é igual a  $j$  e valor 0 se  $i$  é diferente de  $j$ .

$$\kappa = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (12)$$

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), utilizando a hipótese de Boussinesq para qualquer escoamento, a soma das tensões normais é equivalente a menos duas vezes a energia cinética turbulenta por unidade de volume. Essa análise é utilizada por alguns modelos de turbulência para auxiliar na modelagem. Há uma desvantagem em utilizar essa hipótese para modelar a turbulência: ela assume que a viscosidade turbulenta é uma grandeza escalar isotrópica - possui o mesmo valor em todas as direções -, o que em grande parte dos escoamentos não é correto (ANSYS, 2013).

A hipótese de Boussinesq-Kolmogorov resulta em uma equação newtoniana constitutiva para o tensor de tensões de Reynolds. Entretanto, essa hipótese não é um método preciso para a predição de escoamentos com fortes curvaturas das linhas de corrente (WARSI, 2006). Resumidamente essa hipótese estabelece uma distinção entre escoamento laminar e escoamento turbulento que reside na razão entre o transporte inercial e o transporte viscoso. Quando essa razão aumenta, instabilidades passam a se desenvolver e flutuações de velocidade começam a ocorrer. Um modelo turbulento representa o efeito destas variações sobre a média do escoamento, utilizando um incremento à viscosidade, a viscosidade dinâmica turbulenta, nas equações governantes. A viscosidade total passa a ser representada pela soma da viscosidade dinâmica, laminar, (que é uma propriedade do fluido) e a viscosidade turbulenta (que é uma propriedade do escoamento) (ANSYS, 2013).

Os principais modelos de turbulência que utilizam a hipótese de Boussinesq são os modelos de uma ou duas equações de transporte adicionais: Spalart-Allmaras,  $\kappa$ - $\epsilon$ ,  $\kappa$ - $\omega$  e  $\kappa$ - $\omega$  SST. Cada um desses modelos é aconselhável para um tipo de situação, como por exemplo o Spalart-Allmaras que é mais utilizado na predição de problemas que envolvem escoamentos na área da aeronáutica.

### 3.2.2 Modelo de turbulência $\kappa$ - $\varepsilon$

Existem diversos modelos de turbulência baseados nas equações RANS. Dentre eles destacam-se o modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$ , que trabalha com a energia cinética turbulenta,  $\kappa$ , e a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta,  $\varepsilon$ , e o modelo  $\kappa$ - $\omega$  de Wilcox, que utiliza a energia cinética turbulenta e a frequência de dissipação da energia cinética turbulenta,  $\omega$ . O modelo de turbulência  $\kappa$ - $\varepsilon$  é bastante utilizado na indústria, por ser de fácil implementação, barato em termos de custo computacional e por possuir boa estabilidade. Ele é modelo mais largamente empregado e validado, e está incorporado na maioria dos códigos de CFD, sendo considerado padrão para aplicações gerais da indústria (ANSYS, 2013).

O  $\kappa$ - $\varepsilon$  é um modelo que utiliza duas equações de transporte para modelar a turbulência. Segundo Tannehill, Anderson e Pletcher (1997) a equação diferencial mais comumente utilizada como segunda equação de transporte é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta  $\varepsilon$ .

No modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  as tensões de Reynolds são modeladas e a viscosidade turbulenta é escrita em função de  $\kappa$  e  $\varepsilon$ , equação (13) (WARSI, 2006).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

Onde  $C_\mu$  é uma constante adimensional.

Quando computada como na equação (13) para a resolução de um problema em CFD a viscosidade turbulenta acrescenta duas novas variáveis. Para a resolução do problema então são incorporadas duas novas equações, uma para a energia cinética turbulenta, equação (14), e outra para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta equação (15).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\kappa\vec{U}) = \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \nabla(\kappa) \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho\varepsilon \quad (14)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\varepsilon\vec{U}) = \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla(\varepsilon) \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (15)$$

As constantes representativas do modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão são:  $C_\mu=0,09$ ,  $\sigma_\kappa=1,00$ ,  $\sigma_\varepsilon=1,30$ ,  $C_{1\varepsilon}=1,44$  e  $C_{2\varepsilon}=1,92$ . O primeiro termo de cada uma das equações de transporte representa a

taxa de variação de  $\kappa$  ou  $\varepsilon$  no volume de controle, o segundo representa o transporte de  $\kappa$  ou  $\varepsilon$  por convecção no volume de controle, o terceiro representa a taxa líquida de transporte de  $\kappa$  ou  $\varepsilon$  por difusão no volume de controle, o quarto termo representa a taxa líquida de produção de  $\kappa$  ou  $\varepsilon$  no volume de controle e o quinto termo representa a taxa de dissipação de  $\kappa$  ou  $\varepsilon$ . (Versteeg; Malalasekera, 2007).

As principais vantagens desse modelo de turbulência são:

- É um modelo de turbulência mais simples, sendo necessárias apenas duas equações de transporte adicionais para sua resolução.
- Possui bom desempenho para muitos dos tipos de escoamentos encontrados na indústria.
- Modelo de duas equações mais validado.

Entretanto, segundo Versteeg e Malalasekera (2007), ele possui fraco desempenho em importantes casos de estudo: escoamentos confinados, escoamentos com taxa de deformação alta, como tornados, e escoamentos regidos por anisotropia como as tensões normais de Reynolds.

Um dos principais problemas na modelagem da turbulência é uma previsão precisa da separação do escoamento a partir de uma superfície lisa. Os modelos padrão de duas equações de turbulência muitas vezes não conseguem prever o aparecimento e a separação de escoamento sob condições adversas de gradiente de pressão. (ANSYS, 2013).

### 3.2.3 Modelo de turbulência $\kappa$ - $\omega$ SST

O modelo de duas equações de transporte  $\kappa$ - $\omega$  de Wilcox é adequado para escoamentos externos e propósitos gerais em CFD, possuindo uma gama de vantagens e desvantagens similares às do modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$ . É um modelo capaz de prever bem o que ocorre na região próxima às paredes, mas é inapropriado para ser utilizado em escoamentos livres (Versteeg e Malalasekera, 2007).

O modelo  $\kappa$ - $\omega$  SST, proposto por Menter (1992), é basicamente uma revisão dos modelos utilizados, o  $\kappa$ - $\varepsilon$  e o  $\kappa$ - $\omega$ , e também é um modelo de duas equações de transporte. Menter havia notado que os resultados para modelo  $\kappa$ - $\varepsilon$  padrão não variavam tanto para valores assumidos na corrente livre. Mas em regiões próximas as paredes esse modelo se mostrava insatisfatório para camadas limites submetidas a gradientes de pressão.

O modelo  $\kappa$ - $\omega$  SST utiliza um termo de difusão cruzada adicional ao modelo padrão e utiliza uma função para calcular qual o modelo ideal para se empregar em determinada região

do escoamento. O SST aplica uma função de mistura que resulta na utilização do  $\kappa$ - $\omega$  de Wilcox em regiões próximas à parede e do  $\kappa$ - $\epsilon$  padrão em regiões de escoamento livre. Isso faz com que as funções de parede, deficitárias no modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  em escoamentos submetidos a gradientes de pressão, sejam mais bem descritas.

Nesse modelo o cálculo das tensões de Reynolds e da energia cinética turbulenta do sistema é o mesmo utilizado pelo modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  padrão, mas a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta é transformada em frequência de dissipação, dada pela equação (16):

$$\epsilon = \kappa \cdot \omega \quad (16)$$

O SST utiliza como equações de transporte a energia cinética turbulenta, equação (17), e a frequência de dissipação da energia cinética turbulenta,  $\omega$ , equação (18).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\kappa\vec{U}) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \nabla(\kappa) \right] + P_\kappa - \beta^* \rho \kappa \omega \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega\vec{U}) &= \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,t}} \right) \nabla(\omega) \right] + \\ + \gamma_2 \left( 2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) &- \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial \kappa}{\partial x_\kappa} \frac{\partial \omega}{\partial x_\kappa} \end{aligned} \quad (18)$$

As constantes representativas do modelo SST são:  $\sigma_\kappa=1,0$ ;  $\sigma_{w,1} = 2,0$ ;  $\sigma_{w,2} = 1,17$ ;  $\gamma_2=0,44$ ;  $\beta_2=0,083$  e  $\beta^*= 0,09$ . O primeiro termo de cada uma das equações de transporte representa a taxa de variação de  $\kappa$  ou  $\omega$  no volume de controle, o segundo representa o transporte de  $\kappa$  ou  $\omega$  por convecção no volume de controle, o terceiro representa a taxa líquida de transporte de  $\kappa$  ou  $\omega$  por difusividade turbulenta no volume de controle, o quarto termo representa a taxa líquida de geração de  $\kappa$  ou  $\omega$  no volume de controle e o quinto termo representa a taxa de dissipação de  $\kappa$  ou  $\omega$ . Um sexto termo é adicionado à equação (18) e diz respeito ao termo de difusão cruzada originado da transformação realizada pela equação (16) (Versteeg e Malalasekera, 2007).

Modelagens baseadas nas RANS que não apresentam essas duas equações adicionais necessitam de uma malha muito refinada próxima à parede para poder resolver problemas com recirculações. Isso ocorre porque, para a resolução do problema, nessas regiões próximas às paredes, as forças inerciais deixam de ser dominantes para a resolução do problema em detrimento das forças viscosas.

### 3.2.4 Modelo de turbulência BSL EARSM

O modelo de turbulência BSL EARSM (*Baseline Explicit Algebraic Reynolds Stress Model*) é um modelo que introduz sete novas equações ao problema, uma de transporte da energia cinética turbulenta e as outras seis para resolver cada uma das tensões de Reynolds independentes, introduzidas ao procedimento da média temporal das equações de Navier-Stokes. Esse modelo representa uma das primeiras tentativas de simplificar, entretanto resolver, a maneira como a anisotropia é tratada pelos modelos das tensões de Reynolds. O alto custo computacional relacionado a este modelo é causado pelo fato de que as tensões de Reynolds aparecem nos termos de transporte por difusão e convecção. Os criadores dos modelos algébricos explícitos propuseram que, se os termos de difusão e convecção fossem modelados ou removidos, as equações se resumiriam a simples equações algébricas. Dessa forma foi proposto para as equações constitutivas que se mesclasse o modelo RSM às equações de  $\kappa$ .

O modelo do tipo EARSM apresenta como vantagens a capacidade de capturar, de forma bastante sutil, a relação entre a produção de energia turbulenta e as tensões turbulentas causadas pela anisotropia das tensões normais. Sua formulação matemática é dada pelas equações (19) e (20) (CHUNG, 2002):

$$\frac{D\kappa}{Dt} = \nabla \cdot ((\mathbf{v} + \sigma_\kappa \mathbf{v}_t) \nabla \kappa) + \tilde{P}_\kappa - \beta^* \kappa \omega \quad (19)$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = \nabla \cdot ((\mathbf{v} + \sigma_\omega \mathbf{v}_t) \nabla \omega) + \frac{\gamma \omega}{\kappa} \tilde{P}_\kappa - \beta \omega^2 + \frac{\sigma_d}{\omega} (\nabla \kappa) \cdot (\nabla \omega) \quad (20)$$

Onde  $\tilde{P}_\kappa$  é dado pela equação (21):

$$\tilde{P}_\kappa = \min \left( -\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10 \cdot \rho \beta^* \kappa \omega \right) \quad (21)$$

As constantes do modelo são definidas através de constantes correspondentes aos modelos  $K-\varepsilon$  (índice 1) e  $K-\omega$  (índice 2), sendo dependentes da função de mistura  $F_1$ . Elas são apresentadas na Tabela 1.

**Tabela 1 – Constantes do modelo BSL EARSM.**

Modelo BSL EARSM		
$\sigma_\kappa = F_1\sigma_{\kappa 1} + (1-F_1)\sigma_{\kappa 2}$	$\sigma_{\kappa 1} = 0,5$	$\beta_1 = 0,075$
$\sigma_\omega = F_1\sigma_{\omega 1} + (1-F_1)\sigma_{\omega 2}$	$\sigma_{\kappa 2} = 0,5$	$\beta_2 = 0,083$
$\beta = F_1\beta_1 + (1-F_1)\beta_2$	$\sigma_{\omega 1} = 0,5$	$\beta^* = 0,09$
$\sigma_d = 2(1-F_1)\sigma_{\omega 2}$	$\sigma_{\omega 2} = 0,856$	$\gamma = \frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_\omega \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}$

Fonte: Chung, 2002.

A função  $F_1$  se escreve em relação à variável  $d$  (distância da parede mais próxima) como apresentada na equação (22):

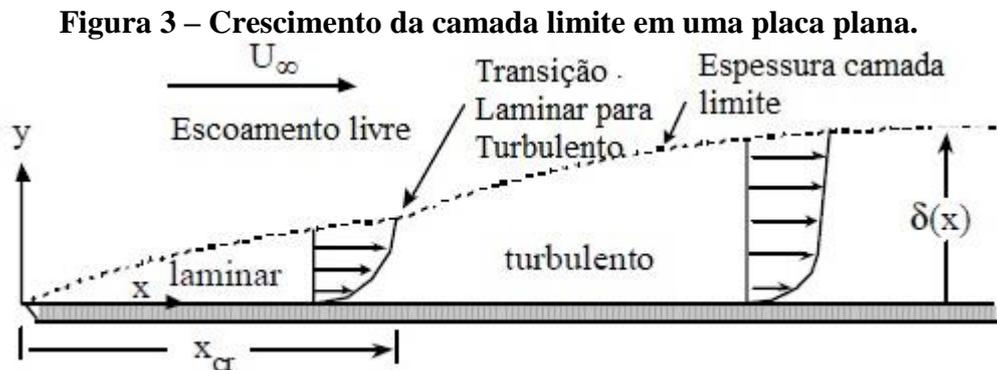
$$F_1 = \tanh \left( \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{\kappa}}{C_\mu \omega d}, \frac{500\nu}{\omega d^2} \right), \frac{2\kappa\omega}{d^2 (\nabla\kappa) \cdot (\nabla\omega)} \right] \right\}^4 \right) \quad (22)$$

### 3.3 Escoamentos ao redor de cilindros

O conceito de camada limite foi introduzido inicialmente por Ludwig Prandtl em 1907. Ele desenvolveu tal teoria a partir de observações feitas em escoamentos de fluidos com baixa viscosidade (WHITE, 2007). Esse conceito foi o precursor de diversos avanços nos estudos aerodinâmico e baseia-se na hipótese de que o fluido em contato com um corpo sólido possui a velocidade do corpo – condição de não deslizamento (SCHLICHTING, 1979).

A ideia de Prandtl foi dividir o escoamento em duas regiões distintas, a primeira, uma região considerada de escoamento externo e a segunda de escoamento interno. No externo a velocidade do fluido tende à velocidade da corrente livre e, portanto, não está sofrendo efeitos de atrito. No interno os fenômenos de viscosidade e rotação não podem ser desprezados. O escoamento interno é delimitado pela camada limite, que é uma camada de espessura,  $\delta$ , próxima à parede, que desacelera o fluido até a velocidade de estagnação; dessa forma, à medida que o fluido se movimenta o escoamento próximo a essa camada, de velocidade zero, é influenciado pela fina camada, reduzindo a velocidade do fluido devido ao atrito e

aumentando com o incremento da distância do início das paredes, Figura 3. A camada limite é definida como o lugar geométrico onde a velocidade do escoamento atinge 99% da velocidade do escoamento potencial.



Fonte: White (2007)

Segundo White (2007) a análise teórica de regiões de escoamento separado constitui na atualidade uma área de pesquisa ativa. Por possuir uma geometria propícia à separação, o estudo do escoamento ao redor de cilindros circulares é de interesse das indústrias que dependem da aerodinâmica.

Em mecânica dos fluidos corpos rombudos são caracterizados pela relação entre o diâmetro do corpo e a espessura da esteira gerada pelo escoamento ao seu redor. Dentro dessa definição estão os corpos cilíndricos que podem ser quadrados e circulares. Alguns deles, como é o caso do cilindro circular, são utilizados em diversos testes numéricos e experimentais por conseguirem modelar de maneira genérica os fenômenos representativos da separação.

Niemann e Hölscher (1990) e Zdravkovich (1990) revisaram os estudos sobre cilindros circulares e seus conceitos. Os autores afirmaram que o número de Reynolds, que permite avaliar o regime de transição é, na maioria das vezes, o fator governante responsável por distúrbios causados em escoamentos. Zdravkovich (1990) argumenta que em algumas situações, fatores como rugosidade e turbulência da corrente livre influenciam de maneira significativa cada uma das camadas de transição e devem ser observados. Fox, Pritchard e McDonald (2010) avaliam que fatores como a rugosidade e gradientes de pressão influem na transição do escoamento laminar para o turbulento e que para essas situações os  $Re$  de transição podem chegar a valores tão baixos quanto  $5 \times 10^4$ .

O número de  $Re$ , dado pela equação (23), é um número adimensional que representa a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas de um escoamento, sendo muitas vezes

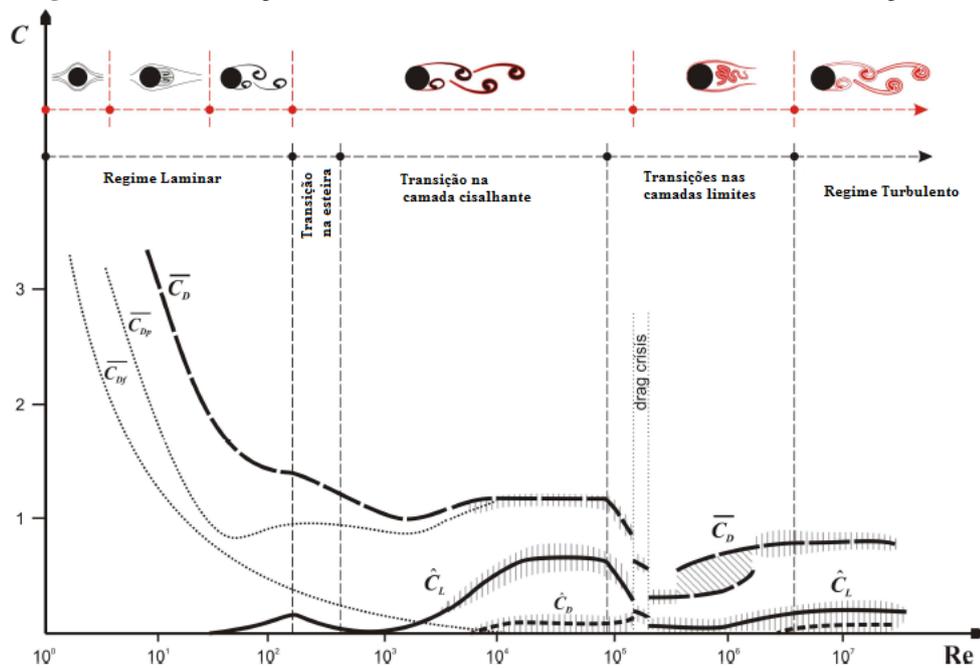
utilizado para determinar a semelhança dinâmica entre diferentes configurações experimentais em túneis de vento.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \quad (23)$$

Em que V representa a velocidade do escoamento potencial em [m/s] e L o comprimento característico que se deseja avaliar em [m], em que para cilindros é o seu diâmetro.

De acordo com Zdravkovich (1990) os escoamentos ao redor de cilindros circulares são governados por três transições, uma próxima à parede, outra próxima à camada de cisalhamento e outra ao longo da camada limite do cilindro. Essa característica afeta a maneira como os coeficientes de arrasto e sustentação do cilindro interagem com o escoamento. A Figura 4 mostra uma relação entre os coeficientes de sustentação, arrasto e de atrito médios com o incremento do número de Reynolds. Nota-se que próximo à transição do regime laminar para o turbulento o escoamento sofre uma crise do arrasto e que no intervalo de Re entre  $10^4$  e  $10^5$  são praticamente constantes.

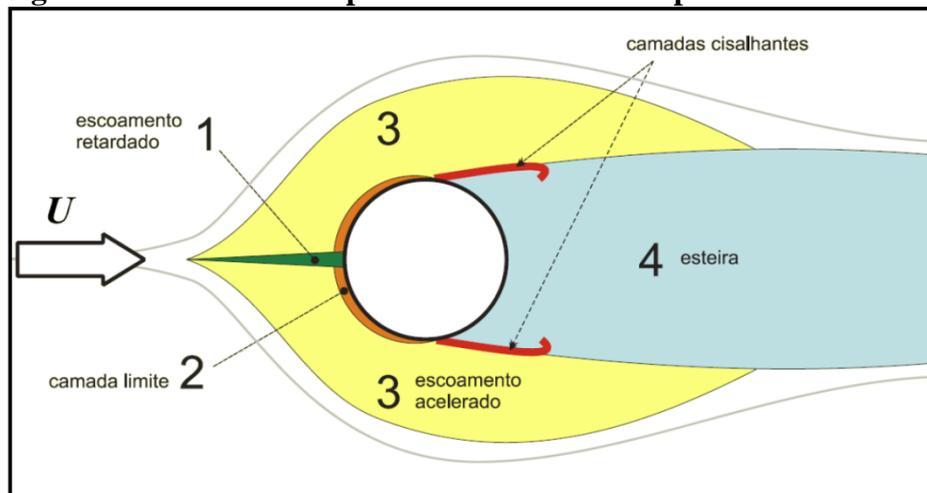
**Figura 4 – Transições no cilindro e efeitos no arrasto e sustentação.**



Fonte: Adaptada de Ássi (2009)

Incropera e outros (2008) afirmam que o escoamento ao redor de cilindros estacionários está ligado a duas condições: o crescimento da camada limite e a existência de gradientes de pressão. Nesse tipo de problema, existe um ponto de estagnação a montante do cilindro que leva o fluido ao repouso com conseqüente aumento da pressão. Tomando como base o ponto de estagnação do escoamento e ponto  $0^\circ$ , é tido que, a partir dele a pressão diminui com o aumento de  $x$  até um ponto limite, por volta dos  $90^\circ$  do objeto em estudo, gerando um gradiente de pressão favorável a montante do cilindro, o que é apresentado na Figura 5.

**Figura 5 – Escoamento típico ao redor de um corpo rombudo.**



Fonte: Adaptada de ASSI (2005).

No entanto, após o ângulo ultrapassar os  $90^\circ$  a pressão do escoamento volta a crescer no intervalo até aproximadamente  $180^\circ$ , e fazendo com que surja um gradiente de pressão adverso. A camada limite do cilindro após os  $90^\circ$  cresce sob um gradiente de pressão desfavorável, ocasionando o seu descolamento na região a jusante do corpo cilíndrico e gerando uma região de recirculação conhecida como esteira. Na região da esteira o escoamento é caracterizado pela existência de vórtices e é altamente irregular e aleatório.

Segundo Fox, Pritchard e Mcdonald (2010) para escoamentos ao redor de cilindros com valores de  $Re$  inferiores ao Reynolds crítico a camada limite na parte dianteira do cilindro é laminar. A separação ocorre logo a jusante da seção média, e uma esteira turbulenta relativamente larga está presente a jusante do cilindro.

White (2007), Çengel e Cimbala (2007) e Incropera e outros (2008) dizem que o ponto de separação da camada limite depende fortemente do  $Re$ , que utiliza o diâmetro como comprimento característico. Uma vez que escoamentos com maiores números de Reynolds

têm quantidade de movimento maior que escoamentos com menores números de Reynolds, escoamentos turbulentos têm sua separação gerada *a posteriori* do ponto de separação em escoamentos laminares.

Para o estudo de cilindros, segundo a teoria apresentada por Incropera e outros (2008) o valor do Reynolds característico que representa a transição entre um regime laminar e turbulento para corpos cilíndricos é de  $Re = 2 \times 10^5$ , com valores inferiores a esse representando os escoamentos laminares e separação ocorrendo por volta de  $80^\circ$  e valores superiores representando escoamentos turbulentos com separação ocorrendo por volta de  $140^\circ$ . Em contrapartida, White (2007) e Çengel e Cimbala (2007) avaliam o ponto de separação para escoamentos turbulentos como sendo próximo aos  $120^\circ$ .

De acordo com White (2007), existirão em qualquer corpo, quando imerso em uma corrente de fluido, forças e momentos oriundos do escoamento. As duas forças mais comumente estudadas envolvidas em escoamentos são a força de arrasto, na direção do escoamento e a força de sustentação, perpendicular ao movimento do fluido. Para o caso de cilindros circulares podem existir forças de sustentação e lateral e momentos oscilatórios devido aos desprendimentos de vórtices, mas terão seu valor médio igual a zero.

A força de arrasto sobre um cilindro pode ser calculada através da expressão situada na equação (24) apresentada por Incropera e outros (2008). Essa força depende da tensão de cisalhamento da camada-limite sobre a superfície (atrito) e do diferencial de pressão no sentido do escoamento (pressão) resultante da formação da esteira.

$$F_D = C_D \cdot A_f \cdot \frac{\rho \cdot U_\infty^2}{2} \quad (24)$$

Na equação,  $F_D$  representa a força de arrasto,  $A_f$  a área frontal do cilindro,  $C_D$  o coeficiente de arrasto e  $\frac{\rho \cdot V^2}{2}$  representa a pressão dinâmica do escoamento. Para White (2007) no escoamento ao redor de corpos geometricamente semelhantes com orientação e rugosidade relativas próximas, a baixas velocidades, o coeficiente de arrasto ( $C_D$ ), é função apenas de  $Re$ . Outro importante parâmetro adimensional a ser avaliado em cilindros circulares é o coeficiente de pressão,  $C_P$ , que tem sua equação apresentada por White (1991) e é mostrada na equação (25). Ele fornece uma relação do comportamento da pressão ao longo do cilindro e permite avaliar o ponto de separação do escoamento.

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho \cdot U_\infty^2} \quad (25)$$

Onde  $P$  é a pressão estática no ponto e  $P_\infty$  é a pressão estática no escoamento livre. Quando é avaliada a curva do perfil do coeficiente de pressão pode-se visualizar as existências de gradientes de pressão favoráveis, quando descendente, adversos, quando ascendente, e nulos quando o perfil apresenta variações mínimas de seus valores, com a separação ocorrendo logo no início da região de mínimas variações.

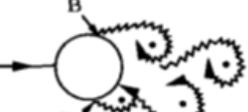
A equação (26) representa o coeficiente de atrito, determinado através da relação entre a tensão de cisalhamento  $\tau_w$  na parede e a pressão dinâmica do escoamento.

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho \cdot U_\infty^2} \quad (26)$$

O regime de escoamento ao redor de um cilindro circular liso é descrito também por Sumer e Fredsoe (1997) que afirmam que para escoamentos com gradiente de pressão adverso dependentes do Reynolds um fator importante a ser estudado é a camada limite. Segundo os autores a espessura da camada limite é muito menor que seu diâmetro. Já a esteira, outra região de importância para estudos aerodinâmicos tende a ter o seu comprimento aproximado ao diâmetro do cilindro. De acordo com os autores, à medida que se incrementa o valor de Reynolds o escoamento comporta-se de diferentes maneiras com o escoamento tornando-se mais instável, devido à natureza assimétrica dos vórtices e à transição da camada limite, influenciando na esteira. A Figura 6 contém algumas características do escoamento ao redor de um cilindro circular liso para vários valores de  $Re$ .

A Figura 6 mostra que o escoamento não possui separação para Reynolds inferiores a 5, já a partir desse valor a separação começa a ocorrer, tendo características diferentes para diferentes faixas de  $Re$ . Para uma faixa pouco superior a Reynolds igual a 5 a esteira começa a apresentar separação com pares fixos de vórtices até valores de  $Re$  próximos a 40. Em faixas com valores acima de 40 já existe separação do escoamento com geração de desprendimento de vórtices. À medida que se incrementa o valor de  $Re$  o comportamento se altera, com a camada limite mudando de laminar para turbulenta e havendo o retardamento da separação.

**Figura 6 – Regime de escoamento ao redor de um cilindro liso.**

	Escoamento sem separação Escoamento definido	$Re < 5$
	Par fixo de separação de vórtices	$5 < Re < 40$
	Vórtices laminares	$40 < Re < 200$
	Transição para escoamento turbulento na esteira	$200 < Re < 300$
	Esteira completamente turbulenta A: Separação laminar da camada limite	$300 < Re < 3,0 \times 10^5$
	A: Separação laminar da camada limite B: Separação turbulenta da camada limite, mas camada limite laminar	$3,0 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^5$ Regime Crítico
	B: Separação da camada limite laminar, camada limite parcialmente laminar e parcialmente turbulenta	$3,5 \times 10^5 < Re < 1,5 \times 10^6$ Regime Supercrítico
	C: Camada limite completamente turbulenta de um lado	$1,5 \times 10^6 < Re < 4,0 \times 10^6$ Transição Superior
	D: Camada limite completamente turbulenta de ambos os lados	$Re < 4 \times 10^6$

Fonte: Adaptada de Sumer e Fredsoe, 1997.

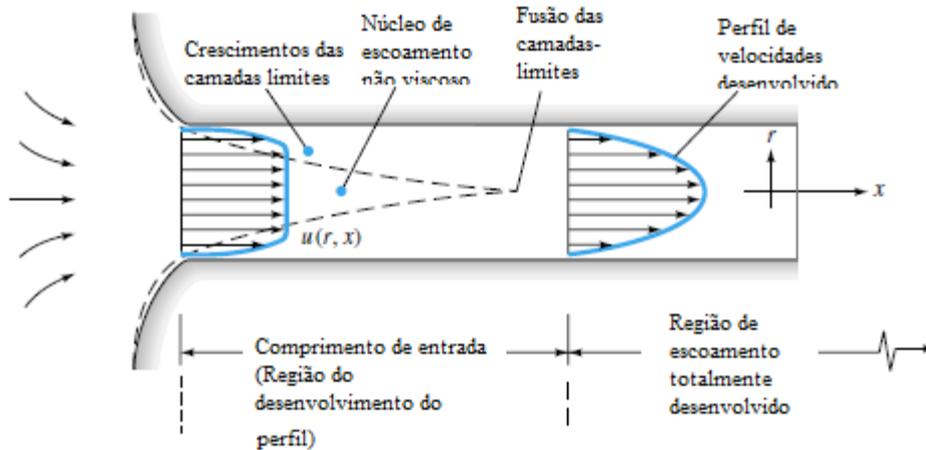
### 3.4 Camada Limite

O escoamento ao redor de superfícies cilíndricas envolve o conhecimento da esteira gerada a jusante do cilindro, da camada limite, da turbulência e dos vórtices, quando submetidos a gradientes de pressão.

À medida que o fluido escoar é desacelerado próximo às regiões afetadas pelos efeitos viscosos e essa perda de velocidade se traduz em um aumento da espessura da camada limite,  $\delta$ , que para escoamentos internos, como escoamentos em túneis de vento, têm seu crescimento

limitado ao escoamento completamente desenvolvido, ou seja, quando a camada limite da parede superior encontra a camada limite da parede inferior, Figura 7.

**Figura 7 – Camada limite no interior de dutos.**



Fonte: Adaptada de White, 2007

Devido ao gradiente de velocidade positivo, ocasionado pela interação da parede com o fluido, o rotacional da velocidade da parede tem o seu valor diferente de zero, e, portanto, existirá vorticidade ocasionada pela camada limite.

Diferentes parâmetros podem ser utilizados para caracterizar a camada limite:

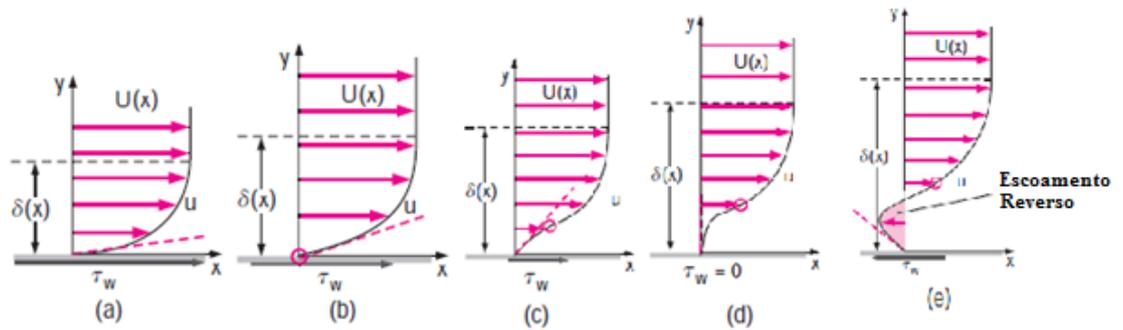
A espessura da camada limite, definida como o lugar geométrico onde a velocidade alcança 99% da velocidade da corrente livre, para escoamento laminar (a) e turbulento (b) em uma placa plana, pode ser aproximada a partir da equação (27).

$$\delta = \frac{5 \cdot x}{Re^{1/2}} \quad (27a)$$

$$\delta = \frac{0,37 \cdot x}{Re^{0,2}} \quad (27b)$$

Em placas planas o gradiente de pressão relacionado ao ângulo de ataque e/ou à geometria do escoamento pode ser considerado nulo. Entretanto, em corpos com geometrias mais complexas, existem gradientes de pressão adversos muitas vezes responsáveis pelo deslocamento da camada limite e a conseqüente separação do escoamento. Este fenômeno sempre é associado à formação de vórtices e à perda excessiva da energia cinética do escoamento que pode ser interpretada pela transformação da energia, geralmente ocorrendo em corpos cilíndricos e esféricos, como pode ser visto na Figura 8.

**Figura 8 – Camada limite sob uma placa plana com gradiente de pressão.**



Fonte: adaptada de ÇENGEL, 2007.

Com um gradiente adverso de pressão a derivada segunda da velocidade é positiva na parede. Mas em  $y$  igual a  $\delta$ , onde a camada limite encontra o escoamento livre a derivada segunda da velocidade deve possuir valor negativo para haver uma ligação entre ela e o escoamento principal.

Na Figura 8 (a) representa a camada limite com gradiente de pressão favorável, (b) uma camada limite com gradiente nulo de pressão, (c) um gradiente fracamente adverso de pressão, (d) Criticamente adverso (no ponto de separação) e (e) muito adverso.

Uma camada limite laminar pode suportar apenas pequenos gradientes de pressão sem a ocorrência de separação. No caso do escoamento turbulento as chances de ocorrência da separação são intrinsicamente reduzidas quando comparadas com o escoamento laminar devido à quantidade de movimento contínua do escoamento em direção à parede (SCHLICHTING, 1979).



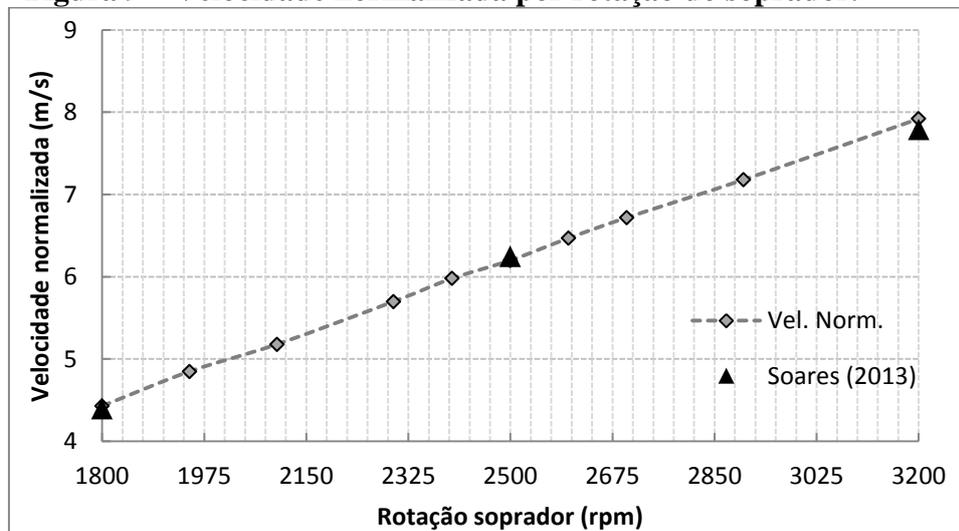
## 4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para a realização do presente trabalho foram feitos testes experimentais e numéricos do escoamento no interior de um túnel de vento para baixas velocidades. Os testes experimentais foram realizados em um equipamento instalado no laboratório de Túnel de Vento da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Os testes numéricos foram realizados com o auxílio de um *software* de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD).

### 4.1 Túnel de Vento

O túnel de vento que foi estudado possui ventilador centrífugo acionado por um inversor de frequência que permite que o túnel opere com rotações entre 1800 rpm e 3200 rpm. Foi escolhida uma rotação de trabalho intermediária de 2500 rpm para a realização dos experimentos. O comportamento esperado para o escoamento ao redor do cilindro na rotação estudada é laminar tendo em vista que o Re obtido experimentalmente foi da ordem de  $10^4$ . Para as demais rotações, inclusive na máxima rotação de 3200 rpm, o comportamento permanece laminar, com Reynolds entre  $0,90 \times 10^4$  (1800 rpm) e  $1,60 \times 10^4$  (3200 rpm). Soares (2013) efetuou medições da velocidade do escoamento no centro na saída da seção de testes em função do soprador, sendo observado um comportamento linear como mostrado na Figura 9. Os valores foram normalizados para uma temperatura de 15°C e uma pressão de 1 atm (101,325 Kpa).

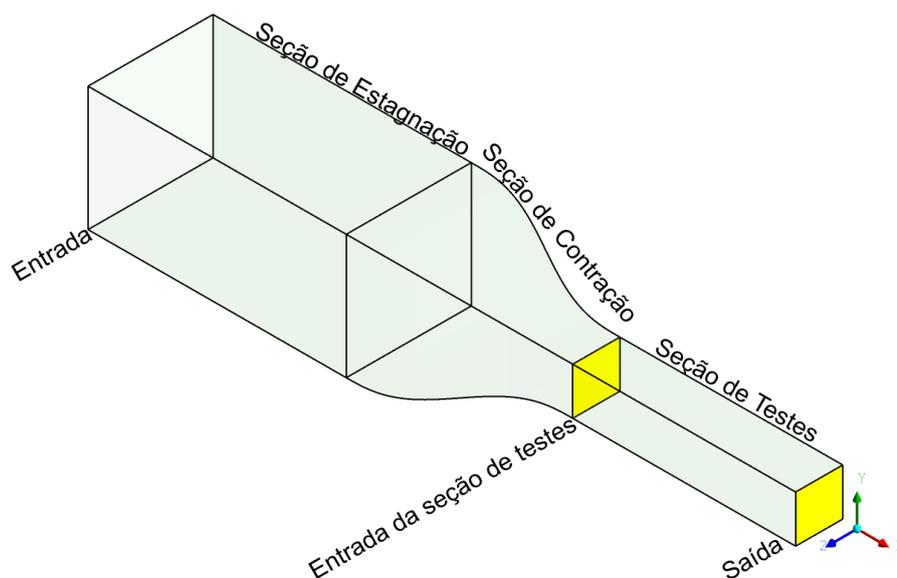
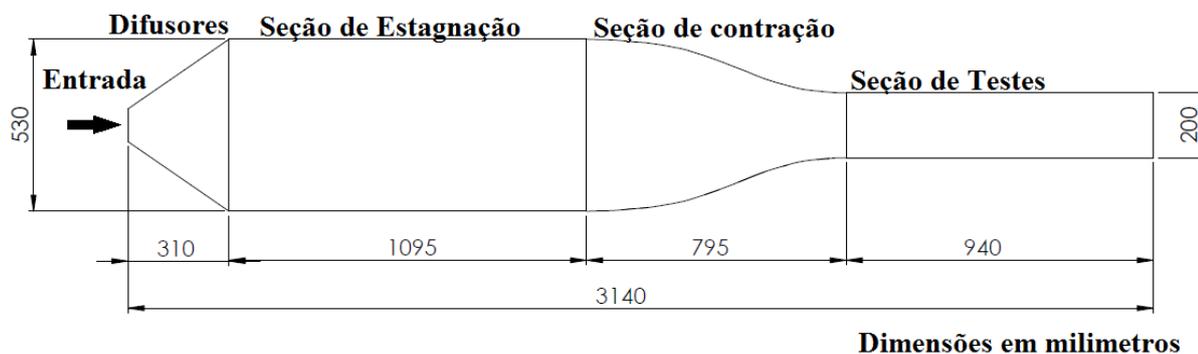
**Figura 9 – Velocidade normalizada por rotação do soprador.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

As partes que constituem o túnel estudado, Figura 10, são: soprador, difusor de seção circular para quadrada, difusores de grande ângulo, telas, seção de estagnação, contração e seção de testes que possui seção quadrada com arestas laterais de 200 mm e comprimento de 940 mm. O túnel de vento para baixas velocidades opera em circuito aberto e possui desde a entrada até a saída do túnel um comprimento total de 3140 mm, sendo 940 mm na seção de testes, 795 mm na contração e 1095 mm na câmara de estagnação. Ele possui ainda três telas, situadas entre os difusores, responsáveis pela diminuição da energia cinética turbulenta e por uniformizar o escoamento existente na região anterior à seção de testes, diminuindo recirculações. Na Figura 10 os planos destacados na entrada e na saída da seção de testes são planos onde foram realizados a maioria dos testes experimentais.

**Figura 10 – Túnel de vento para baixas velocidades estudado.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

O escoamento no interior do túnel de vento para baixas velocidades em questão foi anteriormente estudado por Soares (2008), Queiroz (2010) e Soares e outros (2012) e Soares

(2013). A análise destes trabalhos permitiu o conhecimento prévio do escoamento na seção de testes e auxiliou na escolha do diâmetro do cilindro circular a ser estudado. De acordo com Soares (2013) com o mapeamento da seção de testes realizado, o túnel de vento estava apto para a inserção de corpos na seção de testes para avaliações aerodinâmicas.

## **4.2 Especificação e calibração da instrumentação**

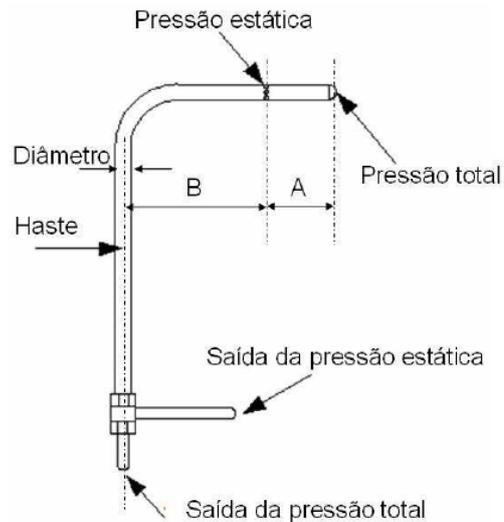
Nos testes experimentais as técnicas de medição utilizadas foram: pitometria, anemometria a fio quente e testes com microfones. Os testes experimentais especificados foram capazes de determinar a velocidade média do escoamento, o perfil de velocidades na seção de testes, as flutuações de velocidade no interior do túnel e a pressão acústica gerada tanto pelo escoamento quanto pelas pás do soprador.

### **4.2.1 Tubo de Pitot**

O tubo de Pitot, ou sonda estática de Pitot é um medidor de pressão geralmente utilizado para realizar a medida da velocidade média ou da vazão mássica de um escoamento. Ele tem sido amplamente utilizado na indústria ao longo dos anos para medir a velocidade no interior de condutos (VINOD E OUTROS, 2012), e em escoamentos externos, como, por exemplo, na área de engenharia aeronáutica onde é usado na determinação da velocidade de aviões.

O tubo de Pitot dispõe de dois tipos de orifícios: um orifício frontal, paralelo ao escoamento e diversos pequenos orifícios transversais ao escoamento. O orifício frontal funciona como um anteparo, fazendo com que a velocidade do fluido se anule e é responsável por determinar a pressão de estagnação do escoamento, enquanto os demais furos são responsáveis pela determinação da pressão estática. A Figura 11 mostra os principais elementos de uma sonda de Pitot.

**Figura 11 – Funcionamento de um tubo de Pitot.**



**Fonte: Adaptado de Klopfenstein, 1998.**

A conversão da pressão dinâmica, obtida a partir da leitura de pressão do manômetro diferencial, em velocidade, foi realizada a partir da equação (28) apresentada por Klopfenstein (1998), essa equação é válida para condições de gás ideal:

$$V = 44,72136 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot f}{\rho}} \quad (28)$$

V representa a velocidade média do escoamento,  $\Delta P$  a pressão dinâmica e f o fator de inclinação do manômetro que para os testes realizados possui o valor de 0,2, como indicado no próprio manômetro para a inclinação utilizada.

O tubo de Pitot, Figura 12, foi utilizado para obter a velocidade média, a velocidade de pontos predeterminados e a vazão mássica na seção de testes. Ele é do tipo Prandtl, com comprimento da ponta horizontal de 76 mm e comprimento vertical de 300 mm com um diâmetro de 3,18 mm e é padronizado pela norma ISO 3966 (2008), sendo do tipo CETIAT.

**Figura 12 – Tubo de Pitot utilizado Dwyer 166.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

A norma ISO 3966 (2008) estabelece que o diâmetro do Pitot ( $d$ ) dividido pelo diâmetro do duto ( $D$ ) não deve exceder um valor de 0,02 para não causar efeitos de bloqueio no escoamento. A partir dos requisitos apresentados avaliou-se que o tubo de Pitot escolhido estava apto para utilização nos testes experimentais.

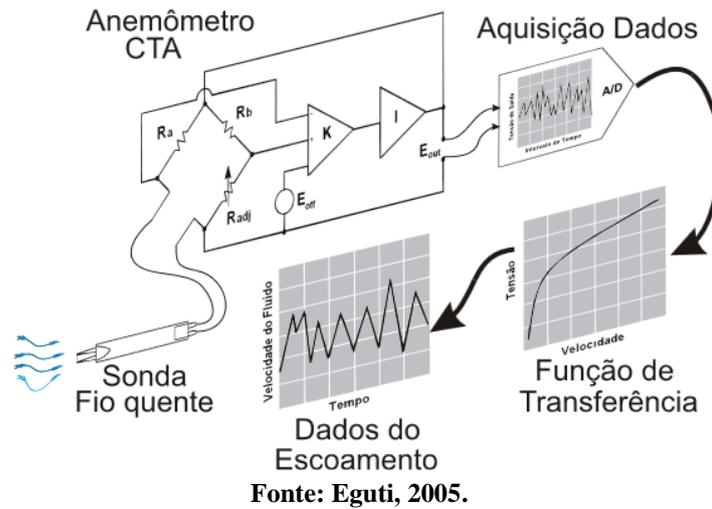
Como a sonda estática de Pitot é capaz de fornecer apenas a velocidade média puntual do escoamento, técnicas de anemometria a fio quente foram aplicadas ao duto do túnel de vento para avaliar as flutuações de velocidades com o tempo, sendo possível coletar essas flutuações em uma determinada direção. Segundo Fox, Pritchard e Mcdonald (2010) as sondas de Pitot dão resultados incertos quando submetidos a gradientes de pressão e curvaturas de linhas de corrente.

#### **4.2.2 Anemômetro de fio quente**

Transdutores são equipamentos capazes de converter sinais de uma forma física em sinais de outras formas físicas, geralmente, elétricos. O anemômetro de fio quente é um dispositivo que funciona como um transdutor de temperatura. Por vezes é utilizado para medir a componente da velocidade localmente em um escoamento de gás (ÇENGEL; CIMBALA, 2007). Os anemômetros são utilizados para medir as flutuações de velocidade e para obter a energia cinética turbulenta de um escoamento. Esses transdutores recebem esse nome por seu elemento sensor ser um fio.

Os equipamentos que se baseiam no elemento sensor do anemômetro necessitam do auxílio de uma ponte de Wheatstone para transformar mudanças de temperatura, a partir da troca de calor entre o elemento sensor e o fluido, em sinais elétricos. A troca de calor faz com que a resistência elétrica do sensor varie, desequilibrando a ponte de Wheatstone que antes se encontrava balanceada. Com o desequilíbrio, um sinal de tensão, gerado entre os dois braços da ponte, é enviado para um conversor analógico digital e através de uma função de transferência sendo possível obter os dados de flutuação de velocidade colhidos durante as medições. A Figura 13 contém o esquema de funcionamento de um anemômetro de fio quente.

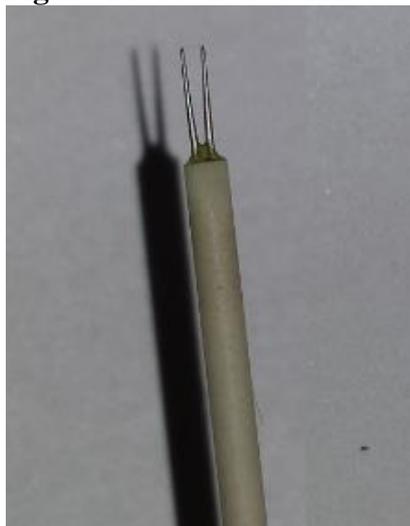
**Figura 13 – Funcionamento de um anemômetro de fio quente.**



O aparato experimental utilizado para as medições com anemômetro de fio quente são: conjunto calibrador de sonda 54H10, sondas de camada limite e para propósitos gerais, placa de aquisição MiniCTA 54T42 e, software de análise de resultados StreamWare Basic 5.1.

A sonda que foi utilizada nos testes com anemometria a fio quente e temperatura constante é de fabricação da Dantec<sup>®</sup>. Ela é sensível às variações da velocidade em apenas uma direção, portanto, foi possível obter a velocidade e a flutuação da velocidade apenas na direção axial. A sonda é do tipo 55P16, Figura 14, e é utilizada em testes mais gerais como é o caso do escoamento de corrente livre.

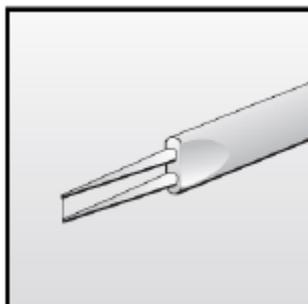
**Figura 14 – Sondas utilizadas.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

A sonda 55P16 possui fio sensor de 5  $\mu\text{m}$  e uma resistência elétrica de 3,5 $\Omega$ . A Figura 15 mostra em detalhes os tipos de sondas e seu elemento sensor.

**Figura 15 – Sondas e elementos sensores.**



**Fonte: Soares, 2008.**

A função de transferência utilizada por este trabalho para relacionar tensão e temperatura, e assim fazer a calibração das sondas anemométricas, baseia-se na lei de King apresentada na equação (29), como consta em White (2007):

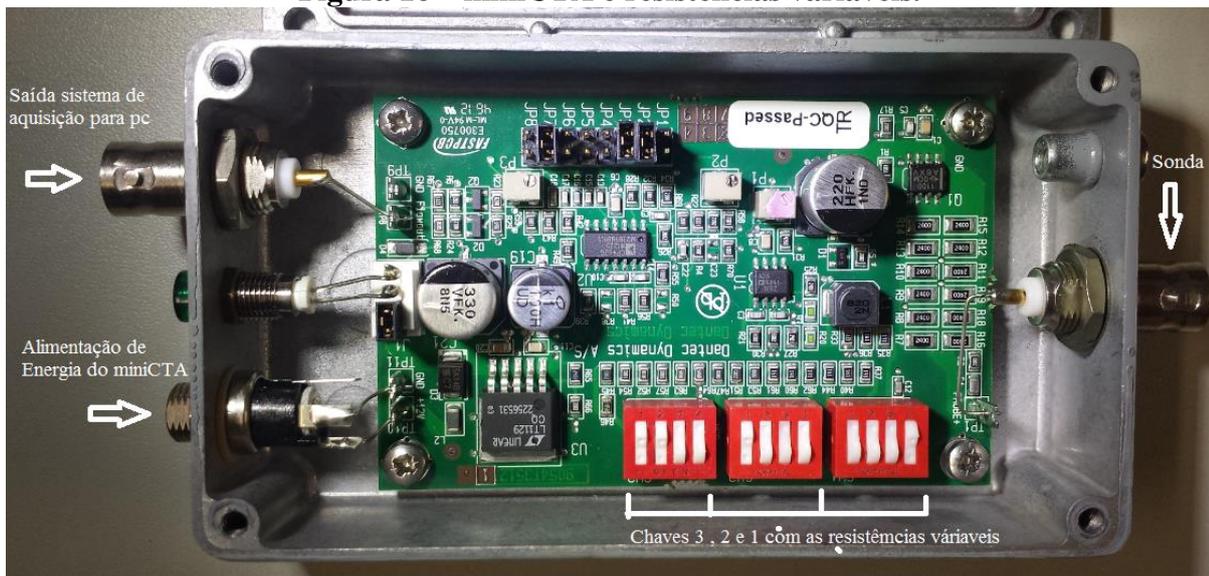
$$E^2 = A + BU^n \quad (29)$$

E representa a variação da tensão no elemento sensor causada pelo desequilíbrio da ponte de Wheatstone, U a velocidade do escoamento, A, B e n constantes de ajuste que devem ser obtidas a partir da calibração do equipamento a cada vez que ele será utilizado.

Normalmente, a constante “n” possui valores aproximados a 0,33 para escoamentos a baixos números de Reynolds e 0,5 para escoamentos a altos números de Reynolds. O anemômetro de fio quente é mais indicado para ser utilizado a altos números de Reynolds. (WHITE, 2007).

Antes de se realizar qualquer calibração/medição com o anemômetro a fio quente é necessário equilibrar as resistências da ponte de Wheatstone. Para isso deve-se calcular o valor da resistência total associada ao elemento sensor. As resistências variáveis que devem ser ajustadas de acordo com cada sonda podem ser vista na Figura 16.

**Figura 16 – miniCTA e resistências variáveis.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

O anemômetro de fio quente foi calibrado a cada utilização. As sondas foram calibradas no próprio túnel e seguiram os passos indicados pela norma ASTM D3464 (2007):

- Calibração feita em laboratório com temperatura controlada.
- Calibração estática: velocidades no ponto de testes medidas por um tubo de pitot.
- Mínimo de três pontos de velocidade
- Ponto central do escoamento utilizado para calibração.
- Velocidades determinadas pelo auxílio de uma sonda de Pitot.
- Escoamento unidimensional devido às pequenas dimensões do elemento sensor.

Juntamente com a norma ASTM D3464 (2007) foi utilizado o manual do equipamento. O manual sugere um número mínimo de 10 pontos de velocidade quando a calibração é realizada com o auxílio do tubo de Pitot. Esse tipo de calibração aumenta as incertezas associadas, entretanto para este caso é indicado para pontos onde as velocidades dos testes superam os 5 m/s por ser de mais fácil implementação.

#### **4.2.3 Microfone**

O microfone é um transdutor de pressão acústica, geralmente, utilizado para realizar a medição de fontes de ruídos em escoamento. O seu princípio de funcionamento baseia-se no mesmo princípio geral de todo transdutor necessitando dos seguintes equipamentos:

transdutor (microfone), um condicionador de sinal, uma placa de aquisição de dados, um programa de aquisição de dados e um PC ou notebook.

Os microfones utilizados para a realização dos testes experimentais, Figura 17, são do tipo pressão com pré-amplificador, modelo 4944-A da fabricante Brüel & Kjær, com sensibilidade de 0,9 mV/Pa e incerteza associada de 0,3 dB. Os microfones atuam na frequência de 16 a 70.000 Hz e possuem uma faixa dinâmica de 48 a 169 dB, mas segundo a carta de calibração os resultados são melhores na faixa entre 100 e 10.000 Hz.

**Figura 17 – Microfone utilizado para os testes experimentais.**



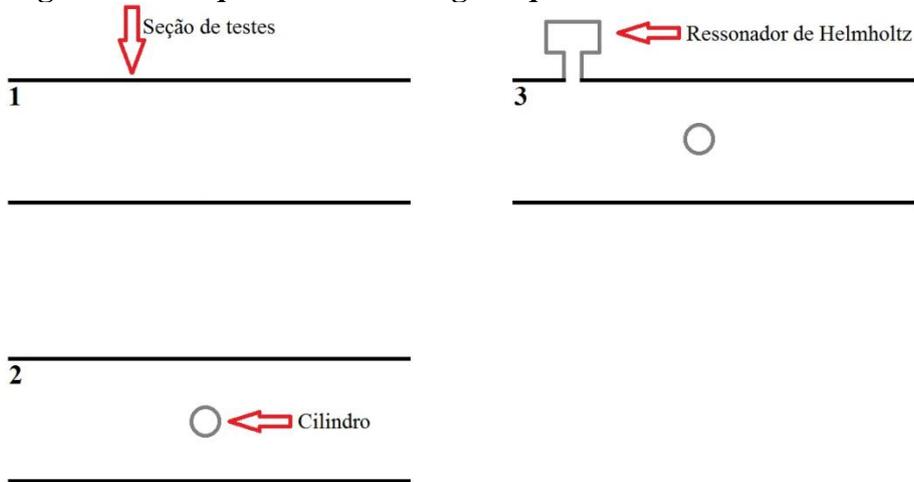
Fonte: Soares, 2013.

O microfone foi aferido utilizando um pequeno aparelho chamado de calibrador, que funciona como um alto-falante. O calibrador fornece uma pressão acústica capaz de fornecer um som bem definido para um determinado microfone. Na maioria dos casos, o calibrador tem apenas um único tom na frequência na faixa de 200 a 1000 Hz. Quando se utiliza o calibrador para a calibração do microfone, os dados captados pelo aparelho são comparados e uma função de transferência associa o sinal elétrico recebido pelo transdutor a uma pressão acústica. A sensibilidade do microfone é determinada dividindo-se a tensão de saída pelo resultado de pressão sonora.

### **4.3 Medições e planejamento experimental**

Técnicas experimentais e numéricas foram utilizadas a fim de se avaliar a influência de um cilindro e de um atenuador passivo no escoamento, instalados no túnel de vento. Elas foram aplicadas para as condições que podem ser vistas na Figura 18. É importante ressaltar que a Figura 18 não se encontra em escala.

**Figura 18 – Esquema das montagens que foram realizadas.**



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 18, 1 representa o túnel de vento simples, 2 o túnel de vento com a inserção apenas do cilindro e 3 o túnel de vento com a inserção do ressonador e do cilindro ao mesmo tempo. Os resultados obtidos nos testes da montagem 1 representam um padrão com o qual os demais testes foram comparados.

Com a necessidade de se conhecer e definir um ponto para o posicionamento dos sensores durante a realização dos testes experimentais, diminuindo erros, foram utilizadas normas. Devido a variações de condições ambientais foi proposto que os testes fossem normalizados para temperatura de 15°C e pressão atmosférica de 1atm (101,325KPa). Para isso, a temperatura no laboratório foi medida a cada teste e, em seguida, foi medida a pressão atmosférica através de um barômetro localizado ao lado do termômetro. As incertezas de ambos os equipamentos foram avaliadas por seus fabricantes em 0,5 °C e 0,5 kPa, respectivamente.

#### 4.3.1 Planejamento experimental do Tubo de Pitot

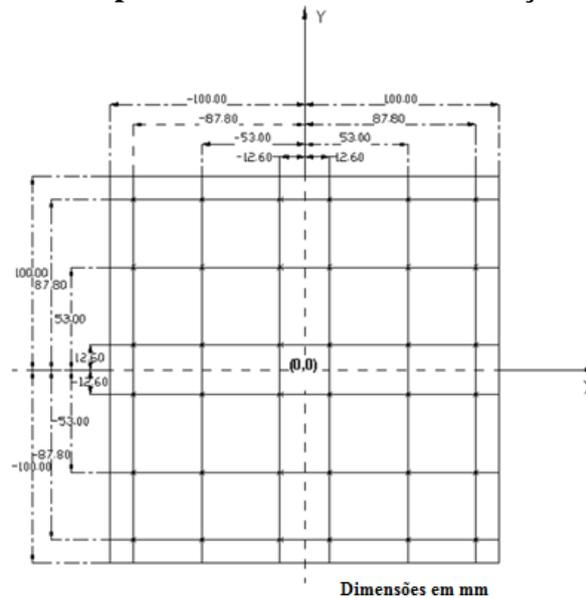
Para os testes com tubo de Pitot a Norma Internacional ISSO 3966 (2008) foi utilizada. Ela estabelece um método para a determinação da vazão volumétrica, em condutos fechados com número de Mach inferior a 0,25. Ela também apresenta padrões de medição e do equipamento a ser utilizado.

De maneira análoga à escolha do tubo de Pitot os pontos para realização dos testes nas seções de entrada e saída do túnel de vento para baixas velocidades seguiram a ISO 3966 (2008). Ela estabelece um mínimo de 25 pontos de medição para obtenção da vazão

volumétrica da seção de testes. Soares (2008) concluiu que para o túnel de vento da PUC Minas seriam necessários ao menos 37 tomadas de pressão para avaliar as propriedades do escoamento, dos quais foram 36 pontos subdivididos de acordo com a norma e um ponto localizado no centro do escoamento.

Os pontos de tomada de pressão escolhidos seguiram a metodologia Log-Chebyshev (ISO 3966, 2008) que sugere que a forma matemática da lei da distribuição de velocidade em condutos retangulares é função da distância a partir da parede, sendo ela logarítmica nos elementos periféricos da seção e polinomial nos outros elementos. Assim os pontos de medição foram definidos em função da dimensão da aresta lateral do conduto e são apresentados na Figura 19.

**Figura 19 – Pontos de posicionamento do Pitot na seção de testes.**



Fonte: adaptada de Soares, 2013.

De acordo com a norma, a distância mínima entre o eixo da ponta do tubo de Pitot e as paredes não poderia ser menor que três vezes o diâmetro  $d$  da cabeça do tubo.

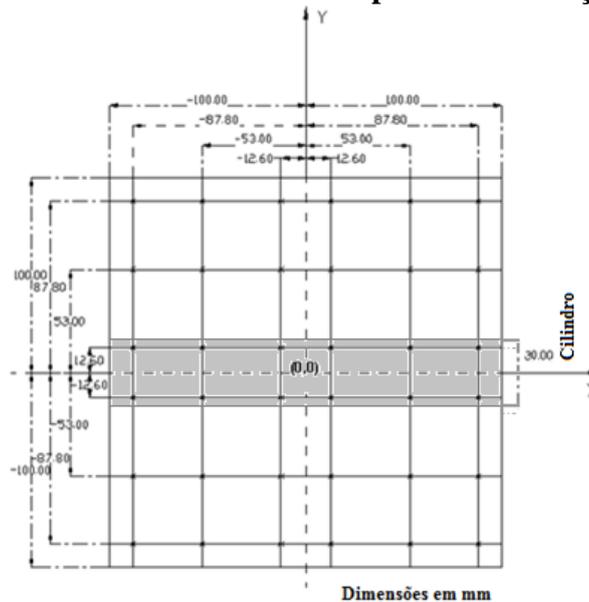
A interseção das linhas que representam as abscissas,  $X$ , e ordenadas,  $Y$ , determinaram os pontos de posicionamento do tubo de Pitot. Para a obtenção da velocidade média, as velocidades em cada ponto foram calculadas pelo método proposto por Klopfenstein (1998) através da pressão dinâmica obtida pelo Pitot através de seu acoplamento com um manômetro diferencial inclinado.

A cada ponto de medição foi atribuída uma área de integração para obtenção da vazão volumétrica local para que, posteriormente, se obtivesse as vazões volumétricas parciais locais que somadas fornecem a vazão volumétrica total.

Os experimentos foram realizados na entrada e na saída da seção de testes, para todas as condições de montagem do planejamento experimental. Os experimentos com o tubo de Pitot também foram realizados em regiões equidistantes a montante e a jusante do cilindro para avaliar a esteira do cilindro e o ponto de estagnação no perfil de velocidades do escoamento.

Para uma melhor avaliação da interferência da inserção do cilindro no escoamento ao redor do cilindro circular, os testes com a sonda estática de Pitot, foram realizados para os mesmos pontos do teste do túnel sem ressonador e sem cilindro, como pode ser visto na Figura 20.

**Figura 20 – Posicionamento do cilindro e pontos de medição Pitot.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

Três medidas foram realizadas para cada ponto, a fim de se avaliar as médias e desvios padrão de cada teste, visando a redução de erros de medição.

#### 4.3.2 Planejamento experimental do Anemômetro de fio quente a temperatura constante

Os testes experimentais com o anemômetro de fio quente (HWA, do inglês hot wire anemometer) utilizado seguiram a norma internacional ASTM D3464 (2007). Ela estabelece a

maneira com que a medida da velocidade média em um duto deve ser estabelecida a partir das técnicas de anemometria a fio quente a temperatura constante. O método abrange o escoamento de ar em um duto, com velocidades entre 1 e 30 m/s, temperatura de trabalho entre 0°C e 65°C e é independente da umidade relativa do ar. A taxa de contaminação do ar deve ser inferior a 5.000 ppm. Por esse motivo um filtro de ar foi instalado na entrada do soprador.

A norma contabiliza a quantidade de pontos necessários para mensurar as velocidades e suas flutuações durante os procedimentos experimentais com o HWA, mas eles podem sofrer variações em função de necessidades e casos específicos, como nos testes com o cilindro. A ASTM 3464 (2007) informa o procedimento de distribuição e quantidade de pontos na seção transversal do duto, a metodologia de cálculo de velocidades médias, refere-se às condições do escoamento que devem ser observadas e a localização da seção transversal na qual se deseja mensurar as velocidades.

Para todos os testes realizados utilizando o anemômetro de fio quente foram efetuados nove testes, a fim de se obter a média e o desvio padrão para reduzir a incerteza associada. Os testes foram feitos para todas as condições de montagem na saída da seção de testes. Eles foram feitos para os mesmos pontos dos testes experimentais com tubo de Pitot.

A temperatura de trabalho da sonda anemométrica foi de 240°C, equivalente a 80% da temperatura máxima de trabalho em que o sensor pode ser exposto. Isto garante segurança contra rompimentos frequentes e boa sensibilidade a variações de velocidade do escoamento pela alta temperatura de trabalho. Para os testes experimentais também era necessário o conhecimento da temperatura ambiente no momento do teste. Ela foi medida por um termômetro e foi controlada para que, nos testes com o anemômetro, não variasse mais que um grau em relação à temperatura de 20°C, que é a temperatura da resistência do sensor indicada pela fabricante.

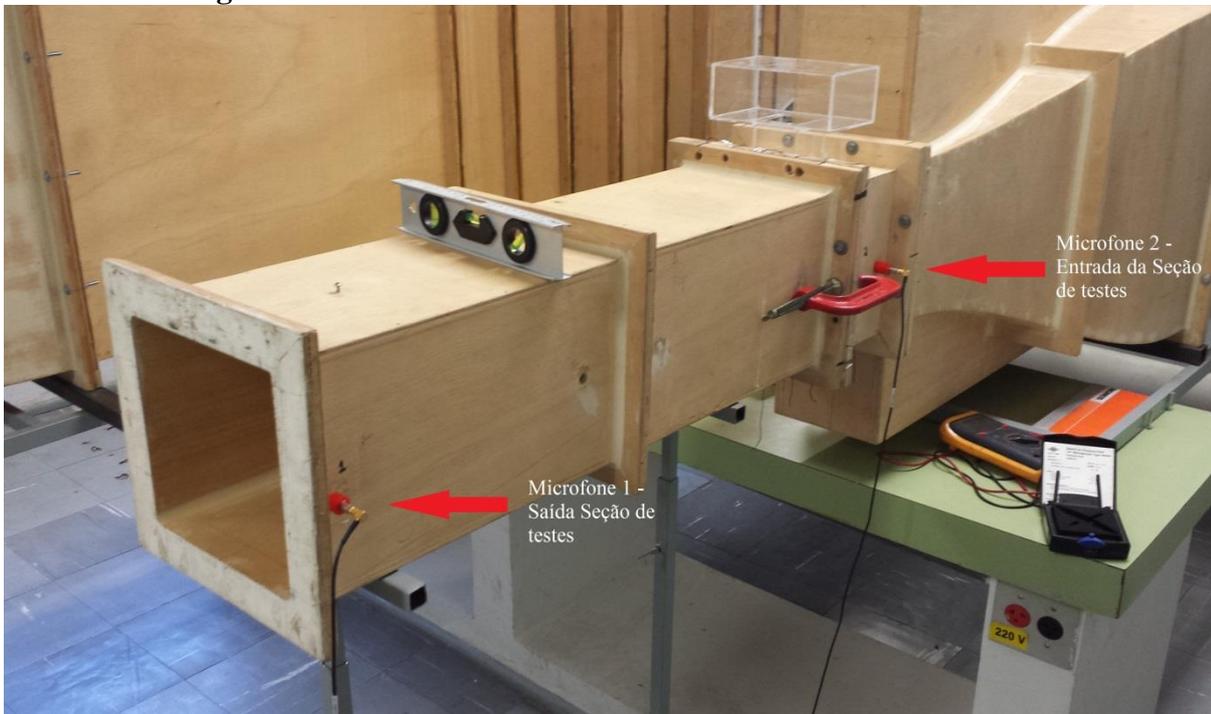
#### **4.3.3 Planejamento experimental do microfone**

A maioria das fontes de ruídos de testes em túneis de vento é causada por partes estruturais que suportam os microfones, as sondas aerodinâmicas e os modelos (VANUCCI, 2013). Por esse motivo juntamente com os microfones e o próprio cilindro foi instalado um material específico para reduzir vibrações.

Os testes com microfone foram realizados de acordo com os pontos e posicionamentos utilizados por Soares (2013). Os microfones foram posicionados na entrada e na saída da

seção de testes, Figura 21, visando a obtenção da amplitude da pressão sonora e suas respectivas frequências.

**Figura 21 – Posicionamento dos microfones no túnel de vento.**



**Fonte: Elabora pelo autor**

A temperatura do laboratório foi mantida entre 22 e 24°C, para mínimas fontes de erros devido a variações de temperatura, uma vez que a calibração do microfone ter sido realizada a 23°C

#### **4.4 Definição e posicionamento do cilindro**

O correto posicionamento do aparato experimental e do cilindro no interior de túneis de vento é um desafio e, algumas vezes, depende de análise empírica de resultados juntamente com conhecimentos prévios de mecânica dos fluidos e com o auxílio de análises em CFD. Azevedo (2011) estudou técnicas de supressão do desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros circulares utilizando cilindros de controle. Para os testes utilizou um túnel hidrodinâmico. O posicionamento do cilindro no túnel foi escolhido com base em experimentos anteriores que indicaram que a 6 metros da entrada do canal da seção de testes do túnel as velocidades se mantinham constantes.

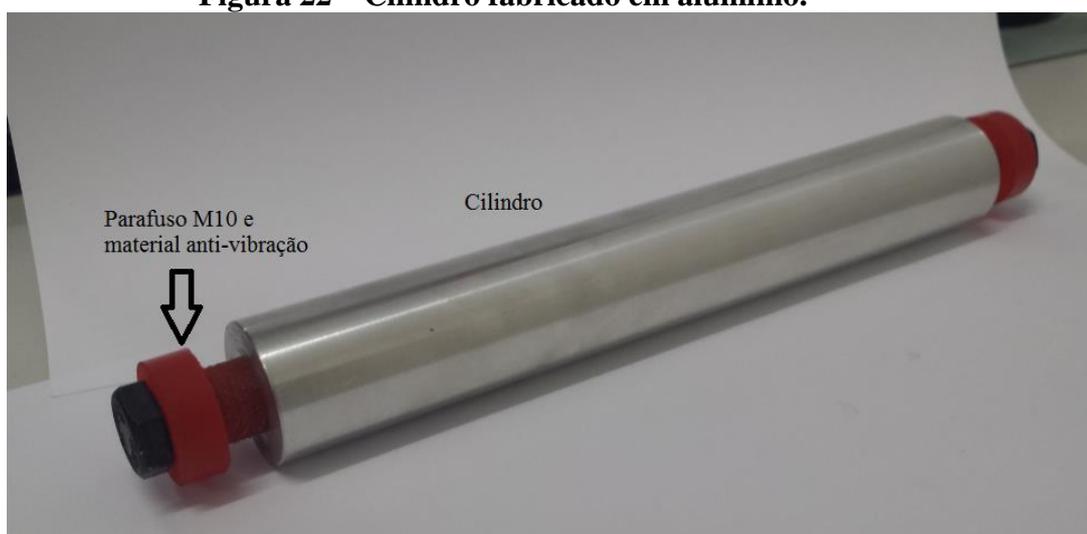
Tendo em vista as dificuldades encontradas a escolha do material do cilindro e do posicionamento do aparato experimental basearam-se em dados empíricos e/ou na literatura.

Basicamente, a escolha do material para a construção do modelo a ser utilizado no interior do túnel de vento é função da disponibilidade de mercado e de suas características físicas. Em alguns casos de superfícies que contém sustentação, ligas de aço com alumínio ou alumínio são materiais frequentemente utilizados. Algumas vezes eles são associados a fibras de vidro, por ela possuir baixa rugosidade, o que auxilia também na construção do modelo numérico (BARLOW; RAE; POPE, 1999).

Dessa maneira optou-se por fabricar o cilindro em alumínio, por este ser um material comumente utilizado pelas indústrias, de fácil usinagem e por possuir baixa rugosidade. A rugosidade é um parâmetro que influencia a geração da esteira e o desprendimento de vórtices. Segundo Bearman (1984) o ponto de transição da camada limite de laminar para turbulenta é afetado pela rugosidade do corpo, o que altera o ponto de separação e consequentemente a esteira e os vórtices. Este trabalho não tem como objetivo avaliar a influência da rugosidade no escoamento, no entanto, por ser um parâmetro influente em escoamentos seu valor foi devidamente avaliado.

O cilindro que foi utilizado nos testes, Figura 22, possui 29,7 mm de diâmetro e 200 mm de comprimento. Sua rugosidade foi medida utilizando a Norma ISO 4287 de 2002. A rugosidade média ( $R_a$ ) foi avaliada em  $1,33 \mu\text{m}$  e a rugosidade total ( $R_t$ ), que representa a maior distância vertical entre os picos e vales no intervalo de medição observada foi de  $7,17 \mu\text{m}$ .

**Figura 22 – Cilindro fabricado em alumínio.**

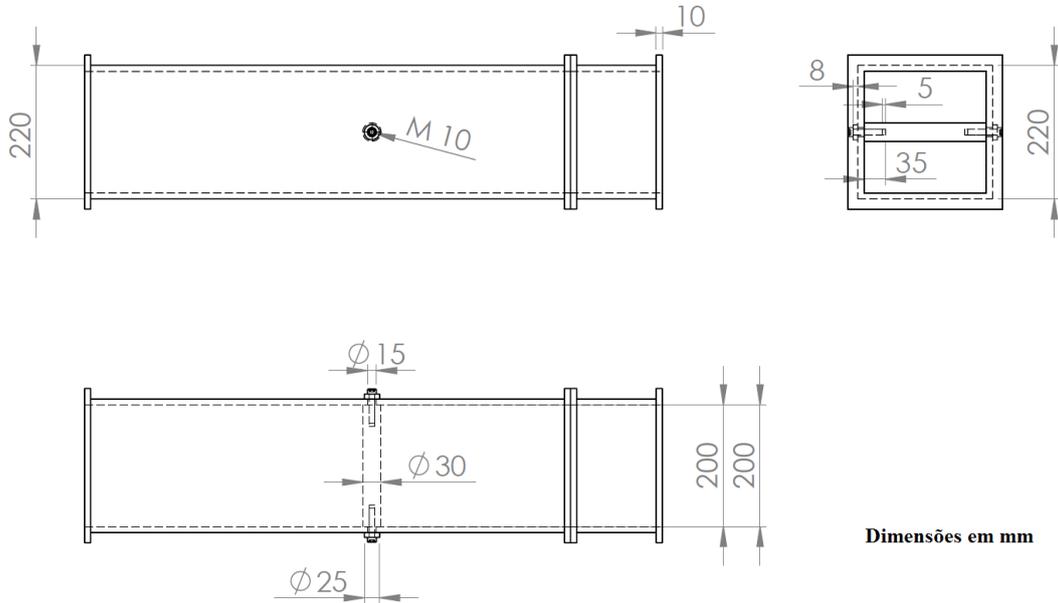


**Fonte: Elaborada pelo autor.**

O modelo do corpo cilíndrico foi posicionado no centro das arestas da seção de testes, Figura 23 e Figura 24. Como o escoamento no interior do túnel de vento não é totalmente

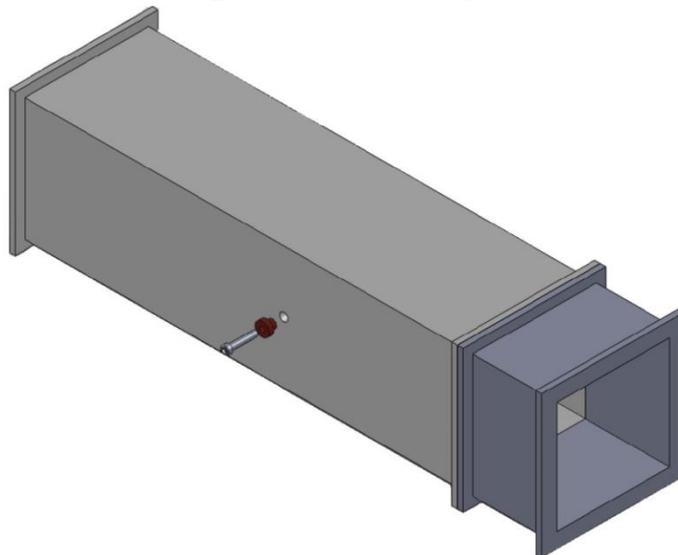
desenvolvido, e na seção de testes o regime é turbulento, as velocidades no centro do túnel tendem a ser uniformes justificando o posicionamento do corpo utilizado para ensaio.

**Figura 23 – Medidas para posicionamento do cilindro na seção de testes.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

**Figura 24 – Montagem cilindro na seção de testes.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

A razão de bloqueio do escoamento com o cilindro proposto posicionado no local que se sugere fica na faixa de 15%.

#### 4.5 Ressonador de Helmholtz

Ruídos podem ser entendidos como uma onda de pressão acústica que se propaga através de um fluido. Em escoamentos internos e externos é importante tentar reduzir ruídos advindos do escoamento e de fontes sonoras externas para obter maior eficiência no que concerne ao escoamento. Existem alguns mecanismos utilizados para a redução de ruídos advindos do escoamento, como flaps, ressonadores, placas porosas, serrilhados trapezoidais, dentre outros (VANUCCI, 2013).

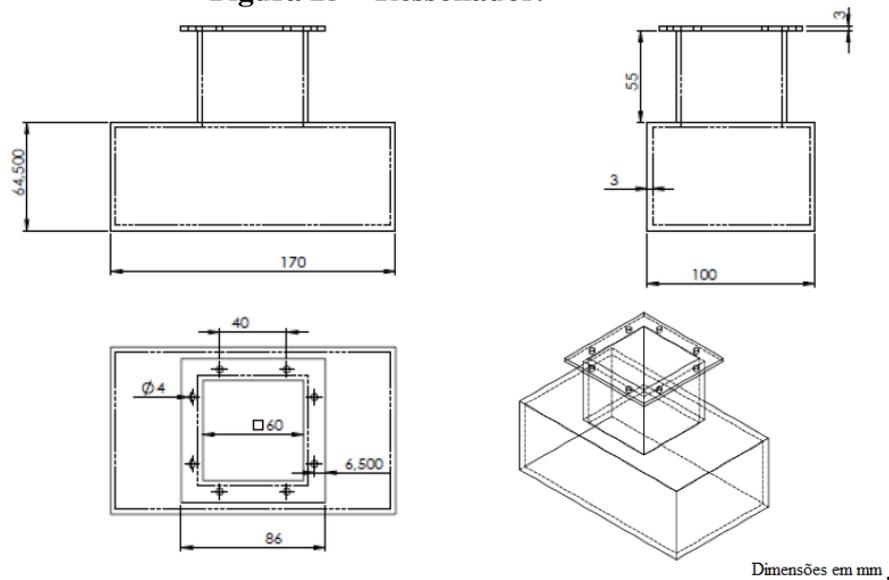
Visando reduzir a pressão acústica do escoamento e a sua intensidade turbulenta pretende-se avaliar neste trabalho a influência do ressonador de Helmholtz proposto por Soares (2013) no escoamento no interior do túnel de vento para baixas velocidades com e sem cilindro. O ressonador de Helmholtz que foi utilizado não possui volume variável e foi projetado para uma frequência de ressonância de 417 Hz correspondente a rotação de 3200 rpm.

A pressão sonora em um determinado ponto é tida como a diferença entre o valor instantâneo de pressão e é dada pela equação (30), (SOARES, 2013):

$$L_p = 20 \log \frac{P_s}{P_{sref}} \quad (30)$$

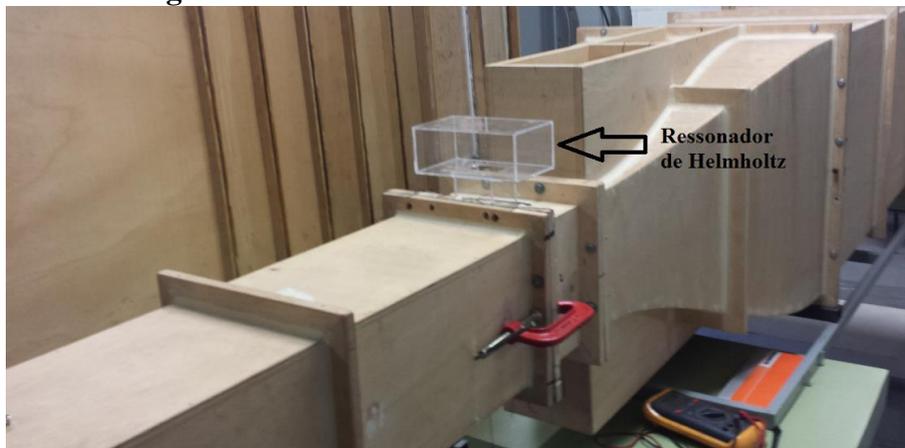
Onde  $L_p$  representa o nível de pressão sonora (dB),  $P_s$  a pressão sonora (dB),  $P_{sref}$  a pressão de referência (20  $\mu$ Pa).

O ressonador de Helmholtz que foi utilizado neste trabalho foi fabricado em acrílico com 3 mm de espessura e está representado na Figura 25.

**Figura 25 – Ressonador.**

Fonte - Adaptada de Soares (2013).

Para eventuais comparações o ressonador de Helmholtz foi posicionado no mesmo local proposto por Soares (2013), na entrada da seção de testes, como consta na Figura 26.

**Figura 26 – Posicionamento ressonador.**

Fonte: Elaborada pelo autor.

#### 4.6 Análise de incerteza experimental

Medição é um conjunto de operações que tem como objetivo determinar o valor de uma grandeza física. Mas os equipamentos utilizados para realizar tal medição sempre carregam consigo uma incerteza associada. A incerteza é um parâmetro associado ao resultado de uma medição que caracteriza a dispersão de valores que podem ser atribuídos a um mensurado. (VIM, 2012). Sendo um ponto chave para testes experimentais em

engenharia. Resultados experimentais somente se tornam confiáveis se for feita a análise de incerteza de seus resultados. Por isso, foi realizada a análise de incerteza relacionada aos testes com os três principais equipamentos experimentais utilizados neste trabalho.

Segundo White (2007) a incerteza dos dados é definida como a faixa na qual está contido o valor verdadeiro de uma medição com 95% de confiança. A análise experimental envolve três aspectos básicos: exatidão, precisão e Algarismos significativos. Existem também erros relacionados às medições que podem ser sistemáticos, grosseiros e aleatórios.

Os erros sistemáticos são inerentes às próprias características dos equipamentos de medição e não podem ser reduzidos através de repetidos testes, instalação adequada e das características do escoamento. No entanto uma redução do erro aleatório pode ser obtida pela repetição das medições (ISO 3966, 2008).

#### **4.6.1 Incerteza experimental do tubo de Pitot**

Para os testes com tubo de Pitot, segundo a Norma ISO 3966 (2008), todas as fontes de erros relacionados aos resultados são:

- Na obtenção da pressão diferencial.
- Devido a flutuações em baixas velocidades.
- Na massa específica do fluido.
- No cálculo do fator de compressibilidade do fluido.
- Na calibração do tubo de Pitot.
- Devido à turbulência.
- Devido ao gradiente de velocidade transversal.
- Devido ao bloqueio do conduto.
- Devido à inclinação do tubo de Pitot em relação ao escoamento.
- Devido à perda de carga entre tomadas de pressão total e estática.
- Devido à temperatura do teste.

Para o cálculo da vazão mássica/volumétrica as incertezas e erros são:

- Devido ao resultado da velocidade do escoamento.
- Devido à técnica de integração gráfica, caso esta seja utilizada.

Para o cálculo da incerteza dos equipamentos não foi possível avaliar todas essas fontes de erros e incertezas, sendo algumas delas desprezadas no processo. O cálculo da

incerteza com o tubo de Pitot obedeceu a seguinte ordem: cálculo da velocidade do tubo de Pitot equação (31):

$$v = \sqrt{\frac{2 \Delta p R T}{P}} \quad (31)$$

Cálculo da velocidade normalizada, equação (32) (QUEIROZ, 2008):

$$v_r = \frac{v \sqrt{T} P_r}{R T \rho_r \sqrt{T_r}} \quad (32)$$

Pr = Pressão Normalizada de referência (1 atm ou  $1,013 \times 10^5$  Pa)

Tr = Temperatura Normalizada de referência (15°C ou 288,15 K)

$\rho_r$  = Massa específica Normalizada (1,225 kg/m<sup>3</sup>)

Cálculo da vazão volumétrica total ( $Q_t$ ), equação (33):

$$Q_t = \sum (v_r A) \quad (33)$$

A incerteza dos instrumentos utilizados foi avaliada em:  $\pm 0,5$  °C para o termômetro,  $\pm 0,5$  mmHg para o barômetro,  $\pm 0,005$  kPa para o manômetro e  $\pm 0,05$  mm paquímetro.

Assim as incertezas as equações para o cálculo das incertezas combinadas foram

Incerteza Combinada, equação (34):

$$I_c = \sqrt{I_{exp}^2 + I_{inst}^2}, I_{exp} = 2\sigma \quad (34)$$

Incerteza da Velocidade Medida, equação (35):

$$\partial v = \left\{ \left[ \frac{\partial v}{\partial (\Delta p)} \partial (\Delta p) \right]^2 + \left[ \frac{\partial v}{\partial T} \partial T \right]^2 + \left[ \frac{\partial v}{\partial p} \partial p \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (35a)$$

$$\frac{\partial v}{v} = \left\{ \left[ \frac{1}{2} \frac{\partial(\Delta p)}{\Delta p} \right]^2 + \left[ \frac{1}{2} \frac{\partial p}{p} \right]^2 + \left[ \frac{1}{2} \frac{\partial T}{T} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (35b)$$

Incerteza da Velocidade Normalizada, equação (36):

$$\partial v_r = \left\{ \left[ \frac{\partial v_r}{v} \partial v \right]^2 + \left[ \frac{\partial v_r}{T} \partial T \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (36a)$$

$$\frac{\partial v_r}{v_r} = \left\{ \left[ \frac{1}{v} \partial v \right]^2 + \left[ \frac{1}{2T} \partial T \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (36b)$$

Para o cálculo da vazão puntual foi utilizada a fórmula de propagação da incerteza para as variáveis para variáveis independentes, equação (37), onde A representa a área relativa a cada velocidade normalizada obtida:

$$Q = v_r \cdot A \quad (37a)$$

$$\partial Q = \left\{ \left[ \frac{\partial Q}{\partial v_r} \partial v_r \right]^2 + \left[ \frac{\partial Q}{\partial A} \partial A \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (37b)$$

$$\frac{\partial Q}{Q} = \left\{ \left[ \frac{1}{v_r} \partial v_r \right]^2 + \left[ \frac{1}{A} \partial A \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (37c)$$

Portanto, para a incerteza da vazão total foi utilizada a equação da propagação de Incerteza por adição, equação (38):

$$Q = v_r \cdot A \quad (38a)$$

$$Q_T = \left\{ \sum \left[ \left( \frac{\partial Q_T}{\partial v_r} \right)^2 \partial v_r^2 \right] + \left[ \left( \frac{\partial Q_T}{\partial A} \right)^2 \partial A^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (38b)$$

$$\partial Q_T = \{ [A^2 \partial v_r]^2 + [v_r^2 \partial A]^2 \}^{1/2} \quad (38c)$$

A Tabela 2 mostra as maiores incertezas encontradas para os testes com tubo de Pitot nas diferentes montagens, já para a vazão volumétrica todas as incertezas ficaram em aproximadamente  $\pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$ .

**Tabela 2 – Incerteza resultados Pitot.**

Teste	Entrada (m/s)	Saída (m/s)
Montagem 1	$\pm 0,38$	$\pm 0,37$
Montagem 2	$\pm 0,27$	$\pm 0,34$
Montagem 3	$\pm 0,68$	$\pm 0,34$

Fonte: Elaborada pelo autor.

#### 4.6.1 Incerteza experimental do HWA e do microfone

Para os testes com HWA as principais fontes de incertezas são devido à temperatura ambiente, ruídos dos circuitos que compõem o aparato experimental, e aos equipamentos utilizados em paralelo para medição, como o termômetro utilizado durante a calibração, o manômetro e o barômetro. Para o cálculo da incerteza do HWA foram consideradas como incerteza do equipamento (tipo A) a maior incerteza encontrada para o tubo de Pitot durante a calibração, para a incerteza das medições (tipo B) foram utilizadas a fórmula de incerteza que consta no manual de calibração do equipamento como mostrados na equação (39):

$$I_c = \sqrt{I_{exp}^2 + I_{inst}^2} \quad (39a)$$

$$I_{exp} = \frac{\left(\frac{Z_a}{2} \cdot it_{(\%)}\right)}{\sqrt{N}} \quad (39b)$$

Onde  $Z_a/2$  possui o valor de 1,96 para um intervalo de confiança de 95% e N é o número de pontos de aquisições gerados, no caso do presente trabalho 480. A incerteza do instrumento foi considerada como sendo a maior incerteza encontrada para o Pitot durante a calibração. A incerteza combinada foi refeita, a partir da normalização dos resultados com HWA utilizando a equação (34).

As maiores incertezas relacionadas a cada uma das montagens com o anemômetro de fio quente são apresentadas na Tabela 3. Os maiores valores encontrados de incerteza em porcentagem corresponderam a 3,28%. Isso indica conformidade com o manual do usuário do equipamento utilizado que diz que em uma calibração bem feita, os valores de incerteza ficaram próximos a 3%.

**Tabela 3 – Incertezas resultados anemômetro.**

Teste	Saída (m/s)	Saída (%)
Montagem 1	$\pm 0,20$	$\pm 3,20$
Montagem 2	$\pm 0,21$	$\pm 3,28$
Montagem 3	$\pm 0,21$	$\pm 3,28$

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para os testes com microfone foi considerada a incerteza associada apresentada pela carta de calibração do microfone que indica uma incerteza de  $\pm 0,3$  dB assim como proposto por Soares (2013).



## 5 METODOLOGIA NUMÉRICA

Existem duas abordagens fundamentais ao projeto e análise dos sistemas de engenharia envolvendo fluidos: experimentação e cálculo. Com a complexidade dos cálculos de escoamentos turbulentos surgiram técnicas computacionais para auxiliar na resolução das equações diferenciais propostas (ÇENGEL; CIMBALA, 2007). A utilização de máquinas capazes de processar cálculos analíticos e numéricos para prever os fenômenos característicos relacionados a fluidos tem se tornado uma poderosa ferramenta de auxílio para as indústrias.

As técnicas de CFD são definidas como análises de sistemas envolvendo escoamentos de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados a reações químicas por simulação baseada em computadores. Essas técnicas ganharam mais notoriedade a partir da década de 60, quando passaram a ser utilizadas na manufatura de aeronaves e turbinas. Elas têm sido bastante utilizadas visando a diminuição do ciclo de projeto, necessitando realizar menos testes experimentais (QUEIROZ, 2010).

### 5.1 Procedimentos de solução numérica

Para uma simulação CFD típica o operador deve selecionar as variáveis, a forma aproximada das equações de governo, o modelo de turbulência, a malha computacional, as condições de contorno, o sistema de discretização e o critério de convergência (BLOCKEN, 2014). Todos os seguintes passos devem ser seguidos em ordem para a resolução CFD: pré-processamento, utilização do *solver* e pós-processamento.

O pré-processamento consiste em atribuir ao programa de análise CFD, por um operador, a modelagem de um problema real a ser resolvido. Nessa etapa deve ser atribuída ao programa uma geometria, chamada de domínio computacional. Posteriormente a discretização do domínio físico deve ser realizada, dando origem a uma malha. Em seguida são atribuídas as hipóteses fundamentais, as condições de contorno do problema e as definições das propriedades do fluido. Segundo Richard e Norris (2011) a definição das condições de contorno apropriadas para a análise CFD é um assunto muito discutido e estudado por sua relevância e um dos maiores obstáculos em análises numéricas.

O *solver* é responsável pelo processamento e solução das equações. Existem três diferentes tipos de técnicas de solução numérica: diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos. A maioria dos códigos de CFD utiliza a abordagem por volumes finitos para

realizar os cálculos. Essa abordagem oferece uma maneira alternativa para obter aproximações numéricas para equações diferenciais parciais (CHAPRA; CANALE, 2008).

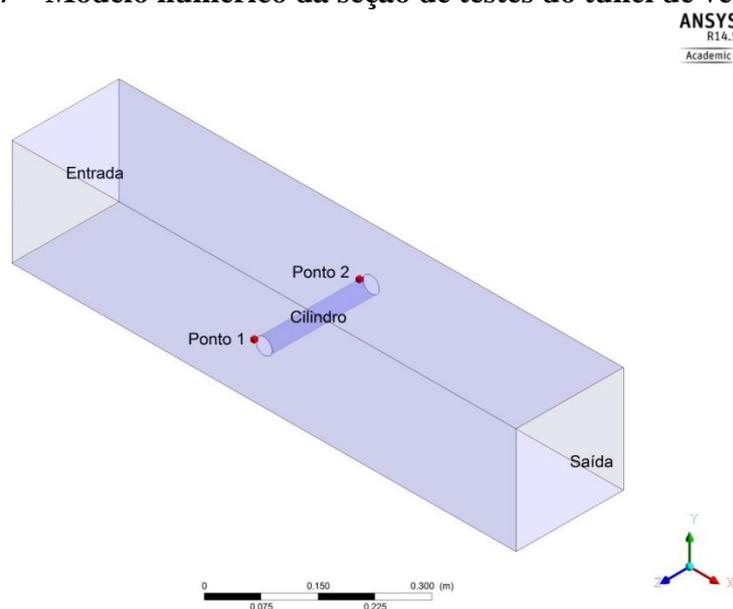
Na abordagem por volumes finitos, os nós, onde são realizados os cálculos, estão inseridos dentro de cada volume de controle da malha a ser estudada. As equações governantes são reescritas para cada volume de controle e para cada variável algébrica que se deseja, como pressão, temperatura, velocidade, intensidade turbulenta, dentre outras. O algoritmo numérico seguido no *solver* abrange os seguintes passos: integração das equações governantes para todos os volumes de controle; discretização, conversão das equações integrais em sistemas de equações algébricas; solução das equações algébricas por um método iterativo.

O pós-processamento consiste na captura dos resultados obtidos pelo *solver*, como linhas de corrente, vetores de velocidade, gráficos de perfil de velocidade, de energia cinética turbulenta, vorticidade, dentre outras possibilidades; e sua análise por alguém capacitado.

## 5.2 Modelo numérico

Para os testes numéricos foram consideradas duas situações: A primeira considerou os resultados apenas na entrada da seção de testes, considerando-se perfil uniforme na entrada. A Figura 27 mostra o modelo numérico com o cilindro inserido.

**Figura 27 – Modelo numérico da seção de testes do túnel de vento.**

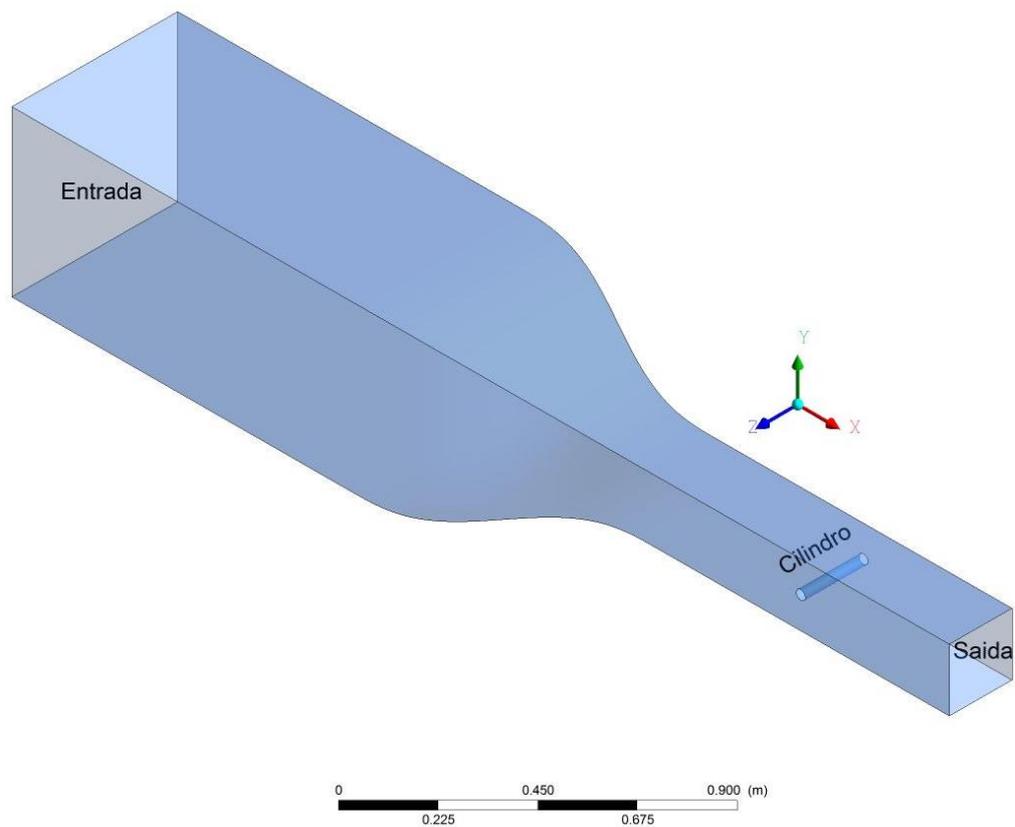


**Fonte: Elaborada pelo autor.**

Na Figura 27 os pontos 1 e 2 são pontos que foram escolhidos para fazer a análise de convergência da malha durante as simulações. Foram também escolhidos pontos arbitrários para analisar a convergência da física do problema durante as simulações.

A segunda situação considerou apenas as partes que constituem o túnel da seção de estagnação em diante, o que inclui a contração e a seção de testes, Figura 28. Os efeitos das telas e dos difusores no escoamento foram ignorados, além do perfil não uniforme na entrada da seção de estagnação. Em ambas as situações, apenas a seção de testes e o túnel da seção de estagnação em diante, os testes foram feitos com e sem a inserção do cilindro.

**Figura 28 – Modelo numérico do túnel de vento a ser utilizado.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

As pequenas dimensões das telas, com elementos de aproximadamente  $1 \text{ mm}^2$  de área, que estão instaladas nos difusores geram uma dificuldade de modelagem numérica. Malhas muito refinadas seriam necessárias para modelar esse tipo de escoamento. Devido a esse problema optou-se por não considerar o escoamento advindo dos difusores, responsáveis por reduzir a velocidade do escoamento a fim de recuperar altura e pressão do escoamento e das telas, pois estas teriam um papel fundamental na não separação do escoamento. Considerando escoamento uniforme na saída dos difusores e das telas o modelo numérico estava mais

próximo ao encontrado na seção de estagnação no interior do túnel de vento, por conseguinte os resultados estão mais próximos aos reais.

A análise numérica foi feita com o auxílio do software comercial Ansys CFX<sup>®</sup> 14.5. Esse software utiliza a técnica de volumes finitos que divide o domínio em vários pequenos volumes de controle. As equações de conservação, quantidade de movimento linear e as equações de transporte são resolvidas no interior de cada volume de controle (ANSYS, 2013).

O computador utilizado nas simulações possui o sistema operacional Windows<sup>®</sup> 7 de 64 bits, o processador Xeon da Intel<sup>®</sup>, memória RAM de 32 GB e clock de 3,3 GHz. O sistema de interpolação utilizado foi o High-Resolution, discutido por Queiroz e outros (2014) que verificaram que este sistema de interpolação é o mais indicado para a resolução de problemas no túnel de vento em questão.

A malha é um dos parâmetros mais importantes em uma simulação CFD, onde cada uma das equações diferenciais parciais é resolvida no interior de cada volume de controle dos elementos discretizados. Elas são classificadas pelos tipos de elemento, podendo ser hexaédricas, prismáticas, tetraédricas, piramidais, dentre outras. As malhas também podem ser classificadas pelo seu tipo: estruturada e não estruturada. Nas malhas estruturadas é possível conhecer todos os vizinhos de um elemento conhecendo sua posição, o que não ocorre em malhas não estruturadas. A principal vantagem em se utilizar malhas estruturadas é que nelas são gerados menos elementos para uma mesma disposição de nós. (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Para a geração das malhas, propôs-se a utilização dos programas de código fechado ICEM CFD 14.5 e Ansys Workbench com malhas prismáticas nas paredes, visando melhores cálculos nas regiões de camada limite e malhas tetraédricas na região de corrente livre.

As hipóteses fundamentais consideradas para a resolução do problema numérico em questão foram:

- Ar como gás ideal,  $P=\rho RT$ , onde R é a constante universal dos gases;
- Escoamento em regime permanente;
- Escoamento isotérmico a 15°C;

As condições de contorno que estabelecidas são:

- Saída com pressão estática relativa de 0 Pa.
- Condições de não deslizamento nas paredes;
- Condição de não deslizamento para as paredes do cilindro
- Paredes impermeáveis;

- Vazão mássica de 0,294 kg/s imposta na entrada baseada em resultados experimentais correspondente a uma rotação de 2500 rpm do soprador;
- Intensidade turbulenta de 5% (valor padrão sugerido pelo software).

Todas as simulações numéricas foram realizadas com os três modelos de turbulência testados ( $k\epsilon$ ,  $k\omega$  e BSL EARSM). Os resultados foram posteriormente comparados para avaliar o melhor entre os modelos de turbulência na previsão do escoamento no interior do túnel de vento e do escoamento ao redor de um cilindro circular.

### 5.3 Análise de incerteza numérica

Com os elevados custos relacionados à criação de modelos para implementação em túneis de vento, as técnicas de CFD têm se tornado uma importante aliada em análises de projetos aerodinâmicos. Para os resultados obtidos via simulação poderem diminuir a utilização de túneis de vento em pré-projetos e assim diminuir os custos, faz-se necessária à verificação da simulação numérica.

Isso ocorre devido à necessidade de diminuir fontes de erros e incertezas até a construção do modelo para testes em túneis de vento. Para Muramaki (1990) os resultados de simulações não estão livres de erros numéricos. Portanto, segundo o autor, é indispensável a comparação de dados numéricos com resultados experimentais de túneis de vento para avaliar a precisão de resultados provenientes de simulações numéricas, fazendo com que esses dois tipos de análise coexistam entre si.

A validação de uma simulação numérica e posterior utilização de seus resultados retornados pelo *solver* só pode ser realizada com a comparação com resultados experimentais. A verificação e a validação são maneiras distintas de se avaliar a incerteza e os erros de apresentados por resultados numéricos. A verificação é a avaliação da precisão da solução para um modelo computacional, principalmente em comparação com soluções conhecidas. A validação é a avaliação da precisão de uma simulação computacional, por comparação com os dados experimentais. Na verificação, a relação de simulação para o mundo real não é um problema (OBERKAMPF; TRUCANO; HIRSCH, 2004).

A partir dos testes experimentais foram obtidas as condições de contorno do problema e realizada a validação do modelo.



## 6 RESULTADOS

Os resultados obtidos são apresentados neste capítulo, sendo expostos na seguinte sequência:

- Escolha do diâmetro do cilindro;
- Resultados experimentais sem cilindro;
- Resultados experimentais com cilindro e sem ressonador;
- Resultados experimentais com cilindro e com ressonador;
- Validação;
- Simulações da geometria do túnel contendo apenas a seção de testes;
- Simulações da geometria do túnel da seção de estagnação em diante;

Todos os resultados numéricos foram realizados com a utilização dos três modelos de turbulência testados  $\kappa$ - $\omega$  SST, BSL EARSM e  $\kappa$ - $\epsilon$  padrão, com velocidades de condição de entrada equivalentes a rotação utilizada para os testes experimentais do túnel de vento em 2500 rpm. Os testes experimentais com o Tubo de Pitot e o anemômetro de fio quente foram normalizados para uma temperatura de 15°C.

Na avaliação do escoamento foram utilizados diferentes números de Reynolds. Para a solução das equações governantes do problema utilizou-se o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico da seção de testes, considerando como turbulento o escoamento com Re superiores a 4000. No entanto, para a avaliação do escoamento ao redor de cilindros, utilizou-se o número de Reynolds baseado no diâmetro de cada cilindro com Reynolds turbulento na faixa da ordem de grandeza de  $2 \times 10^5$ . Já para o cálculo da camada limite próxima às paredes do túnel de vento foi utilizado o Re baseado em uma placa plana sendo turbulento quando superiores a  $5 \times 10^5$ .

### 6.1 Escolha do diâmetro do cilindro

Foram encontradas na literatura diversas razões de bloqueio diferentes em relação à área da seção de testes, mas sem nenhuma delas explicar o por quê da escolha da referida razão de bloqueio. Por esse motivo, a escolha do diâmetro do cilindro e, conseqüente, escolha da razão de bloqueio do escoamento estudado baseou-se nos seguintes fatores: o diâmetro do tubo de Pitot utilizado, a Norma ISO 3966 (2008), razões de bloqueio encontradas na literatura, e resultados de simulações numéricas. Nas simulações numéricas foram realizados

5 testes com o túnel de vento em regime permanente sem e com cilindro (sem rugosidade). Para os testes com o cilindro foram simulados diâmetros de 30 mm, 40 mm, 50 mm e 60 mm.

A pitometria é uma técnica invasiva e que pode influenciar nos experimentos. O tubo de Pitot utilizado nos testes experimentais possui um diâmetro de cerca de 3 mm. No intuito de evitar influências significativas da sonda de Pitot nos resultados experimentais, o menor diâmetro do cilindro simulado correspondeu a 30 mm.

É de suma importância em algumas análises em túnel de vento que o escoamento não seja desenvolvido e que a camada limite seja a menor possível, garantindo uma velocidade uniforme no interior da seção de testes. Assim, em um primeiro momento foram avaliadas as dimensões da camada limite para o túnel sem cilindro.

As dimensões da camada limite na seção de testes do túnel de vento foram avaliadas analítica e numericamente. A velocidade obtida experimentalmente na entrada da seção de testes em seu centro foi utilizada para avaliar o número de Reynolds e posteriormente realizar os cálculos da espessura da camada limite na saída da seção. Para o cálculo de Reynolds, equação (23), os seguintes valores baseados em uma temperatura ambiente de 15°C: foram utilizados massa específica do ar de 1,225 kg/m<sup>3</sup>, viscosidade absoluta de 1,8 x 10<sup>-5</sup> [kg/(s.m)], x equivalendo a 940 mm (comprimento da seção de testes) e velocidade experimental no centro da seção de testes de 6,17 m/s para a rotação do soprador equivalente a 2500 rpm.

Utilizando os valores citados o  $Re_x$  foi calculado em 3,96 x 10<sup>5</sup> para o comprimento da seção de testes, sendo considerado seu regime como laminar. A partir do método analítico a espessura da camada limite no interior do túnel de vento, aproximando para uma placa plana, foi calculada com um valor de 7,46 mm.

Para a obtenção do valor da espessura da camada limite numericamente utilizou-se a definição da camada limite, como o lugar geométrico em que a velocidade possui 99% da corrente livre. Os valores da velocidade da corrente livre aumentam à medida que se incrementa o valor da posição devido ao desenvolvimento da camada limite.

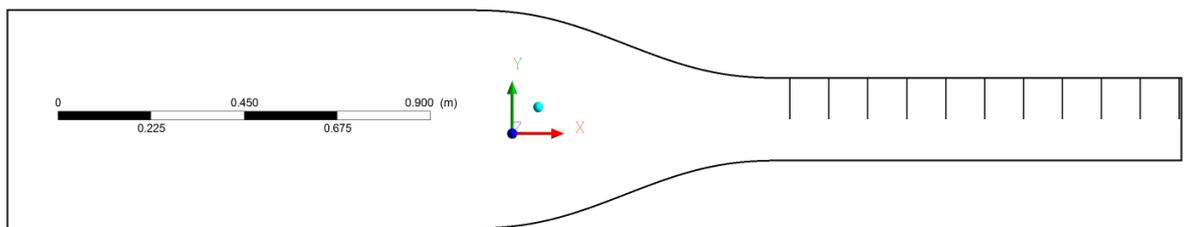
Para traçar o gráfico da espessura da camada limite para os três modelos de turbulência a seção de testes foi dividida em 11 linhas. Elas foram traçadas de modo a serem equidistantes uma da outra desde a entrada da seção de testes, ponto P01, até a sua saída, ponto P11, com os perfis colocados a uma distância de 94 mm de seus perfis vizinhos. A Tabela 4 mostra o posicionamento das linhas de tomada de velocidade onde a entrada da seção de testes tem como coordenada de referência x igual a 795 mm, a entrada da seção de testes, seu centro e sua saída estão destacados em negrito respectivamente.

**Tabela 4 – Posições das linhas de tomada de velocidade.**

Perfil	P01	P02	P03	P04	P05	P06	P07	P08	P09	P10	P11
Distância de referência [mm]	<b>795</b>	889	983	1077	1171	<b>1265</b>	1359	1453	1547	1641	<b>1735</b>

Fonte: Elaborada pelo autor.

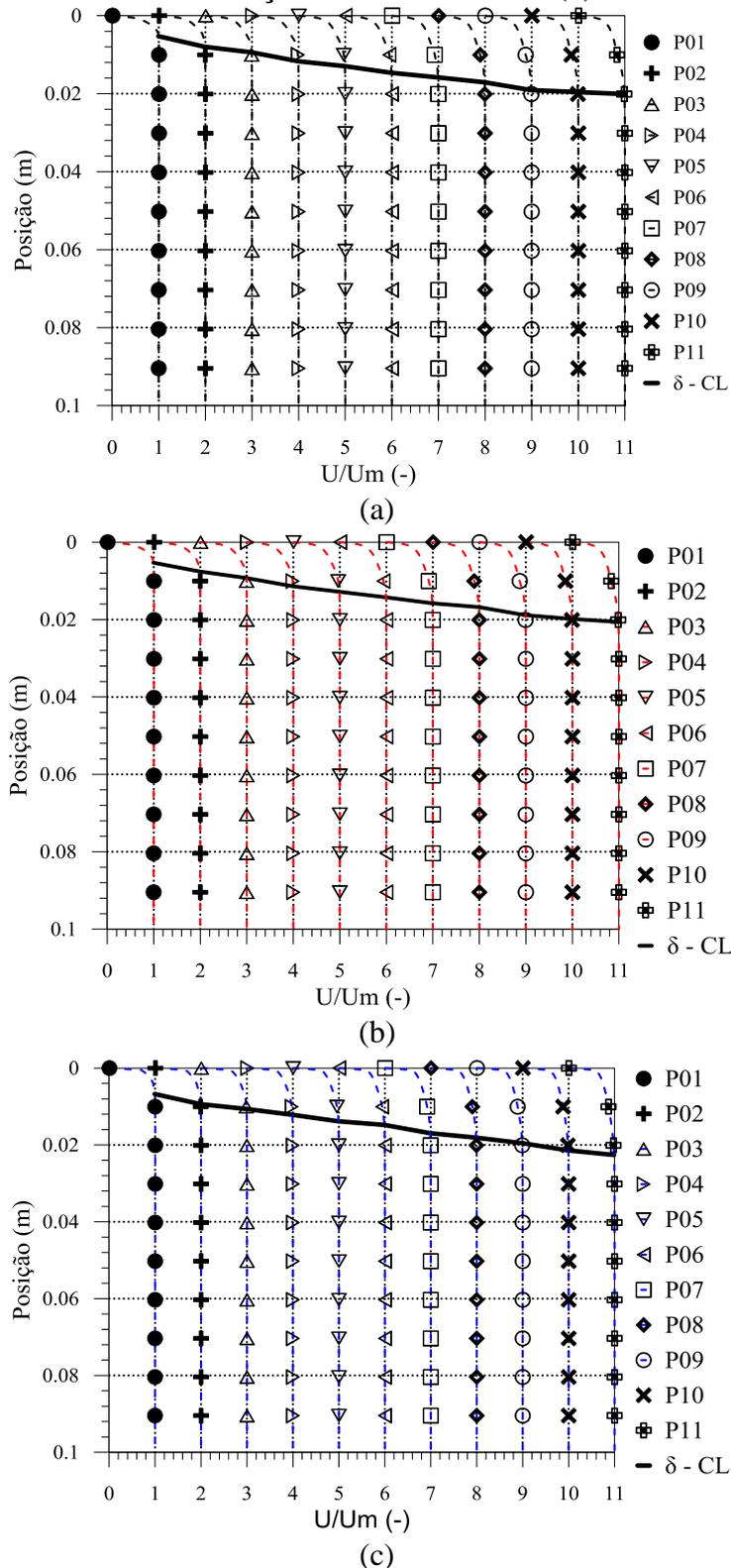
A Figura 29 mostra as linhas que são citadas na Tabela 4 e ainda mostra a posição onde, nas simulações, está localizada a origem do eixo xyz. Nela a primeira linha vertical visível na seção de testes representa a linha de entrada da seção de testes correspondente ao ponto P01 da Tabela 4 e as demais linhas seguem as representadas na tabela respectivamente.

**Figura 29 – Posições das linhas de tomada de velocidade.**

Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 30 mostra o perfil adimensional de velocidade em cada uma das linhas anteriormente citadas para os modelos de turbulência BSL EARSM (a),  $\kappa-\omega$  SST (b) e  $\kappa-\epsilon$  (c). As velocidades foram adimensionalizadas tomando-se como referência a velocidade potencial de cada linha. Como a espessura da camada limite foi definida como sendo a posição onde a velocidade adimensional é 0,99 pode-se determinar a espessura em cada posição. Observa-se como esperado, o crescimento da camada limite à medida que se avança em direção à saída da seção de testes. Os resultados das simulações retornaram valores aproximados entre os modelos, com o modelo  $\kappa-\epsilon$  apresentando a maior espessura de camada limite na saída do túnel de vento. Tanto o modelo SST quanto o modelo EARSM apresentaram uma espessura de camada limite de 5,26 mm na entrada da seção, com o SST apresentando 20,60 mm de espessura na saída e o EARSM 20,10 mm. O modelo  $\kappa-\epsilon$  apresentou valores de 6,75 mm para a entrada e 22,61mm para a saída.

Figura 30 – Camada limite na seção de testes do túnel (a) EARSM (B) SST (c)  $\kappa$ - $\epsilon$ .



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observando a forma dos perfis de velocidades encontrados ficou constatado que para os três modelos de turbulência o escoamento não se encontrava totalmente desenvolvido, uma vez que as camadas limites superior e inferior não se encontram. Para a escolha do diâmetro

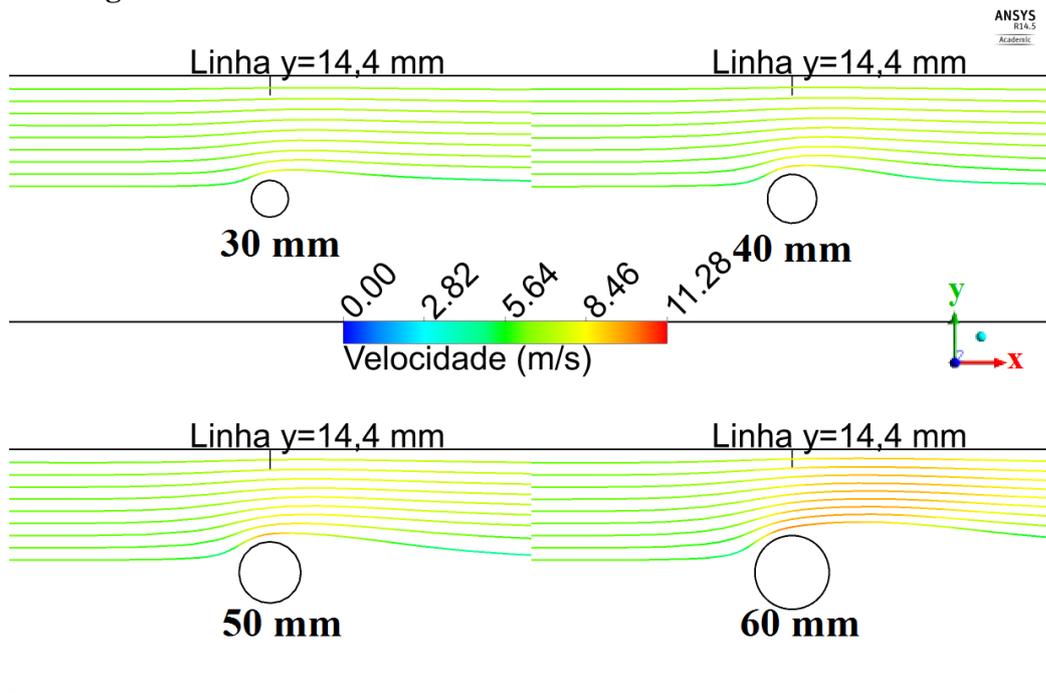
do cilindro foi então decidido que o melhor modelo de turbulência a ser utilizado era o modelo de turbulência  $\kappa$ - $\omega$  SST, que de acordo com Guzella e outros (2010) apresenta bons resultados quando comparados com testes experimentais para análises no interior de seções de teste de túneis de vento. Para o modelo escolhido, a espessura da camada limite no centro da seção de testes onde o cilindro foi posicionado foi de 14,40 mm.

Os cálculos analíticos forneceram uma espessura de 7,46 mm ao final da seção de testes, o que não está de acordo com os resultados da simulação numérica. No entanto, os cálculos analíticos consideraram que o perfil de velocidades na entrada da seção de testes era uniforme, correspondendo a uma espessura nula da camada limite neste ponto, o que tende a reduzir a espessura ao final da seção de testes. Na simulação numérica o túnel de vento foi simulado a partir da seção de estagnação, o que aumenta a espessura. Além disso, devido à presença de telas nos difusores, o escoamento real se aproxima do escoamento uniforme.

Os cálculos analíticos desconsideraram os efeitos do escoamento nas seções de estagnação e de contração na camada limite. Como existiram diferenças entre os valores numéricos e analíticos encontrados foi definido que os valores numéricos eram uma escolha mais apropriada para a análise proposta, por estes considerarem os efeitos no escoamento das seções citadas.

Após essa análise, estabeleceu-se que as linhas de corrente das simulações com os cilindros, para cada um dos diâmetros simulados, não poderiam influenciar de forma significativa as regiões próximas a 14,4 mm em relação à parede da seção de testes. Como resultado foi encontrado que apenas o cilindro com diâmetro de 30 mm apresentou resultados satisfatórios em que as curvaturas das linhas de corrente se mantiveram dentro da faixa estabelecida para haver pouca ou nenhuma influência do escoamento ao redor do cilindro na camada limite do túnel de vento. A Figura 31 contém os resultados de linhas de corrente para cada diâmetro do cilindro simulado (30, 40, 50 e 60 mm), nela uma linha correspondente a 14,4 mm foi traçada no centro da seção de testes a fim de se destacar a espessura da camada limite naquele ponto.

**Figura 31 – Linhas de corrente - cilindro com diâmetro de 30 mm.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

A partir dos resultados obtidos o cilindro com 30 mm de diâmetro foi escolhido como o ideal para a realização do estudo proposto. Ele foi fabricado em alumínio e utilizado para realizar ensaios experimentais e a validação dos resultados numéricos. Como consequência dessa escolha o tubo de Pitot utilizado nos testes experimentais possui 10% do diâmetro do cilindro. Isso garantiu um menor erro devido à inserção do tubo de Pitot no escoamento durante os testes experimentais. Os resultados de velocidade são apresentados de acordo com as velocidades obtidas experimentalmente e, posteriormente, normalizadas para 1 atm e 15°C.

## 6.2 Testes experimentais com tubo de Pitot

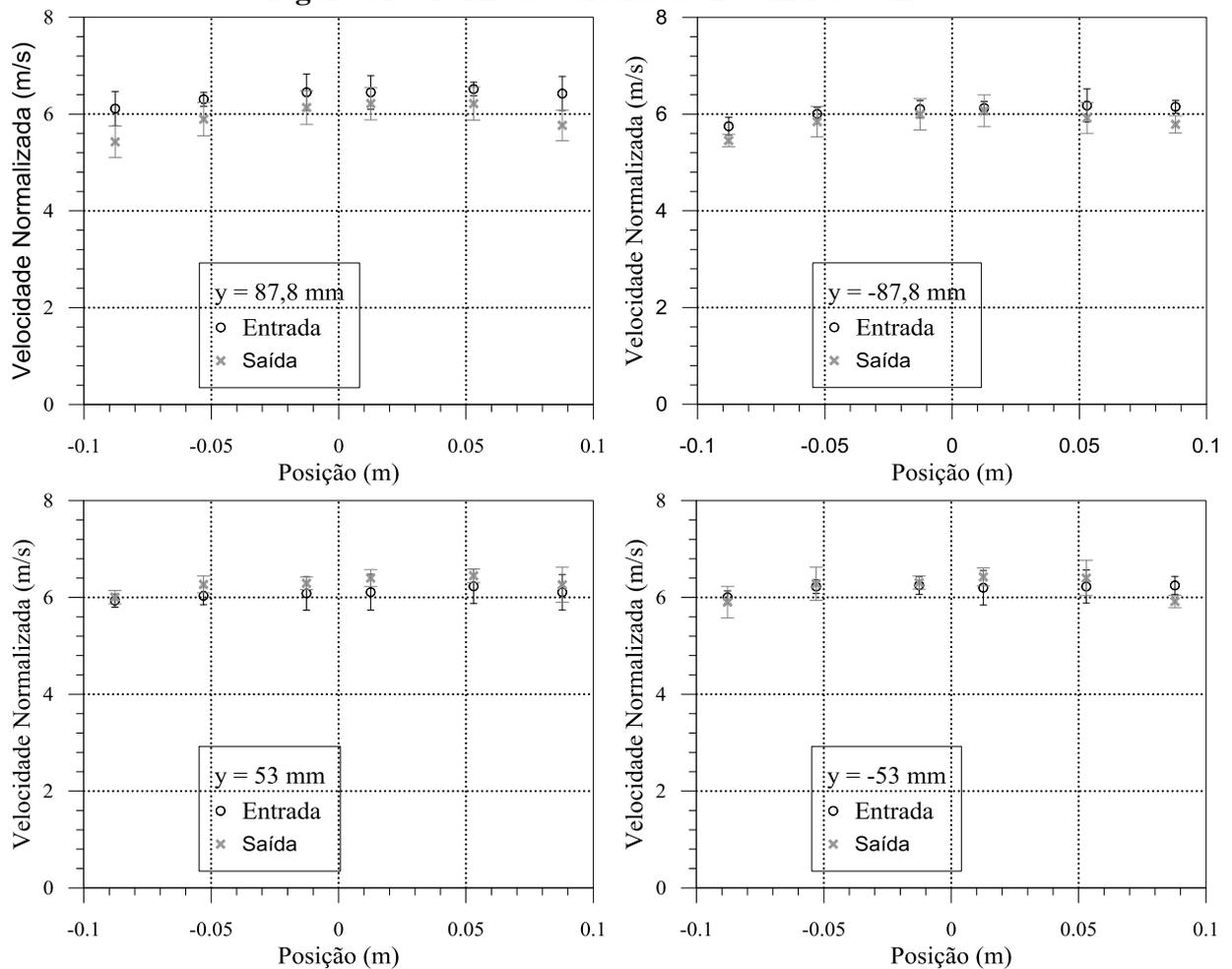
Para realizar experimentos com corpos no interior de túneis de vento, primeiro, é necessário conhecer o comportamento do escoamento no interior da seção de testes. Três equipamentos foram utilizados para fazer a caracterização e consequente mapeamento do túnel de vento: tubo de Pitot, anemômetro de fio quente e microfones. Normas foram utilizadas para cada um dos equipamentos experimentais utilizados. Elas auxiliaram nos procedimentos experimentais a serem realizados e/ou nos cálculos da análise de incerteza

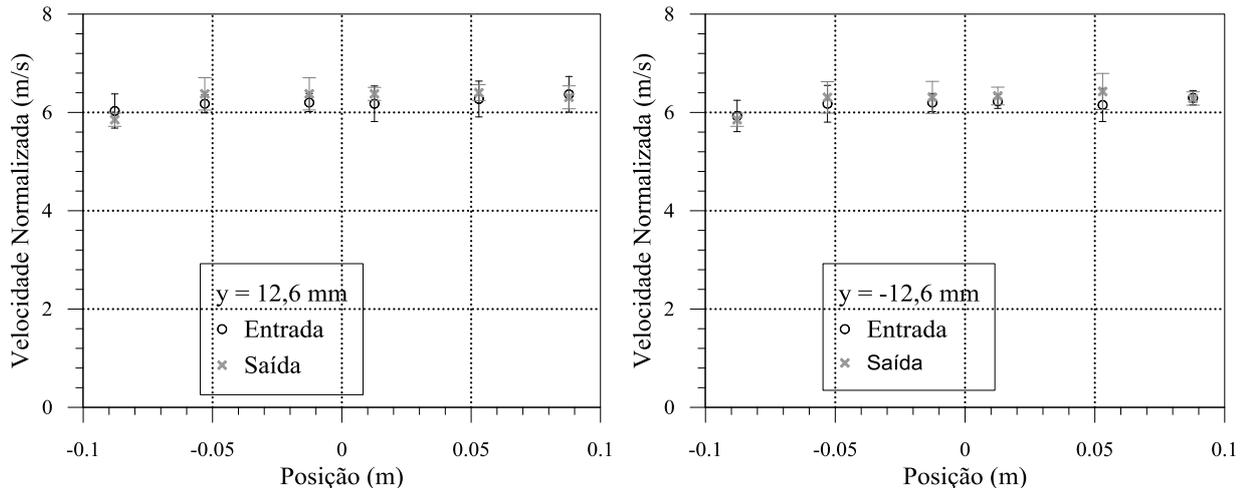
Os testes com a sonda estática de Pitot foram conduzidos na entrada e na saída da seção de testes para os 37 pontos de medição propostos, mas apenas 36 pontos são utilizados para avaliar a vazão e os perfis de velocidade de cada proposta.

### 6.2.1 Túnel de vento sem cilindro e sem ressonador

Os testes experimentais com tubo de Pitot foram realizados na entrada e na saída da seção de testes para todas as montagens propostas no presente trabalho. Eles foram capazes de retornar perfis de velocidade para os pontos estabelecidos pela Norma ISO 3966 (2008) mostrado na Figura 19 e as respectivas vazões na entrada e na saída da seção de testes. A Figura 32 mostra os perfis de velocidade correspondente a cada linha da entrada e da saída, bem como as respectivas incertezas de velocidade relativa a cada ponto experimental.

**Figura 32 – Perfis de velocidade no túnel de vento.**





Fonte: Elaborada pelo autor.

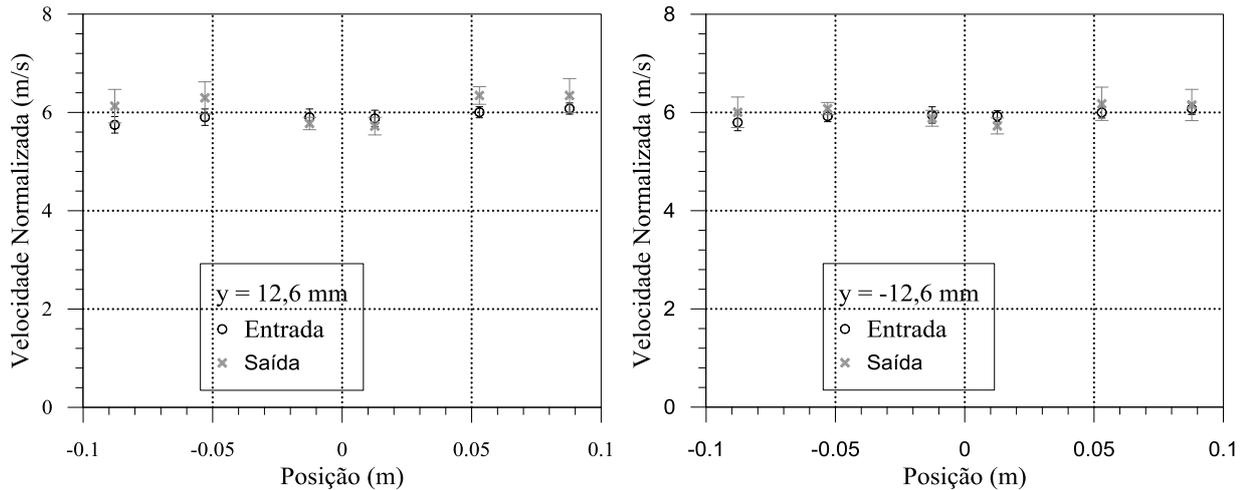
A partir da análise dos perfis de velocidades experimentais para o túnel de vento sem cilindro e sem ressonador é possível perceber um pequeno deslocamento dos perfis para a direita. Os pontos analisados são pontos equidistantes ao centro, e, portanto, deveriam apresentar valores simétricos como resultado. Entretanto, para os testes experimentais isso não ocorre. O pequeno deslocamento dos perfis de velocidades experimental pode ser explicado pelo posicionamento não concêntrico do rotor do soprador que no projeto do túnel de vento não é centralizado e sim deslocado para a direita, como mostrado por Ledo (2014). Outro motivo para a não simetria dos resultados é a forma que é realizado o acionamento do túnel de vento, por um rotor de pás curvas.

Em regiões afastadas da camada limite, o escoamento pode ser considerado aproximadamente uniforme, os testes experimentais podem ser realizados com segurança de que os dados experimentais não sofreram distorções acentuadas em regiões fora da camada limite das paredes do túnel de vento.

O escoamento apresenta um perfil achatado no centro típico de um escoamento turbulento não desenvolvido (SCHLICHTING, 1979). Foi constatado também que devido à constricção causada pelo crescimento da camada limite na parede do túnel de vento a velocidade do escoamento potencial nos perfis da saída é superior à entrada. Algumas linhas não apresentam velocidades centrais superiores no centro do túnel de vento, entretanto, quando calculadas as incertezas, constatou-se que os resultados estavam dentro da faixa de incerteza dos experimentos.

Para a montagem do túnel de vento sem cilindro e sem ressonador a vazão de entrada encontrada foi de  $0,247 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$  para a entrada e  $0,248 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$  para a saída da seção





Fonte: Elaborada pelo autor.

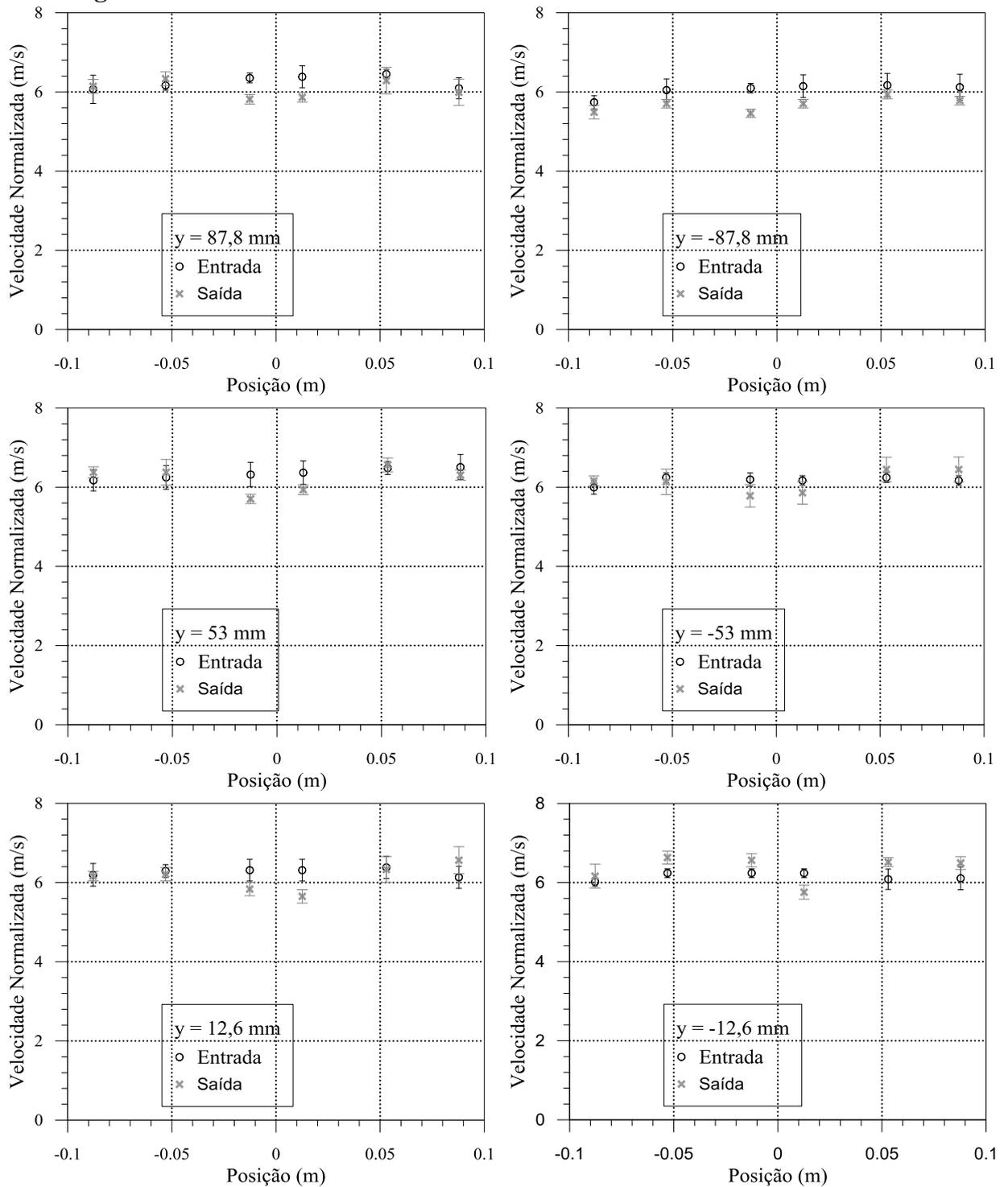
É possível observar as variações dos perfis de velocidades da saída da seção de testes em relação à entrada, possuindo velocidades menores próximas às paredes da seção e em seu centro. Elas foram ocasionadas pela esteira gerada a jusante do cilindro introduzido no escoamento e pelo desenvolvimento da camada limite do túnel de vento. As vazões volumétricas encontradas para esse teste foram de  $0,239 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$  para a entrada e  $0,244 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$  para a saída da seção de testes.

A provável diferença entre as vazões da entrada e da saída possivelmente está relacionada às dificuldades do correto posicionamento da sonda estática de Pitot, o que não foi avaliado no cálculo da análise de incerteza associada.

### 6.2.3 Túnel de vento com cilindro e com ressonador

A influência da introdução de um ressonador de Helmholtz na entrada da seção de testes no perfil de velocidades do escoamento do cilindro foi também avaliada. Os perfis de velocidades obtidos experimentalmente podem ser visualizados na Figura 34.

**Figura 34 – Perfis de velocidade no túnel de vento com cilindro e ressonador.**



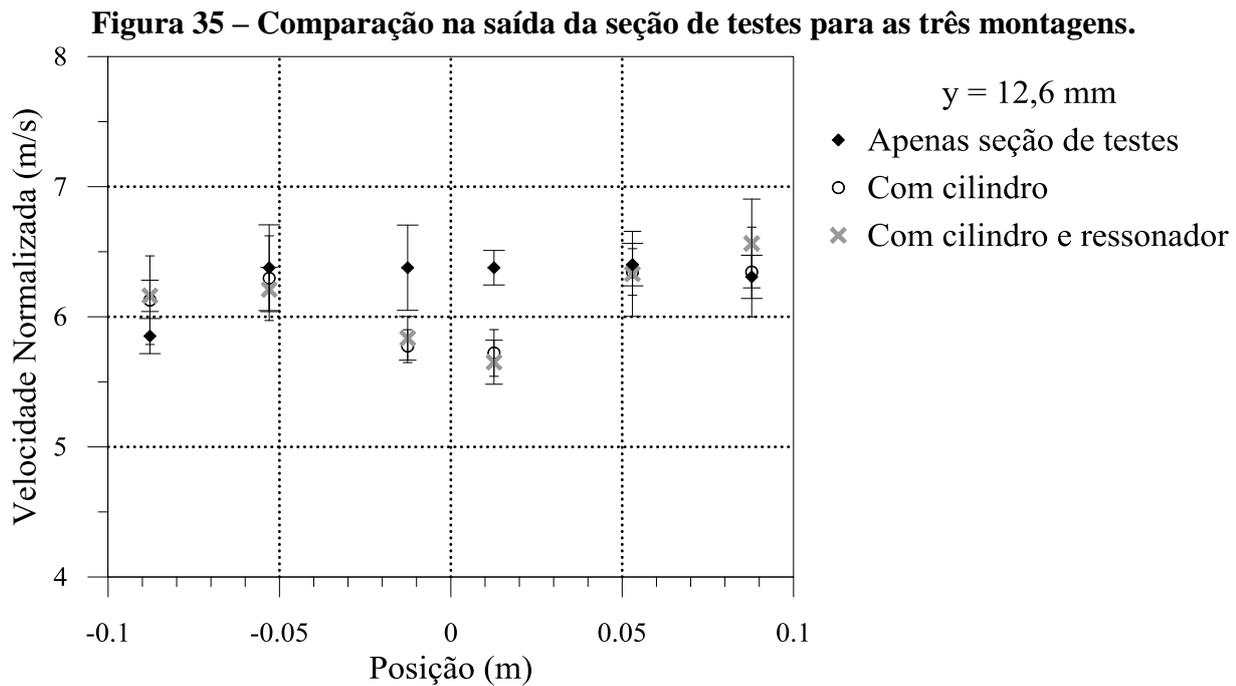
Fonte: Elaborada pelo autor.

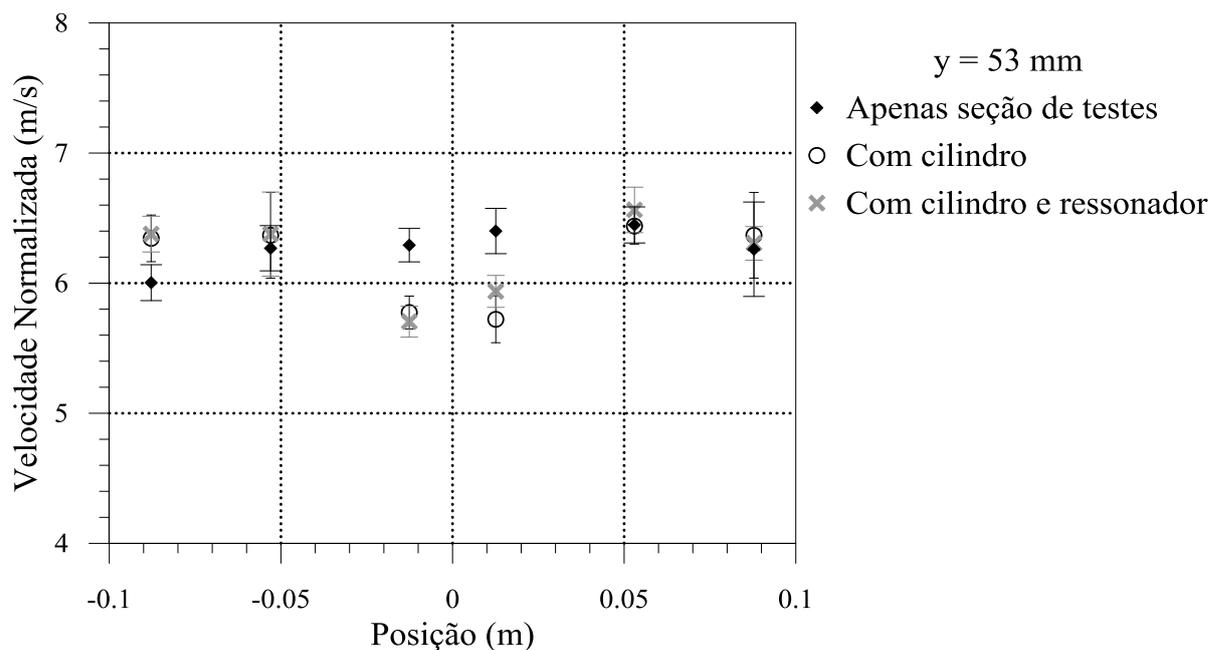
A vazão volumétrica encontrada para este caso foi de  $0,249 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$  para a entrada e  $0,247 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$  para a saída, mantendo-se dentro do intervalo de confiança em relação aos testes sem cilindro. Não era esperada nenhuma diferença entre as vazões devido à introdução do ressonador.

### 6.2.4 Comparações entre as montagens

A Figura 35 mostra uma comparação entre os perfis de velocidade na saída da seção de testes para as três montagens propostas. A montagem 1 (túnel de vento sem cilindro e sem ressonador) foi tomada como referência para a comparação. Não foram percebidas diferenças significativas no comportamento dos perfis de velocidade entre as montagens 2 e 3, indicando que o ressonador não alterou o perfil na saída da seção de testes.

As diferenças entre os perfis da montagem 1 em relação aos perfis das montagens 2 e 3 tem como causa a esteira de vórtices gerada a jusante do cilindro circular estudado. A esteira diminui a velocidade do fluido no centro do escoamento, onde o cilindro está posicionado, e acelera o fluido nas laterais do escoamento, devido à diminuição da área de escoamento causada pela esteira.





Fonte: Elaborada pelo autor.

### 6.3 Testes experimentais com anemômetro de fio quente.

O tubo de Pitot é um instrumento incapaz de prever o escoamento médio em curvaturas de linhas de corrente (ISO 3966, 2008). Por esse motivo, testes utilizando a anemometria de fio quente (HWA) foram realizados com o objetivo de avaliar a capacidade da sonda de Pitot em prever, para este problema, a velocidade média do escoamento das montagens 2 e 3, com o cilindro, e de avaliar alterações na intensidade turbulenta do túnel de vento quando na montagem 3.

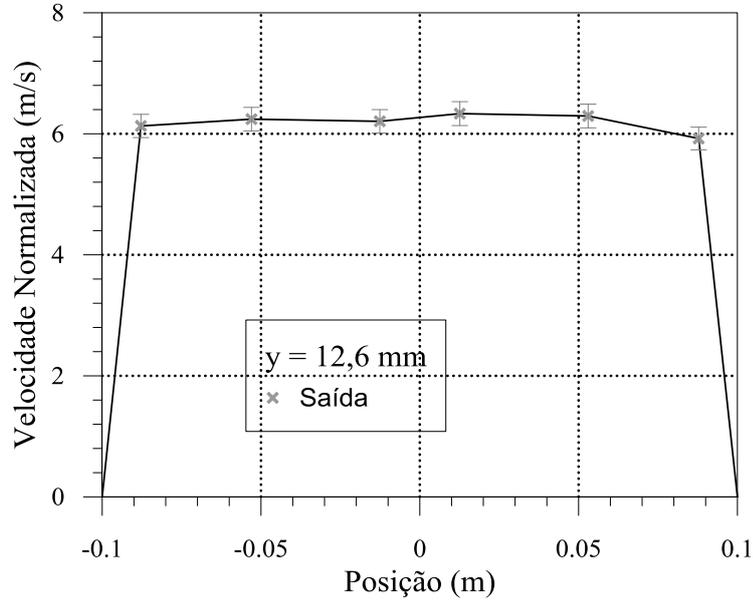
Os testes experimentais com anemômetro de fio quente foram avaliados apenas para a saída da seção de testes para os mesmos 36 pontos utilizados pela pitometria nas montagens 2 e 3 e para a linha  $y=12,6 \text{ mm}$  na montagem 1, devido a dificuldades de posicionamento na entrada da seção de testes. As vazões para as montagens com cilindro foram então calculadas para possíveis comparações.

#### 6.3.1 Túnel de vento sem cilindro

O perfil de velocidade e o perfil de intensidade turbulenta do túnel de vento foram traçados para a montagem sem cilindro na linha  $y=12,6 \text{ mm}$ . A Figura 36 mostra o perfil de velocidades encontrado. Foram traçadas linhas interligando os pontos experimentais entre si e adicionando dois novos pontos relacionados à condição de não deslizamento das paredes,

onde a velocidade pode ser considerada zero, a fim de facilitar a visualização dos perfis obtidos.

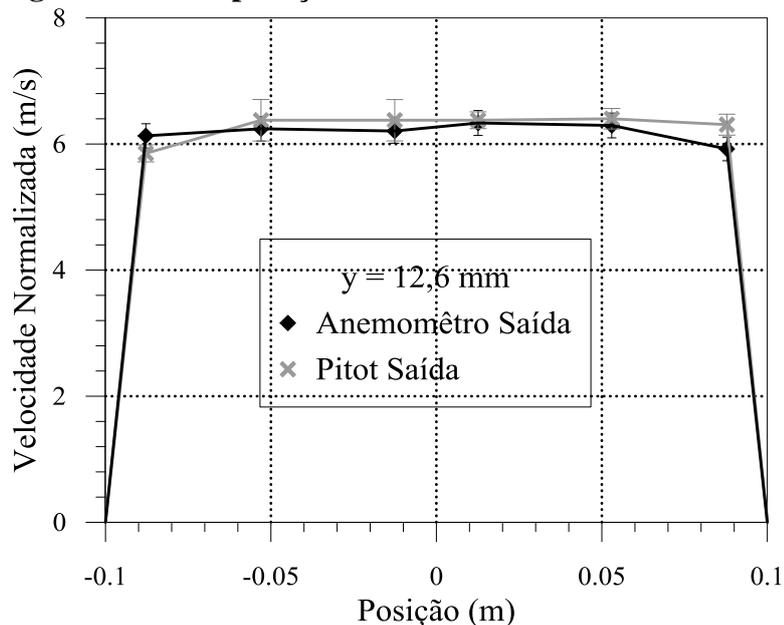
**Figura 36 – Perfil de velocidades no túnel sem cilindro com HWA.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

Para os pontos avaliados as velocidades encontradas com o anemômetro de fio quente condizem com as velocidades encontradas com o tubo de Pitot, como pode ser visualizado na Figura 37, na qual todos os pontos comparados estão dentro da incerteza experimental. Ambos os perfis demonstram uma distorção, como citado anteriormente, para a direita.

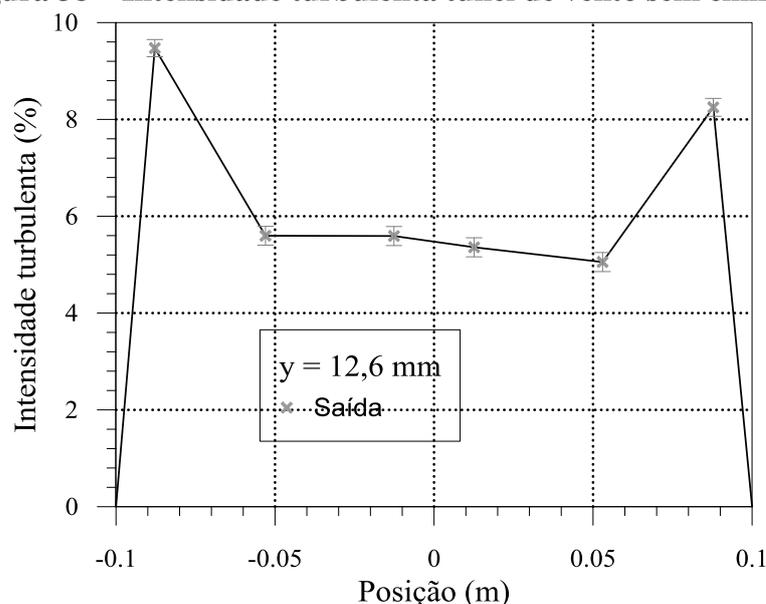
**Figura 37 – Comparação HWA x Pitot túnel sem cilindro.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

A intensidade turbulenta do túnel de vento sem a inserção de corpos e atenuadores passivos, Figura 38, está de acordo com a teoria de Laufer (1954) que afirma que no escoamento no interior de tubos com arestas quadradas a energia cinética turbulenta deve possuir maiores valores em regiões próximas às paredes e menores valores em regiões mais centrais, sendo zero nas paredes.

**Figura 38 – Intensidade turbulenta túnel de vento sem cilindro.**



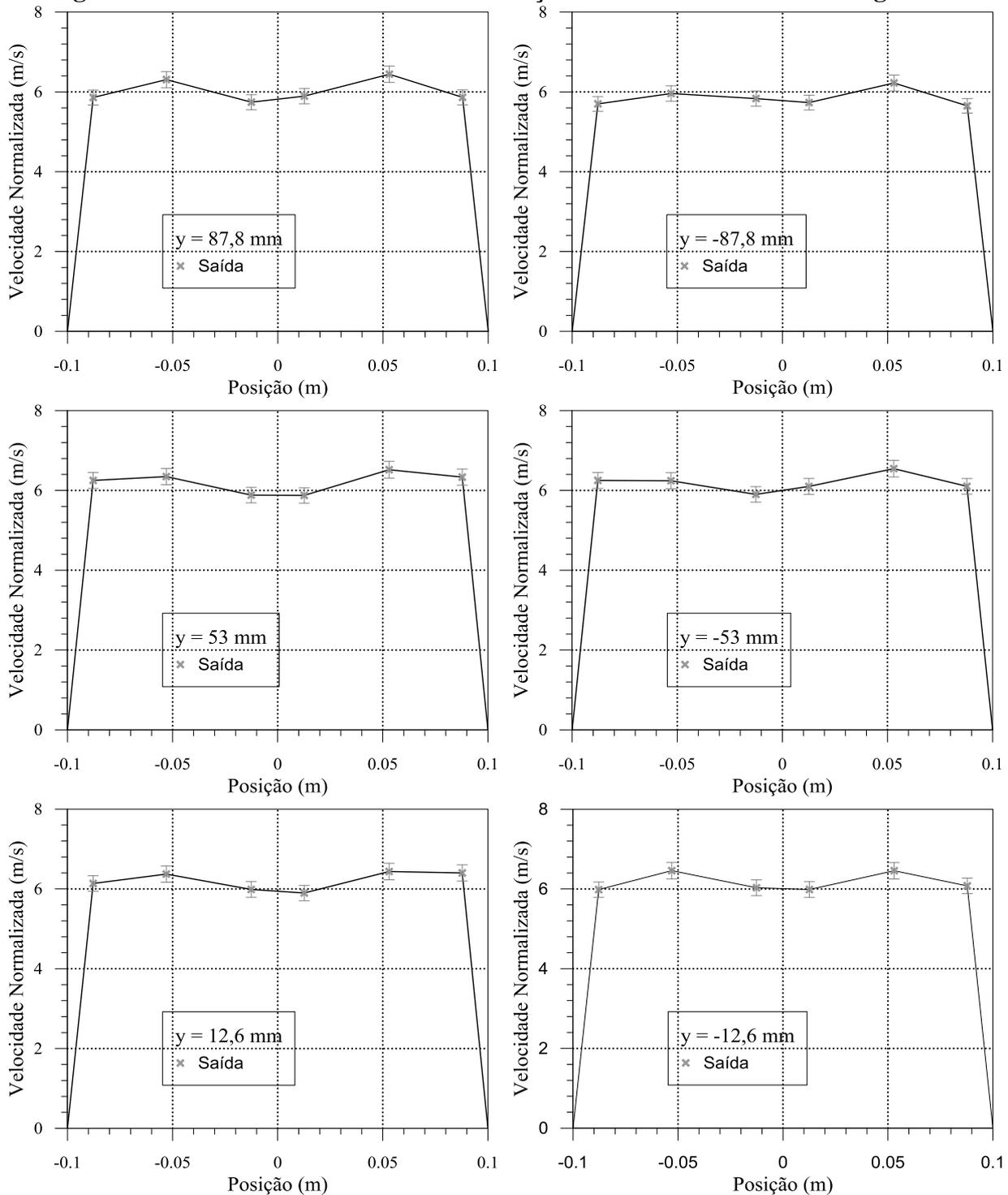
**Fonte: Elaborada pelo autor.**

A maior intensidade turbulenta encontrada na linha avaliada para a montagem 1 foi de cerca 10% em uma região próxima às paredes. A intensidade turbulenta nas regiões centrais do túnel de vento pôde ser avaliada próxima aos 5%, o que indica que o túnel de vento possui uma intensidade turbulenta considerada baixa (cerca de 5%).

### 6.3.2 Túnel de vento com cilindro e sem ressonador

Os resultados de vazão volumétrica na saída da seção de testes, obtidos usando-se o tubo de Pitot para as diversas montagens analisadas neste trabalho não ficaram dentro da incerteza esperada para os resultados sem cilindro. Os perfis de velocidade e as vazões com a utilização do anemômetro de fio quente foram avaliados novamente. Os perfis de velocidade na saída da seção de testes para a montagem do túnel de vento com cilindro e sem ressonador (montagem 2) podem ser vistos na Figura 39, para as diferentes linhas.

**Figura 39 – Perfis de velocidade saída da seção de testes com HWA montagem 2.**



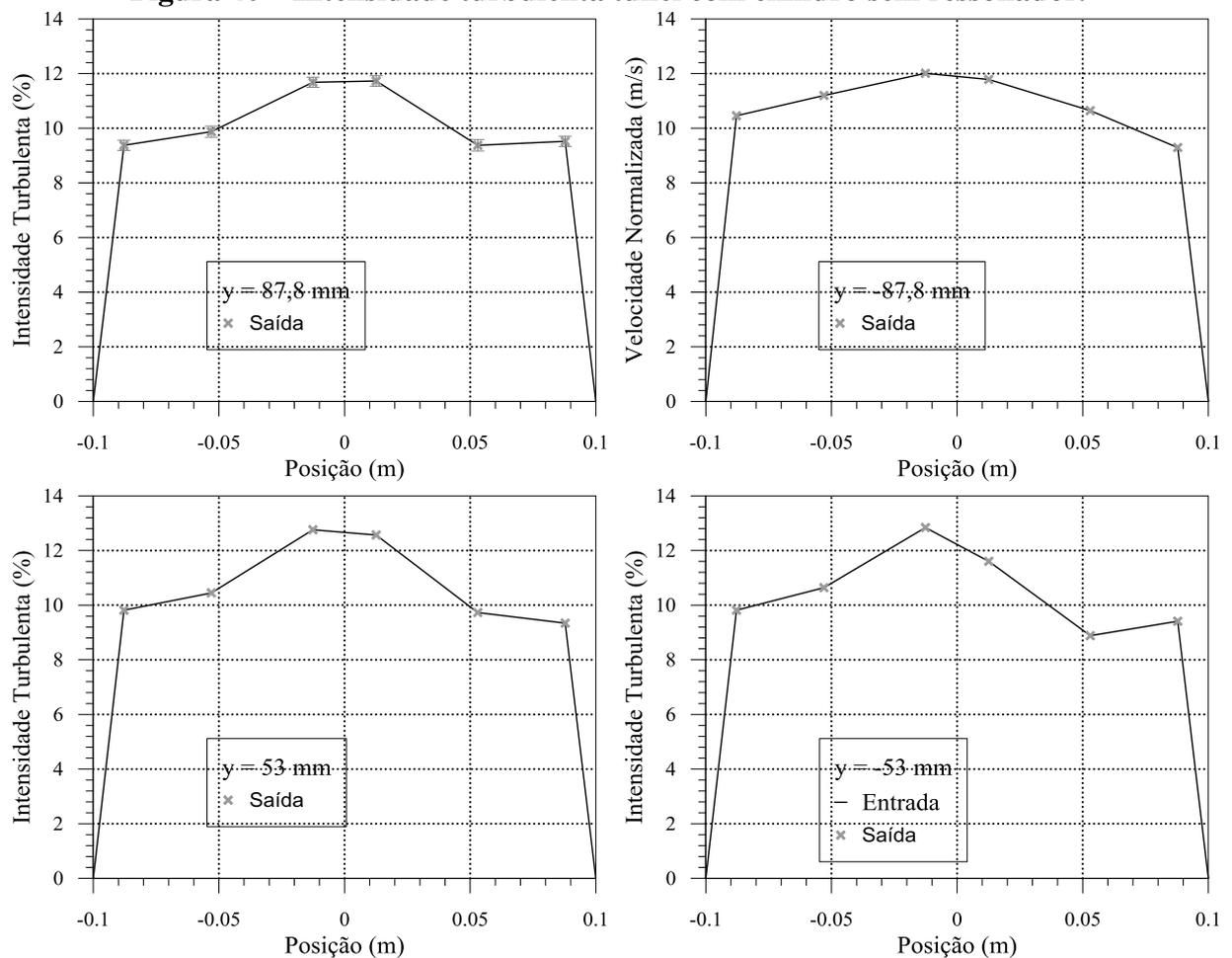
Fonte: Elaborada pelo autor.

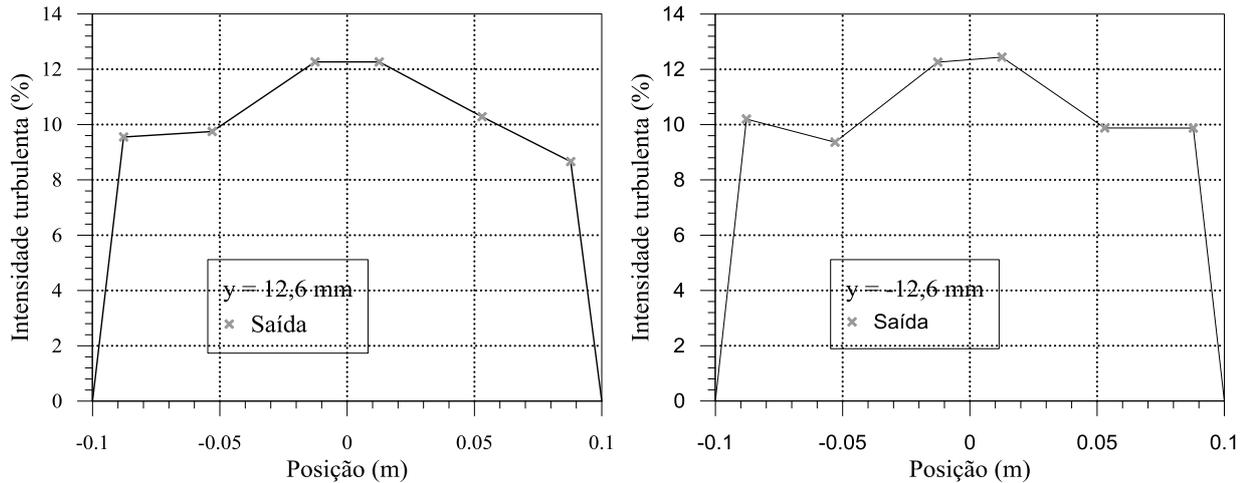
Os perfis de velocidade na saída da seção de testes para os testes com cilindro a partir da anemometria, possuem as mesmas características encontradas nos testes utilizando as técnicas de pitometria, com velocidades menores próximas às paredes da seção de testes e em seu centro. Os testes experimentais com HWA retornaram perfis mais bem definidos e

simétricos, como era esperado em relação aos testes com pitometria. A vazão volumétrica encontrada para este caso foi de  $0,248 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$ , se mantendo dentro da incerteza experimental da vazão volumétrica para os testes com tubo de Pitot sem a inserção de corpos.

A intensidade turbulenta ao longo da saída da seção de testes para a montagem do cilindro foi avaliada para os 36 pontos, Figura 40. As intensidades turbulentas podem ser consideradas altas (acima de 10%) em regiões centrais da seção de testes, indicando que ela ainda está sob influência dos vórtices de von Kármán.

**Figura 40 – Intensidade turbulenta túnel com cilindro sem ressonador.**





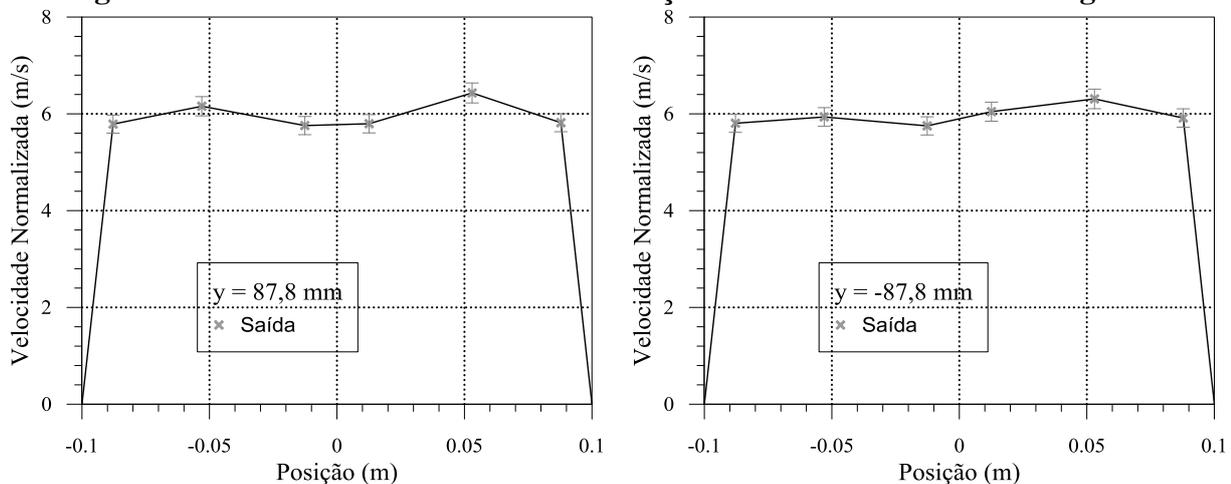
Fonte: Elaborada pelo autor.

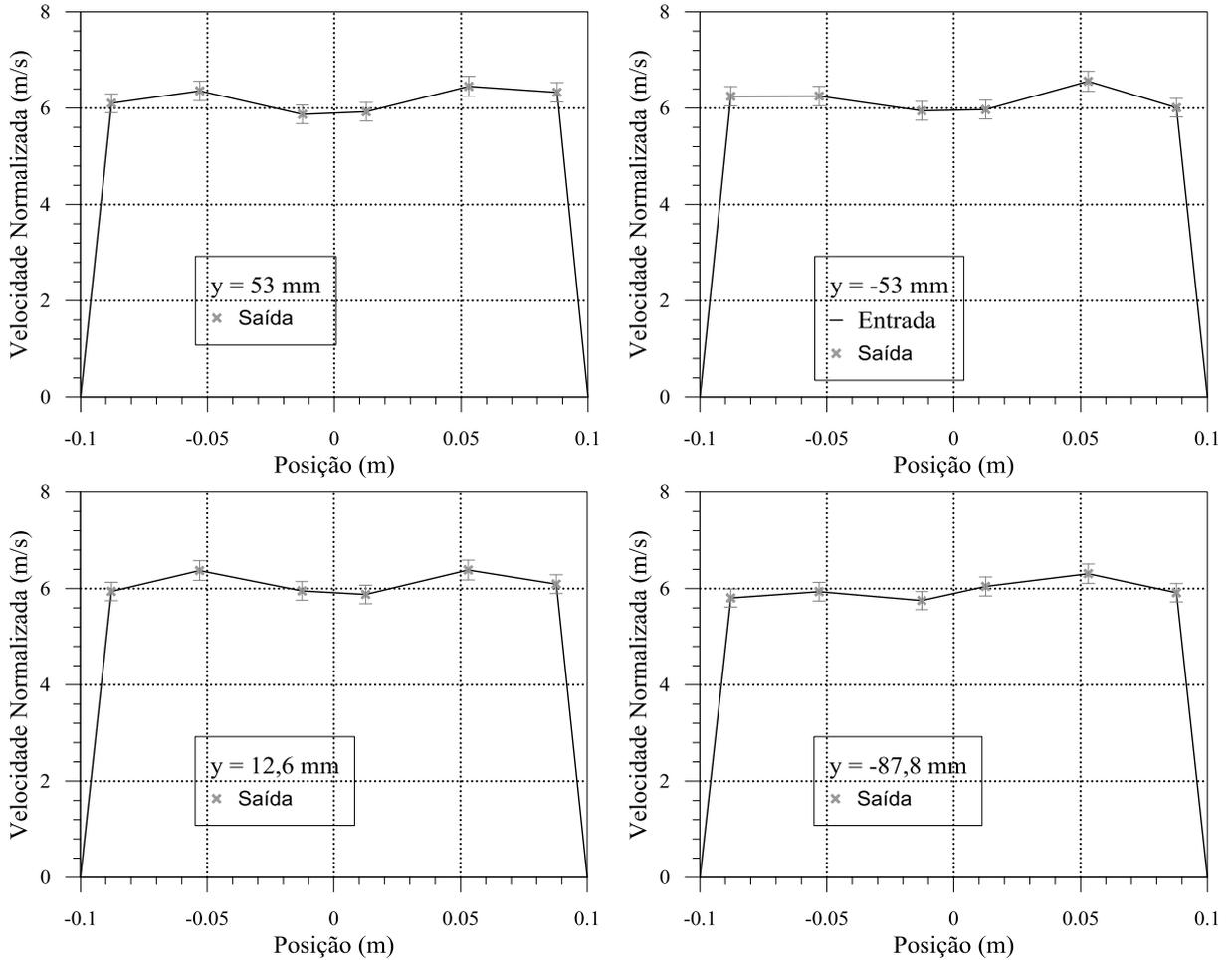
### 6.3.3 Túnel de vento com cilindro e com ressonador

Para o estudo da influência do ressonador no escoamento ao redor de um cilindro circular foram efetuados testes com microfones e HWA's. O primeiro com o objetivo de avaliar alguma redução da pressão acústica do escoamento e o segundo com o objetivo de avaliar se o ressonador proposto era capaz de influenciar na intensidade turbulenta do escoamento ao redor do cilindro circular no interior do túnel de vento diminuindo-a.

Não foram observadas diferenças significativas quando foram comparados os resultados de velocidade na saída da seção de testes com cilindro e com ressonador, Figura 41, com os resultados com cilindro e com ressonador, Figura 40. A vazão volumétrica encontrada para este teste foi de  $0,247 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Figura 41 – Perfis de velocidade saída da seção de testes com HWA montagem 3

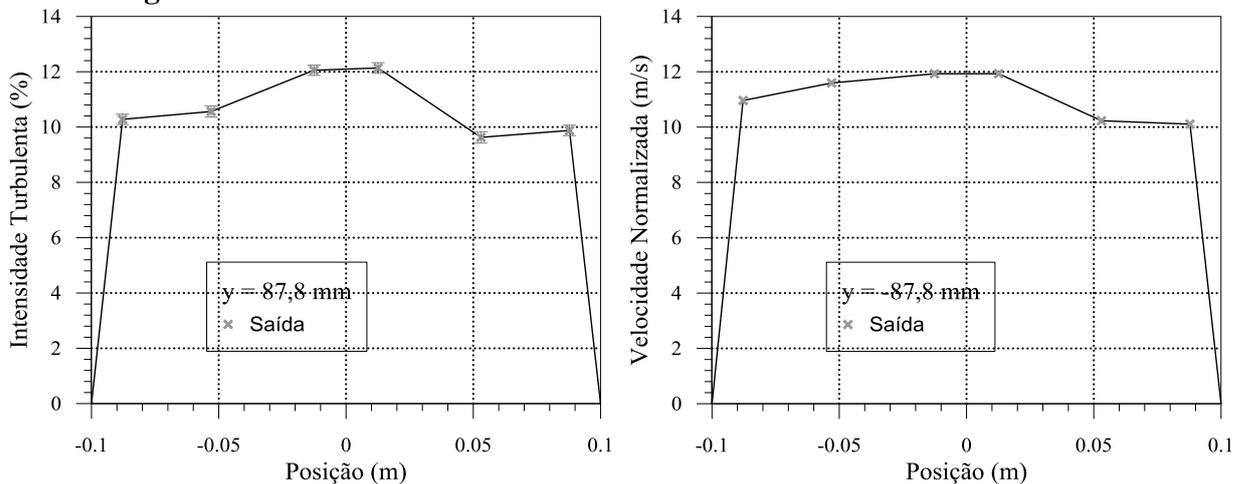


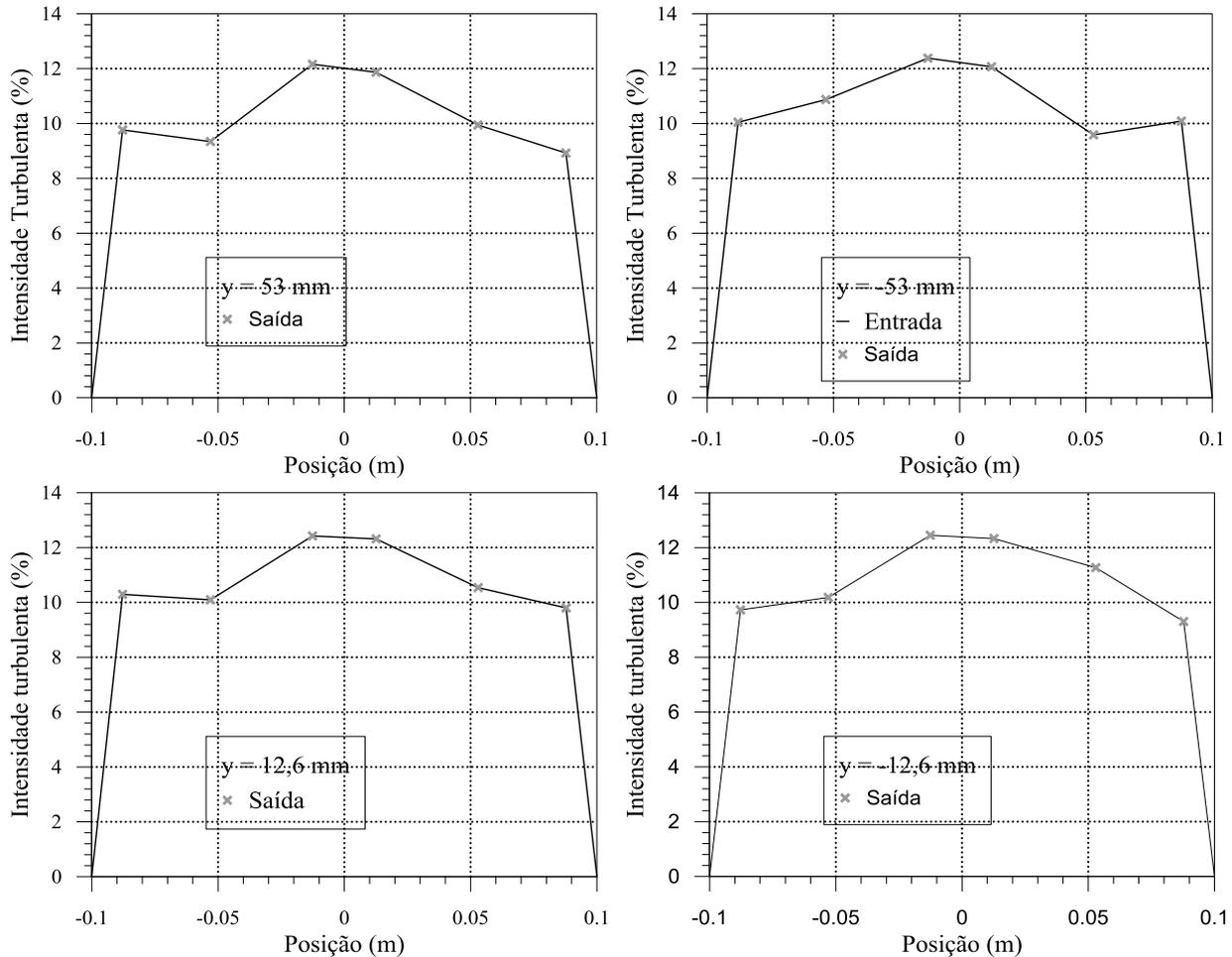


Fonte: Elaborada pelo autor.

A intensidade turbulenta da montagem 3, Figura 42, não sofreu a diminuição esperada pela atuação do ressonador de Helmholtz em relação à montagem 2. Em alguns casos, foi observado o aumento da intensidade turbulenta. Esse comportamento pode ser justificado pela utilização do ressonador em uma frequência diferente da qual ele foi dimensionado anteriormente à inserção do cilindro.

Figura 42 – Intensidade turbulenta túnel com cilindro e com ressonador.



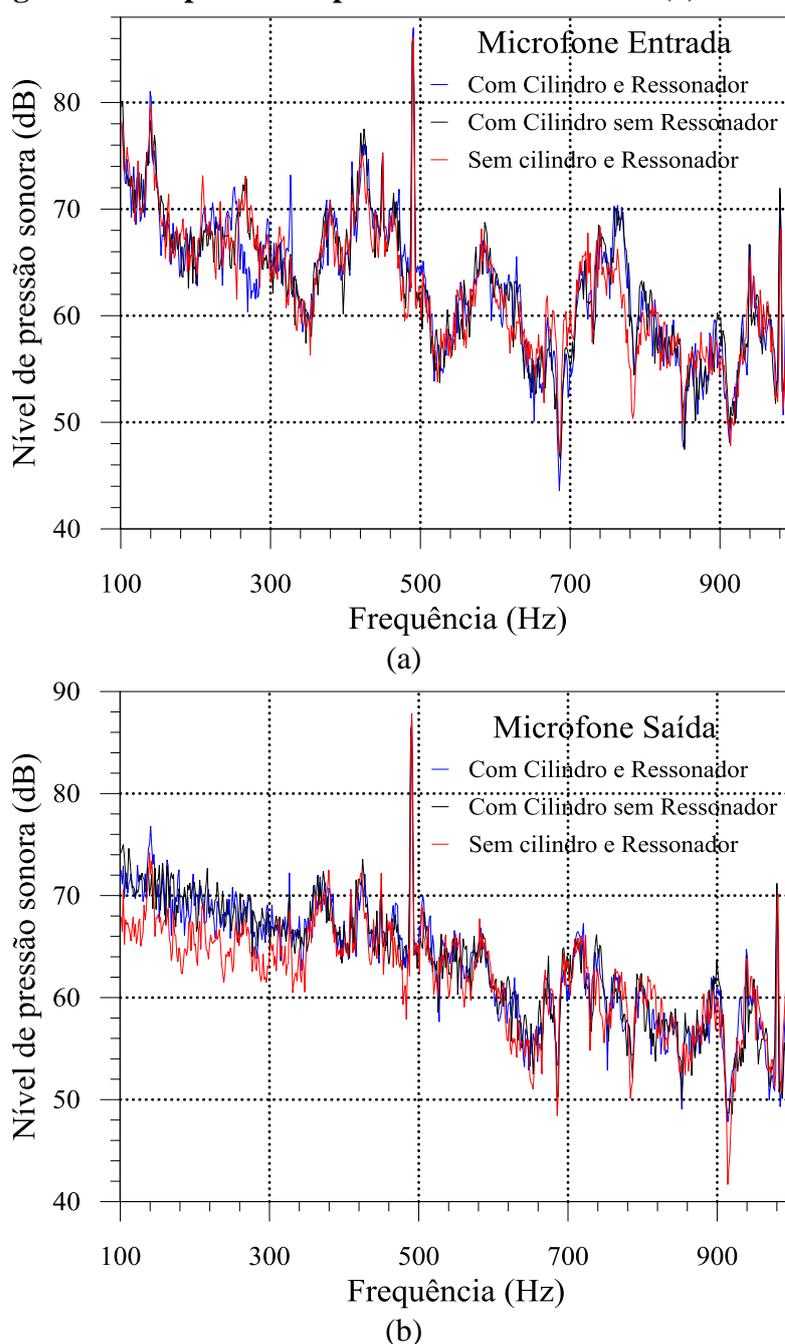


Fonte: Elaborada pelo autor.

## 6.4 Testes com microfones

Apesar de não terem sido encontradas diferenças significativas entre as intensidades turbulentas das montagens 2 e 3 os picos de pressão para os resultados com microfone foram avaliados. Eles visaram encontrar alguma redução da pressão acústica dos testes. A Figura 43 mostra o espectro de pressão sonora encontrado para a média de 15 testes realizados para a entrada (a) e a saída (b) da seção de testes do túnel de vento. É possível perceber que os resultados não se alteraram da maneira esperada, tendo os gráficos demonstrado características muito semelhantes.

**Figura 43 – Espectros de pressão sonora entrada (a) saída (b).**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

A Tabela 5 mostra as frequências de pressão sonora encontradas para o ressonador de Helmholtz, para as três montagens experimentais avaliadas neste trabalho, túnel de vento sem ressonador e sem cilindro (montagem 1), com cilindro e sem ressonador (montagem 2) e com cilindro e com ressonador (montagem 3). Foram avaliados os picos de pressão sonora, situados na frequência de 490 Hz, que é a frequência gerada pelas pás do soprador, bem como as pressões de 417 Hz e 416 Hz, frequências mais aproximadas da frequência para qual o ressonador de Helmholtz foi proposto.

**Tabela 5 – Níveis de pressão sonora média para o ressonador de Helmholtz.**

	<b>Montagem 1</b>	<b>Montagem 2</b>	<b>Montagem 3</b>
Média Microfone 1	87.9±0,3	86.7±0,3	87.2±0,3
Média microfone 2	86.2±0,3	86.2±0,3	87.2±0,3
<b>Frequência</b>	<b>490</b>	<b>490</b>	<b>490</b>
Média Microfone 1	67.4±0,3	69.4±0,3	68.2±0,3
Média microfone 2	71.1±0,3	71.8±0,3	70.8±0,3
<b>Frequência</b>	<b>417</b>	<b>417</b>	<b>417</b>
Média Microfone 1	64.0±0,3	67.8±0,3	66.7±0,3
Média microfone 2	68.4±0,3	71.7±0,3	70.5±0,3
<b>Frequência</b>	<b>416</b>	<b>416</b>	<b>416</b>

Fonte: Elaborada pelo autor.

Através da análise da tabela apresentada, pôde-se perceber que para a frequência natural do escoamento, as amplitudes de pressão não foram atenuadas pela ação do ressonador e nem alteradas pela presença do cilindro tanto na entrada quanto na saída da seção de testes. Já para a frequência de 417 Hz, ao qual o ressonador de Helmholtz foi projetado, a presença do cilindro amplificou a pressão sonora encontrada, aumentando-a em cerca de 0,1 dB para o microfone 1 (saída da seção de testes) e 1,4 dB para o microfone 2 (entrada da seção de testes). Após a inserção do ressonador no escoamento essas pressões foram atenuadas em cerca de 0,6 dB para ambos os microfones. Já para a frequência de 416 Hz foram percebidos o mesmo comportamento do escoamento para a frequência de 417 Hz, com uma amplificação da pressão sonora da montagem 1 em relação a montagem 2 de cerca de 3,2 dB para a saída e 2,7 dB para a entrada da seção de testes, com uma redução de 0,6 dB para a entrada da seção de testes e 0,5 dB para a saída.

Mesmo que encontrada alguma redução de pressão acústica no escoamento o desempenho do ressonador de Helmholtz foi considerado fraco. Este fraco desempenho em reduzir a amplitude de pressão acústica deve-se ao fato de este ter sido dimensionado para a frequência uma rotação de 3200 rpm e o trabalho ter sido realizado a uma rotação de 2500 rpm. Isso também explica o fato de não terem sido encontradas reduções nas flutuações de velocidade do túnel de vento, mesmo que os testes com anemômetro de fio quente tenham sido realizados a jusante do cilindro e do ressonador.

## 6.5 Validações das simulações

De acordo com Oberkampf e Trucano (2002) a verificação e a validação são os principais meios para avaliar a precisão e a confiabilidade em simulações computacionais. A validação de uma simulação numérica e posterior utilização de seus resultados retornados pelo *solver* só pode ser realizada a partir de comparações com resultados experimentais (OBERKAMPF; TRUCANO; HIRSCH, 2004). Neste trabalho a verificação foi realizada a partir de testes de malha onde foram avaliados para cada simulação três pontos definidos da malha. Quando os valores calculados de velocidade e pressão não variavam mais que 1% em relação a uma malha mais refinada, esta foi considerada convergida.

Testes de resíduos e malhas foram realizados para todas as simulações em 2500 rpm. Os testes de malha realizados para a simulação apenas da seção de testes para o modelo de turbulência SST com inserção do cilindro são apresentados na Tabela 6, para melhor exemplificar os critérios de convergência utilizados. Avaliaram-se quatro malhas diferentes, aumentando-se progressivamente o número de nós e elementos.

**Tabela 6 – Exemplo de Teste de malhas realizado: seção de testes com cilindro.**

Seção de testes com inserção do cilindro				2500 rpm (SST)	
Malha	Elementos	Nós	Convergência	Ponto 1	Ponto 2
Malha 1	116.434	44.325	$10^{-4}$	1,40	17,78
			$10^{-5}$	1,42	17,75
			$10^{-6}$	1,42	17,75
				[m/s]	[Pa]
Malha 2	12.688.223	2.958.206	$10^{-4}$	1,30	18,08
			$10^{-5}$	1,28	18,21
			$10^{-6}$	1,27	18,22
				[m/s]	[Pa]
Malha 3	17.012.448	3.852.468	$10^{-4}$	1,25	18,32
			$10^{-5}$	1,24	18,39
			$10^{-6}$	1,24	18,40
				[m/s]	[Pa]
Malha 4	28.799.280	6.302.911	$10^{-4}$	1,24	18,53
			$10^{-5}$	1,24	18,58
			$10^{-6}$	1,24	18,58
				[m/s]	[Pa]

Fonte: Elaborada pelo autor.

O tempo necessário para realizar as simulações da malha exemplificada convergida foi de 40 horas e 48 minutos. A malha 4 foi refinada na região próxima à parede da seção de

testes e possuía um tamanho de elemento mínimo de 0,075mm. A Tabela 7 contém o número de nós e o tempo de convergência para as malhas convergidas para cada modelo numérico e seus respectivos modelos de turbulência.

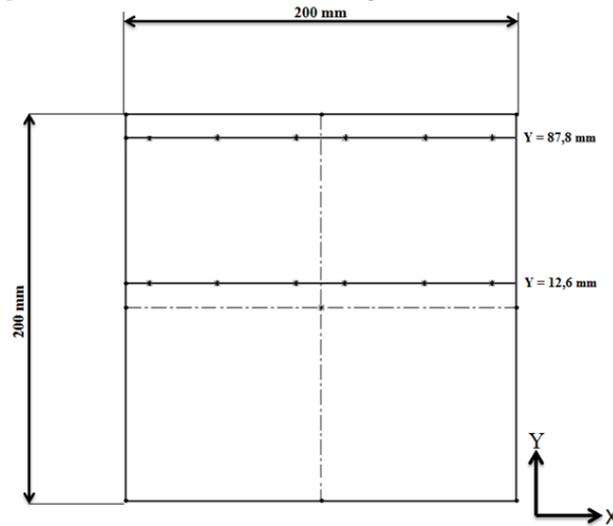
**Tabela 7 – Características malhas convergidas.**

Teste de malhas		2500 rpm (SST)	
Modelo	Modelo de turbulência	Número de nós	Tempo de convergência
<b>Túnel completo</b>	$\kappa$ - $\omega$ SST	1.970.486	1h 35 min
	BSL EARSM	1.970.486	3h 32 min
	$\kappa$ - $\epsilon$	1.096.509	1h 34 min
<b>Túnel completo com cilindro</b>	$\kappa$ - $\omega$ SST	2.086.580	5h 40 min
	BSL EARSM	2.088.303	5h 43 min
	$\kappa$ - $\epsilon$	1.534.099	6h 32 min
<b>Diâmetros do cilindro 40 mm</b>	$\kappa$ - $\omega$ SST	1.077.789	0h 58 min
<b>Diâmetros do cilindro 50 mm</b>	$\kappa$ - $\omega$ SST	361.287	0h 58 min
<b>Diâmetros do cilindro 60 mm</b>	$\kappa$ - $\omega$ SST	888.433	0h 59 min
<b>Seção de testes com inserção do cilindro</b>	$\kappa$ - $\omega$ SST	6.302.911	40h 48 min
	BSL EARSM	6.302.911	36h 27 min
	$\kappa$ - $\epsilon$	6.302.911	21h 30 min

Fonte: Elaborada pelo autor.

A validação numérica foi realizada a partir de comparações com os dados experimentais obtidos através de medições realizadas com o tubo de Pitot. Foi definido que os perfis de velocidade relacionados a duas das linhas obtidas experimentalmente, na entrada e na saída da seção de testes, seriam comparados com os perfis numéricos. Estas duas linhas ( $y=12,6$  mm e  $y=87,8$  mm) foram escolhidas devido à maior proximidade e à maior distância das paredes do túnel de vento, respectivamente. Os pontos relacionados às linhas podem ser observados na Figura 44.

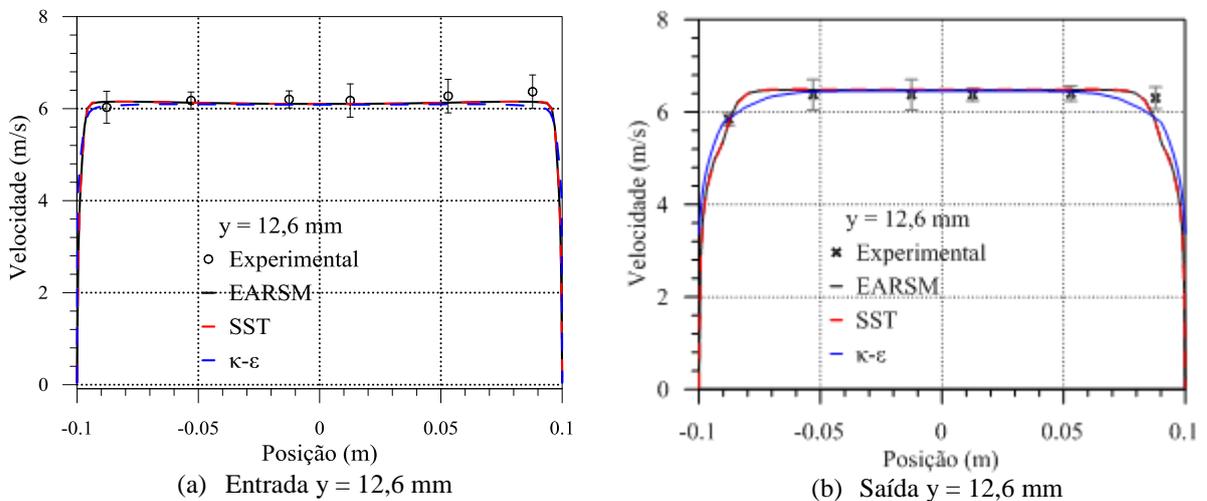
**Figura 44 – Pontos de validação numérica.**

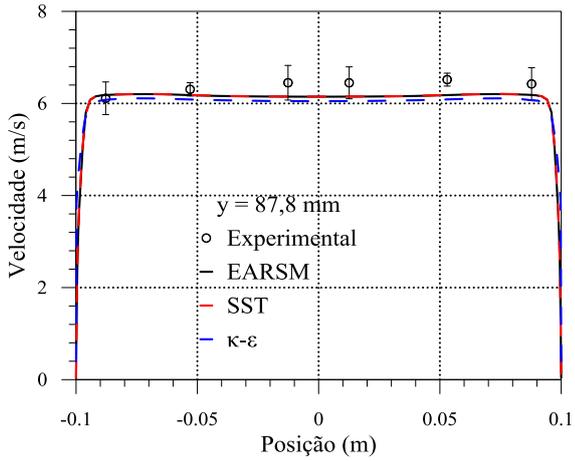


Fonte: Elaborada pelo autor.

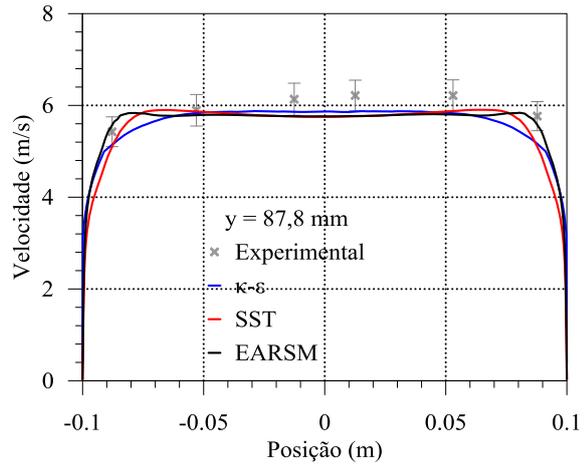
A validação numérica para os três modelos de turbulência utilizados para as simulações do túnel de vento sem cilindro é apresentada na Figura 45. É possível perceber que para esta condição todos os modelos de turbulência demonstraram boa aproximação com os resultados obtidos experimentalmente. Alguns pontos numéricos ficaram fora da incerteza experimental devido às condições experimentais impostas pelo soprador utilizado. O modelo de turbulência que mais se aproximou dos resultados com o tubo de Pitot foi o modelo BSL EARSM, entretanto ele apresentou resultados muito próximos aos resultados retornados pelo modelo de turbulência SST. Os perfis de velocidades na entrada e na saída do túnel de vento demonstram características típicas de escoamentos turbulentos.

**Figura 45 – Validação numérica para os três modelos de turbulência túnel sem cilindro.**





(c) Entrada  $y = 87,8 \text{ mm}$



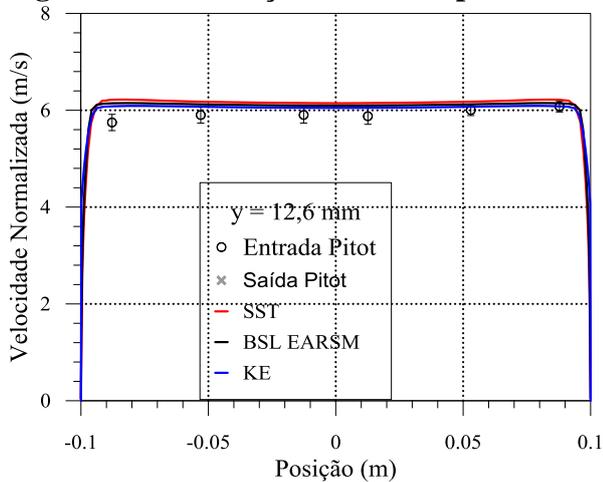
(d) Saída  $y = 87,8 \text{ mm}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

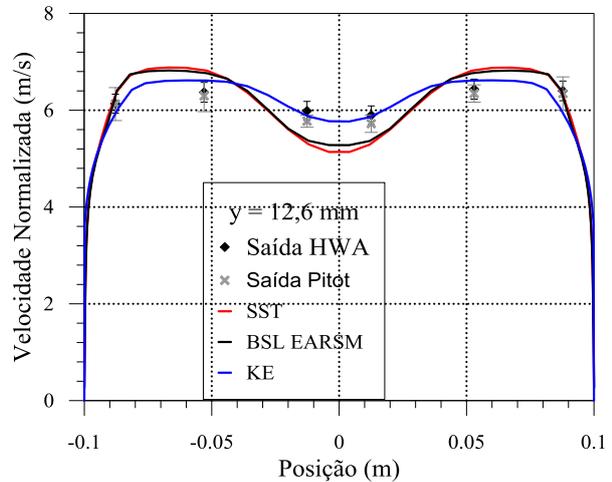
Os valores obtidos para os resultados numéricos sem cilindro se aproximaram dos resultados experimentais. Com isso, é possível avaliar que mesmo com a diferença da geometria real em relação à geometria numérica, as simulações utilizando apenas a seção de estagnação em diante constituem uma boa aproximação do que realmente ocorre no escoamento no interior do túnel de vento. Pode-se concluir que a hipótese de perfil uniforme na entrada da seção de estagnação é adequada.

As simulações do modelo numérico com a inclusão do cilindro na seção de testes do túnel de vento para os três modelos de turbulência utilizados neste trabalho também foram validadas. Para as simulações com cilindro na saída da seção de testes a validação foi realizada com dados obtidos com HWA e com tubo de Pitot. Elas podem ser vistas na Figura 46.

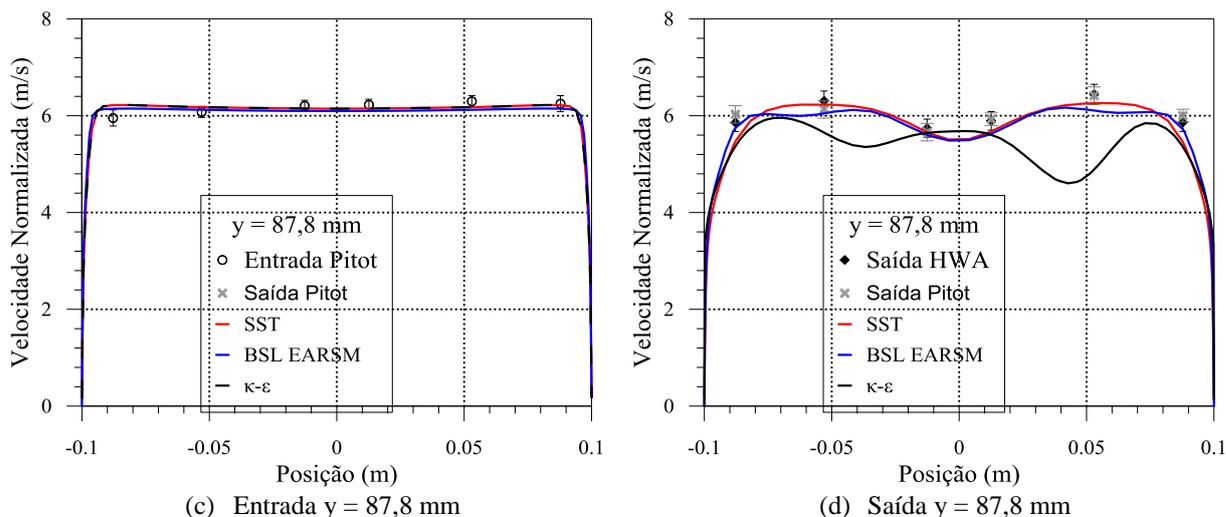
Figura 46 – Validação numérica para os três modelos de turbulência túnel com cilindro.



(a) Entrada  $y = 12,6 \text{ mm}$



(b) Saída  $y = 12,6 \text{ mm}$



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os perfis de velocidade numéricos para os modelos  $\kappa\omega$ -SST e BSL EARSM mostraram resultados aproximados e comportamentos parecidos aos dos dados experimentais, sendo considerados validados. Já o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$ , apesar de retornar bons resultados tanto para a entrada quanto para a saída do túnel de vento em  $y=12,6$  mm, quando observado seus resultados na saída da seção de testes para  $y=87,8$  mm (mais próximo às paredes do túnel de vento) fica evidenciada uma distorção nos resultados em relação aos dados experimentais. Isso pode ter ocorrido devido à dificuldade deste modelo de turbulência em resolver escoamentos confinados.

## 6.6 Simulações com o túnel completo

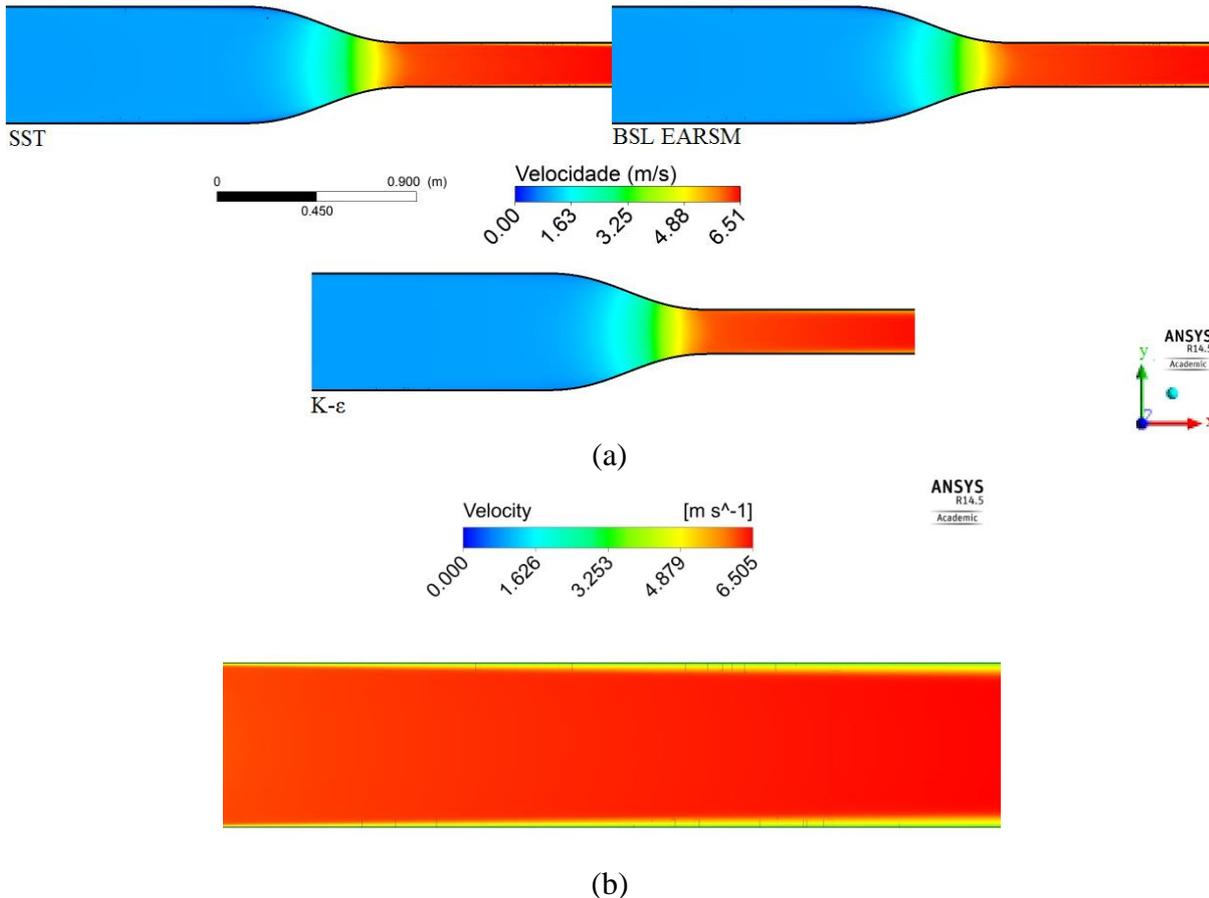
Os resultados para os três modelos de turbulência foram traçados buscando analisar o escoamento no interior do túnel de vento e entender o comportamento do escoamento ao redor de um cilindro circular de 30 mm de diâmetro. No entanto, para conhecer o escoamento ao redor do cilindro circular e seus efeitos faz-se necessário conhecer o comportamento do escoamento no interior do túnel de vento anteriormente a sua introdução na seção de testes.

### 6.6.1 Túnel de vento sem cilindro

Nesta seção são apresentados os resultados numéricos do túnel de vento para baixas velocidades sem a inserção do cilindro circular no centro da seção de testes. A Figura 47 apresenta o plano de velocidades para o túnel de vento. Nela é possível perceber uma menor velocidade na seção de estagnação, que é responsável pelo ganho de altura e pressão do

escoamento. Todos os modelos demonstraram comportamentos parecidos, com mínimas alterações entre as regiões. Quando avaliado o plano de velocidades na seção de testes percebem-se pequenas alterações de velocidades próximas as paredes que vão ficando maiores à medida que o fluido caminha para a saída do túnel, o que indica o crescimento da camada limite naquela região.

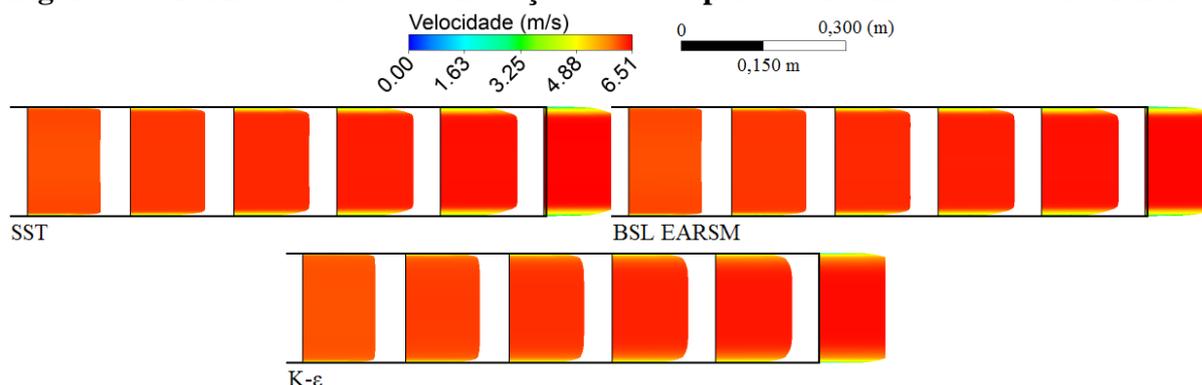
**Figura 47 – Plano de velocidades túnel sem cilindro (a) Três modelos (b) SST.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

De uma maneira geral, para o plano de velocidade, os três modelos de turbulência utilizados foram capazes de prever o comportamento que o escoamento deveria possuir no interior do túnel de vento. Os perfis de velocidade relacionados aos pontos P01, P03, P05, P07 e P09 da Tabela 4 podem ser vistos na Figura 48. Eles confirmam a existência de pequenas diferenças entre os três modelos de turbulência quanto às velocidades na seção de testes. Entretanto, eles demonstram que os três modelos de turbulência foram capazes de prever um típico perfil de velocidades turbulento não desenvolvido com velocidades aproximadamente uniformes na região central.

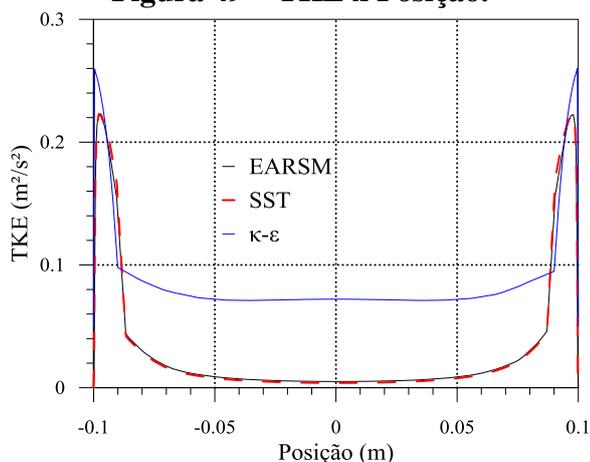
**Figura 48 – Perfis de velocidade na seção de testes para os três modelos de turbulência.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 49 mostra o perfil de energia cinética turbulenta por posição na saída da seção de testes do túnel de vento para os três modelos de turbulência. Os resultados obtidos foram comparados com a teoria apresentada por Laufer (1953), que afirma que a energia cinética turbulenta é máxima próxima às paredes de condutos com arestas quadradas e é mínima nas regiões mais centrais, onde o escoamento pode ser considerado livre. O modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  se mostrou incapaz de reproduzir o escoamento no interior de um conduto de arestas quadradas, segundo a teoria. Ele previu inadequadamente o perfil de energia cinética turbulenta (TKE) no interior do escoamento, não mantendo o perfil esperado próximo às paredes do túnel de vento. De acordo Versteeg e Malalasekera (2007) é conhecido que o modelo de turbulência  $\kappa$ - $\epsilon$  é um modelo mais apropriado para escoamentos externos, tendo fraco desempenho em alguns tipos de escoamentos confinados e em escoamentos rotacionais.

**Figura 49 – TKE x Posição.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

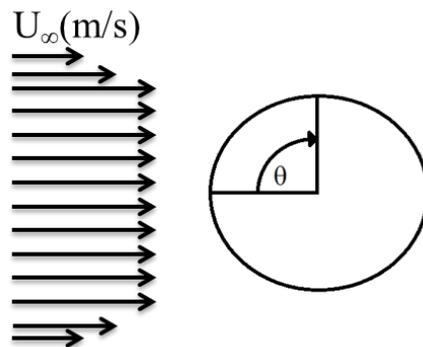
Os resultados apresentados para o túnel de vento sem a inserção de cilindro demonstraram que os três modelos de turbulência utilizados no presente trabalho são capazes

de prever o comportamento da velocidade no interior da seção de testes. Isso evidencia a necessidade de testes experimentais com anemômetro de fio quente para avaliar dentre qual desses modelos de turbulência se aproximam mais dos resultados experimentais reais. Entretanto, o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  apresentou discordância com a teoria apresentada por Laufer (1953) quando avaliado o gráfico da energia cinética turbulenta no interior de um conduto quadrado.

### 6.6.2 Túnel de vento com cilindro

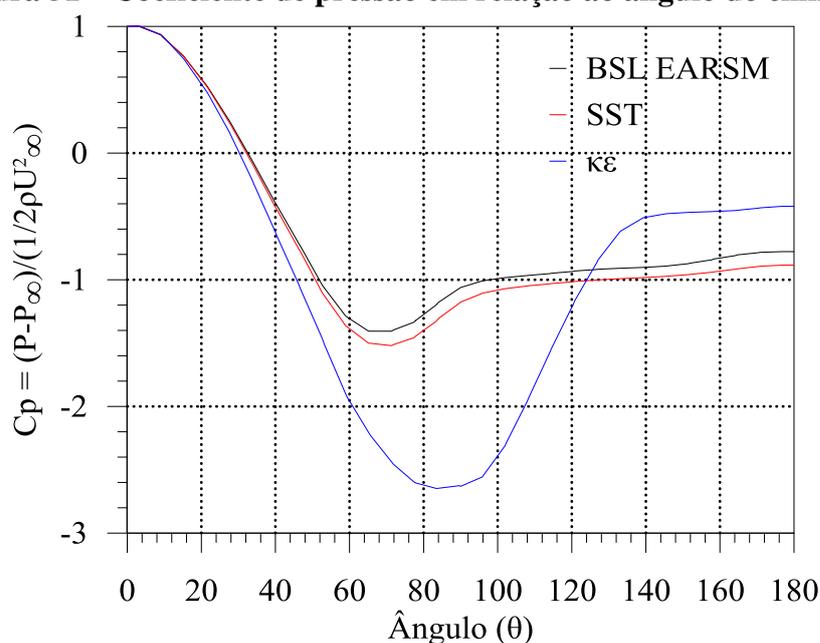
Neste tópico pretende-se avaliar os resultados numéricos para o túnel de vento com a inserção do cilindro. Para isso o ângulo do cilindro circular foi considerado como se segue na Figura 50, com o ângulo zero sendo representado no ponto mais a montante do cilindro o ângulo de  $180^\circ$  no ponto mais a jusante.

**Figura 50 – Crescimento do ângulo do cilindro.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

Um importante parâmetro a ser considerado no escoamento ao redor de um cilindro circular é o coeficiente de pressão em função do ângulo do cilindro, Figura 51, para o Reynolds igual a  $1,27 \times 10^4$ . O escoamento ao redor de um cilindro circular foi considerado laminar para Reynolds baseado em seu diâmetro inferior a  $1 \times 10^5$ .

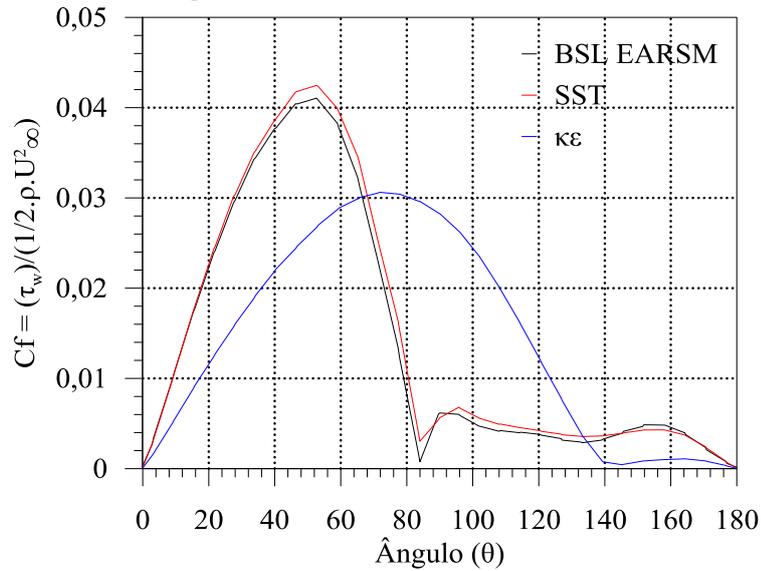
**Figura 51 – Coeficiente de pressão em relação ao ângulo do cilindro.**

Fonte: Elaborada pelo autor.

O gráfico de  $C_p$  apresentado na Figura 51 apresenta valores próximos para os modelos BSL EARSM e  $\kappa-\omega$  SST, entretanto, o modelo  $\kappa-\epsilon$  apresenta valores em desacordo com a teoria. Para os dois modelos que demonstraram estar de acordo com a literatura foi obtida uma redução do coeficiente de pressão até um ângulo de aproximadamente 70°, indicando gradientes de pressão favoráveis. Logo após este ângulo o gradiente de pressão torna-se desfavorável, ocasionando o descolamento da camada limite ainda antes de 90°. Como o escoamento não é ideal, ou seja, existe atrito, o valor do coeficiente de pressão é consideravelmente reduzido mesmo após 180°.

A Figura 52 apresenta o gráfico para o coeficiente de arrasto, é possível identificar os pontos aproximados de separação do escoamento. A separação ocorre no ponto onde a tensão de cisalhamento chega a um valor nulo, ou seja a inclinação da derivada parcial da velocidade em relação a  $y$  tem valor zero. Os pontos de descolamento da camada limite para os modelos de turbulência BSL EARSM e  $\kappa-\omega$  SST ficam próximos aos 80°, o que indica conformidade com a teoria apresentada por Incropera e outros (2008) e Çengel e Cimbala (2007); já o modelo  $\kappa-\epsilon$  apresenta ponto de separação por volta dos 145°. No gráfico do coeficiente de atrito apresentado apenas é possível ter uma ideia aproximada do ponto de separação sem saber com exatidão o ponto de descolamento da camada limite, pois foram utilizados 58 pontos ao redor da parede do cilindro circular para traçar o seu perfil.

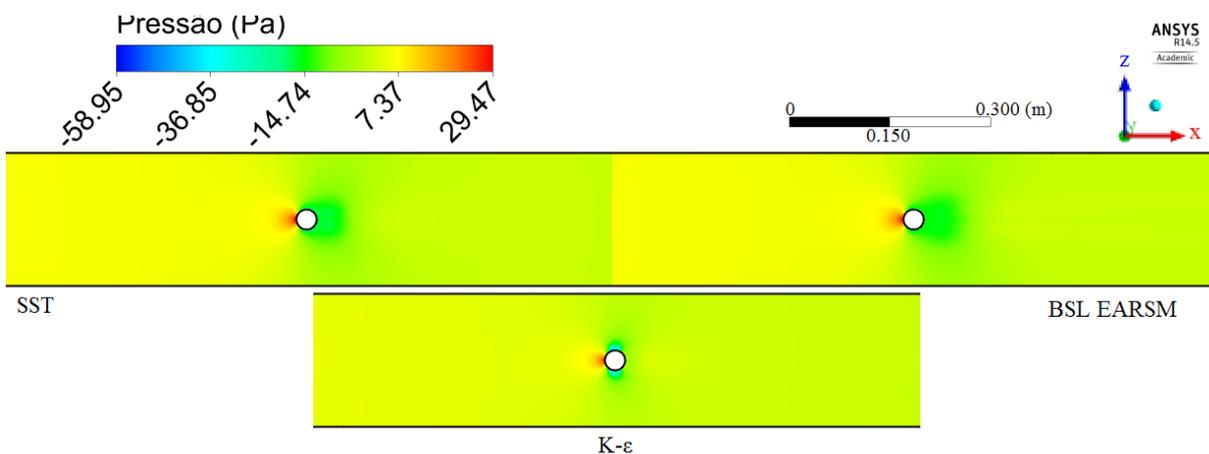
**Figura 52 – Coeficiente de atrito.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 53 apresenta o campo de pressões ao longo da seção de testes, em um plano situado no centro da seção. Percebe-se claramente um gradiente de pressão favorável a montante do cilindro e um gradiente de pressão adverso a jusante do mesmo, ocasionando a separação do escoamento, como indicado por White (2007).

**Figura 53 – Plano de pressão na seção de testes.**

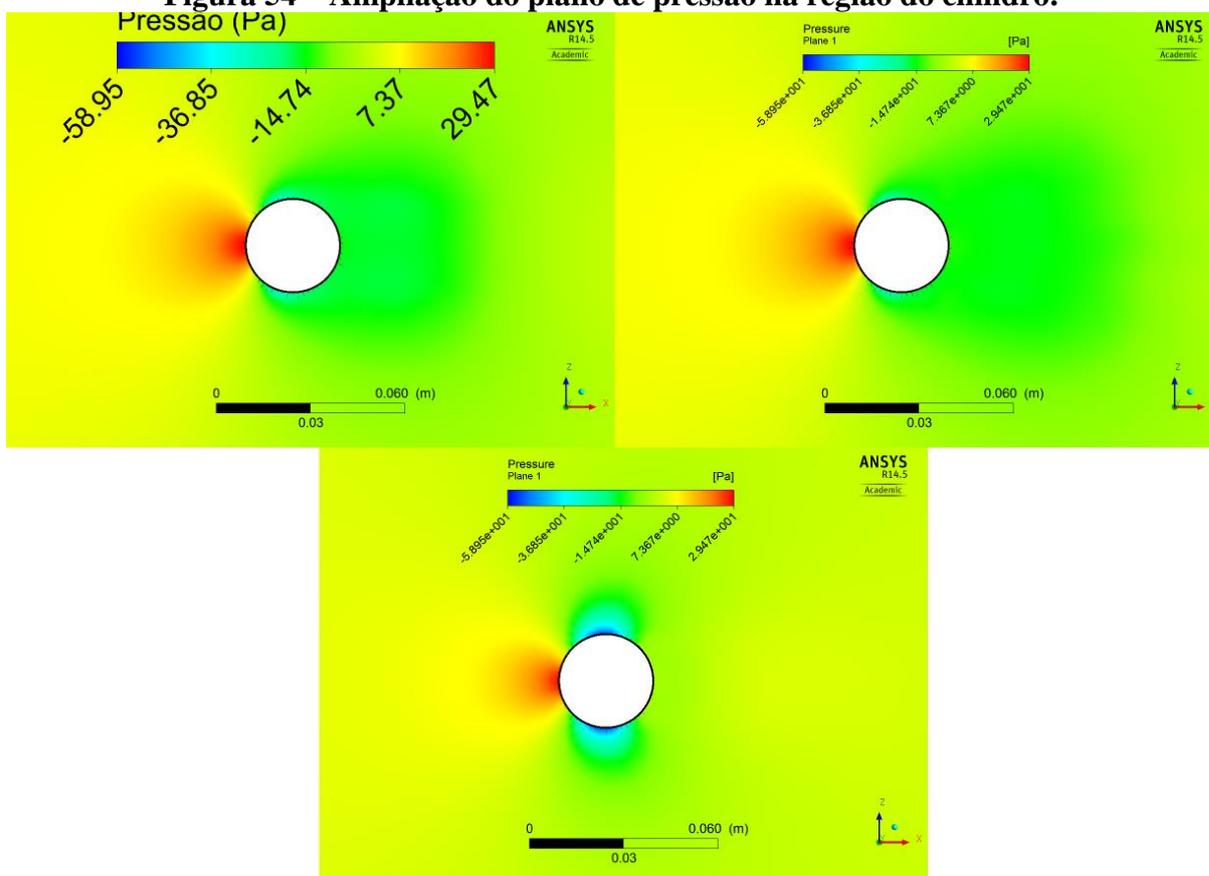


Fonte: Elaborada pelo autor.

É possível perceber uma diferença de pressão entre a entrada e a saída da seção de testes, causada pelo crescimento da camada limite no túnel de vento e pela aceleração do escoamento causada pelo bloqueio do cilindro. A Figura 54 representa uma ampliação do plano de pressões na região do cilindro estudado.

A existência de uma força de arrasto pode ser percebida na direção do escoamento pela diferença de pressão entre os lados do cilindro, de 44,36 Pa para o modelo SST e 41,86 Pa para o BSL EARSM e de  $\kappa$ - $\epsilon$  para 33,60 Pa. A força de arrasto foi calculada analiticamente, sendo o coeficiente de arrasto utilizado (para o escoamento laminar ao redor de um cilindro na faixa de Reynolds avaliada) de 1,2 (Çengel e Cimbala, 2006). O valor calculado foi de 0,17 N para a rotação de 2500 rpm para os modelos BSL EARSM e  $\kappa$ - $\omega$  SST.

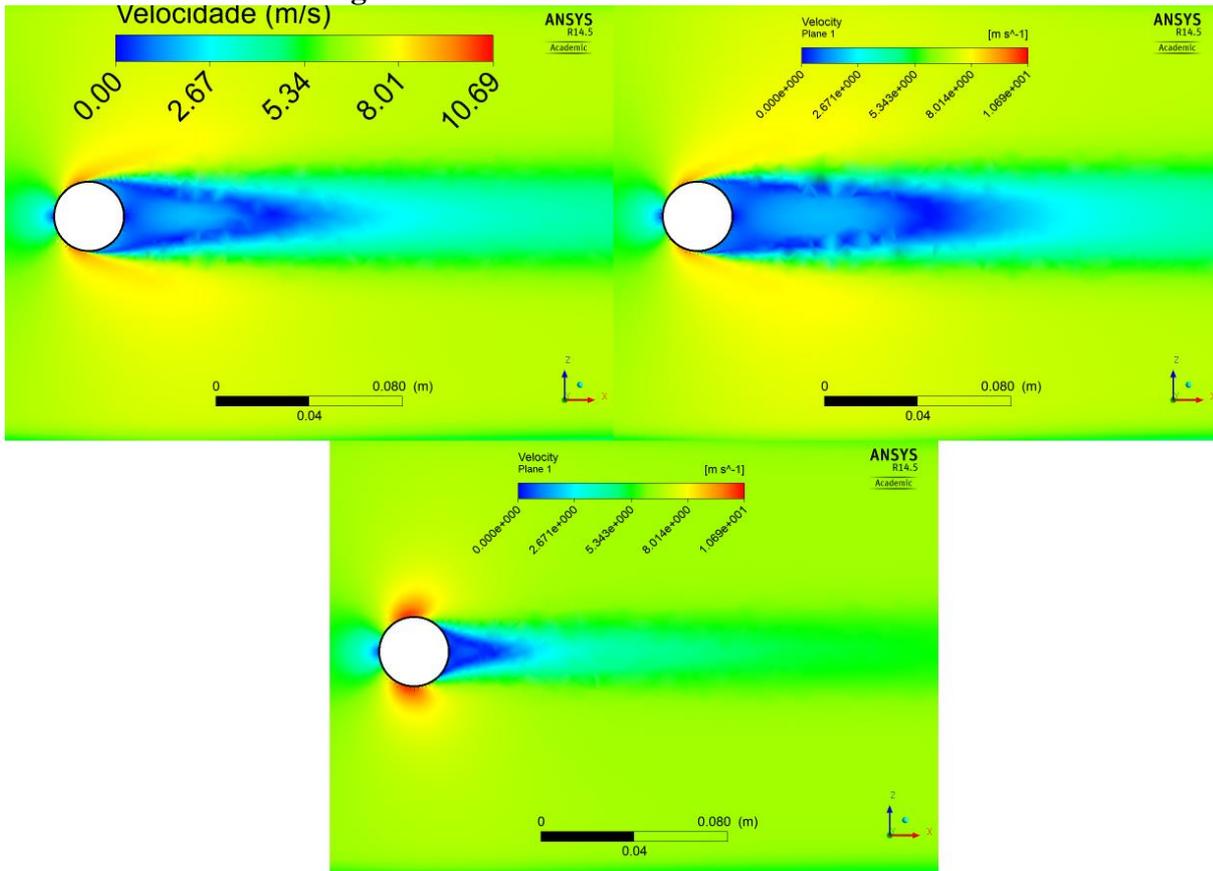
**Figura 54 – Ampliação do plano de pressão na região do cilindro.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

O plano de velocidades para as simulações com inserção do cilindro circular pode ser visto na Figura 55. É observada a formação de uma esteira na seção de testes a jusante do corpo rombudo devido a geração de uma esteira. A maior esteira gerada pôde ser observada no modelo de turbulência BSL EARSM, com o  $\kappa$ - $\epsilon$  apresentando maiores velocidades e uma esteira de vórtices relativamente menor em relação aos outros modelos testados.

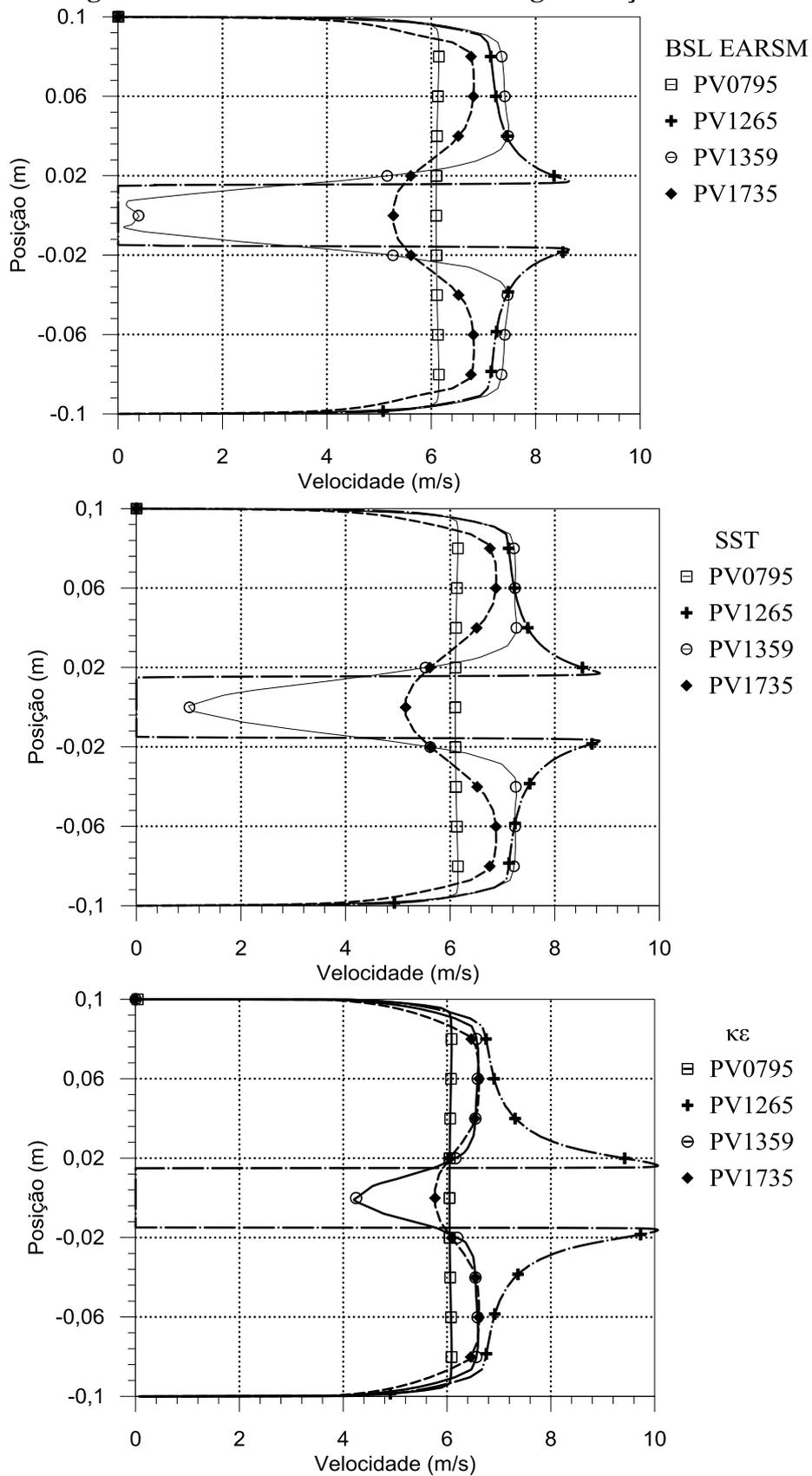
**Figura 55 – Plano de velocidades cilindro.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

Os perfis de velocidade ao longo da seção de testes foram traçados visando melhor compreender o que ocorre ao longo da seção de testes, Figura 56. Os resultados gráficos para os três modelos de turbulência foram traçados para quatro linhas a partir da saída, sendo elas uma na entrada da seção de testes do túnel de vento (PV0795), uma no centro da seção de testes, logo no centro do cilindro (PV1265), uma logo após o cilindro (PV1359) e outra logo após uma na saída da seção de testes (PV1735). O perfil de velocidades PV0795 demonstra o comportamento típico de um escoamento turbulento, e mostra que este perfil de velocidades ainda não está sendo influenciado pelo bloqueio gerado pelo cilindro. Já o perfil de velocidades PV1265, situado no centro do cilindro, demonstra velocidades maiores próximos ao cilindro causada pela razão de bloqueio do cilindro (cerca de 15%), com velocidade igual a zero nas paredes e no cilindro. Após essa região, são encontradas velocidades menores nas regiões centrais da seção de testes com o escoamento tendendo a se normalizar em seu fim. Entretanto, foi avaliado que o escoamento ainda permanece, sob efeito da esteira do cilindro.

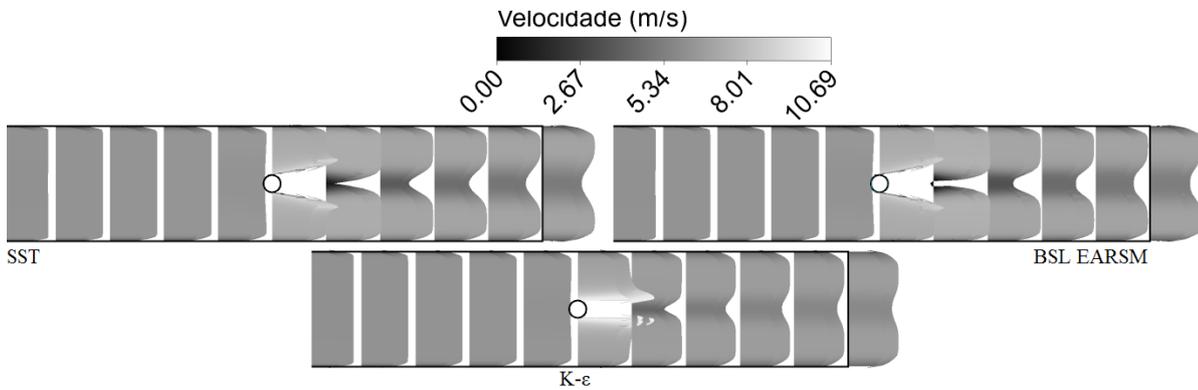
**Figura 56 – Perfil de velocidades ao longo da seção de testes.**



**Fonte: Elaborada pelo autor.**

A Figura 57 mostra os vetores de velocidade encontrados ao longo da seção de testes do túnel de vento encontrado para os 11 perfis definidos na Tabela 4.

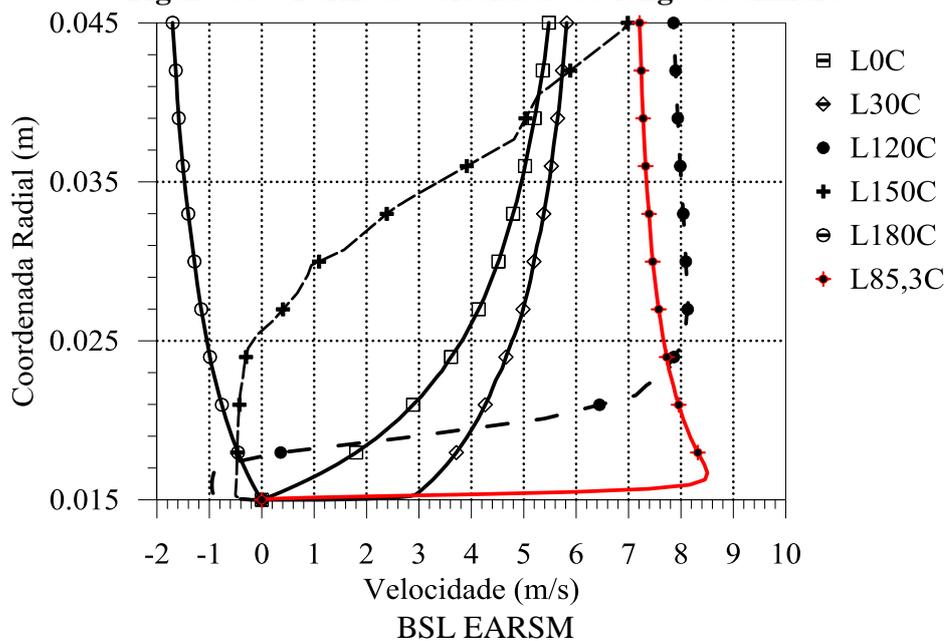
**Figura 57 – Demonstrativo do perfil de velocidades ao longo da seção de testes.**

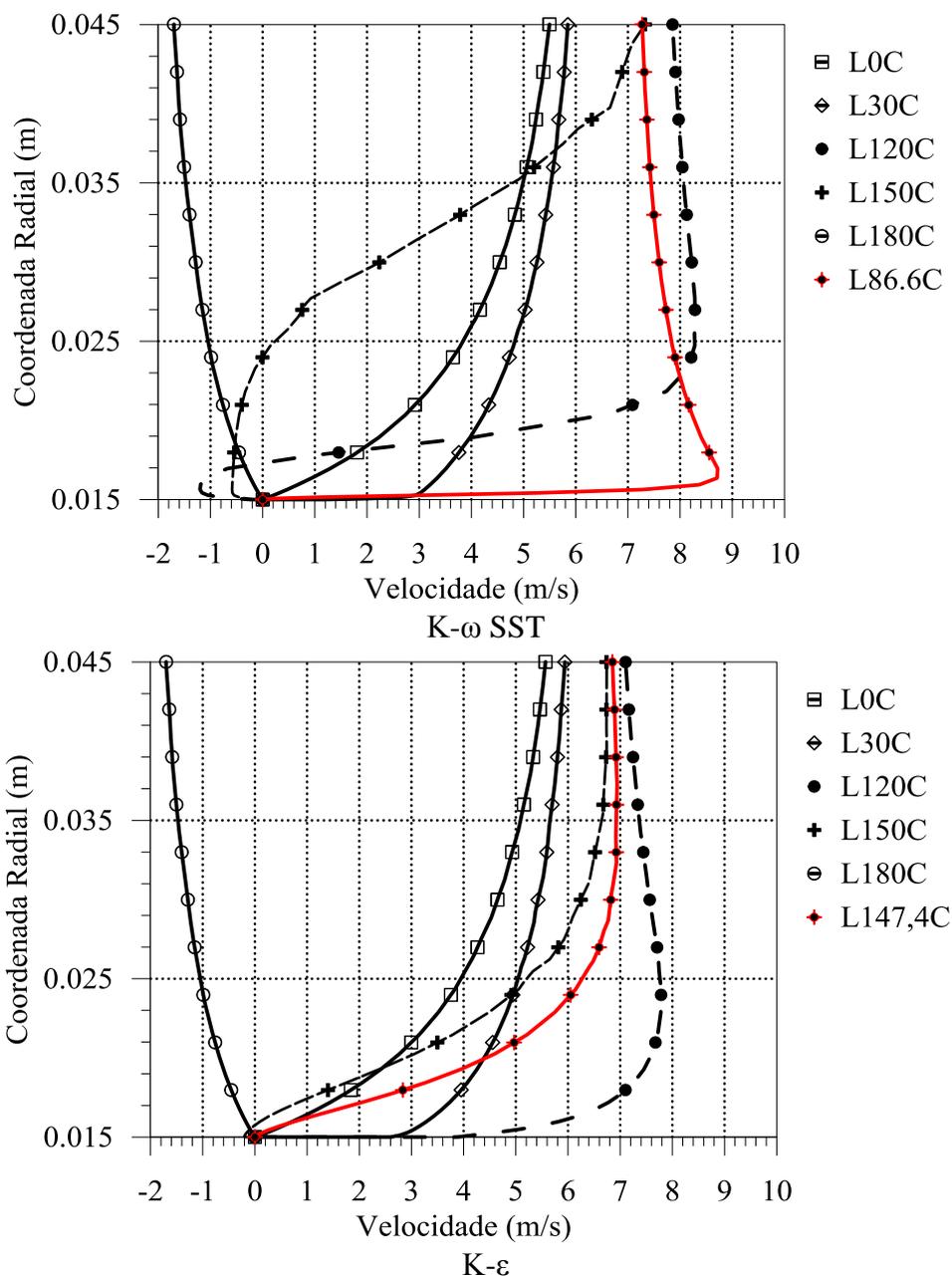


Fonte: Elaborada pelo autor.

O perfil de velocidades ao longo do ângulo do cilindro foi avaliado buscando avaliar as regiões de descolamento da camada limite e o comportamento do escoamento nessa região. Eles podem ser vistos na Figura 58 para os ângulos de 0, 30, 120, 150 e 180°, além do perfil de velocidades do ponto de separação do cilindro que foi de 85,3° para o BSL EARSM, 86,6° para o  $\kappa-\omega$  SST e 147,4° para o  $\kappa-\epsilon$ .

**Figura 58 – Perfis de velocidade ao longo do cilindro.**





Fonte: Elaborada pelo autor.

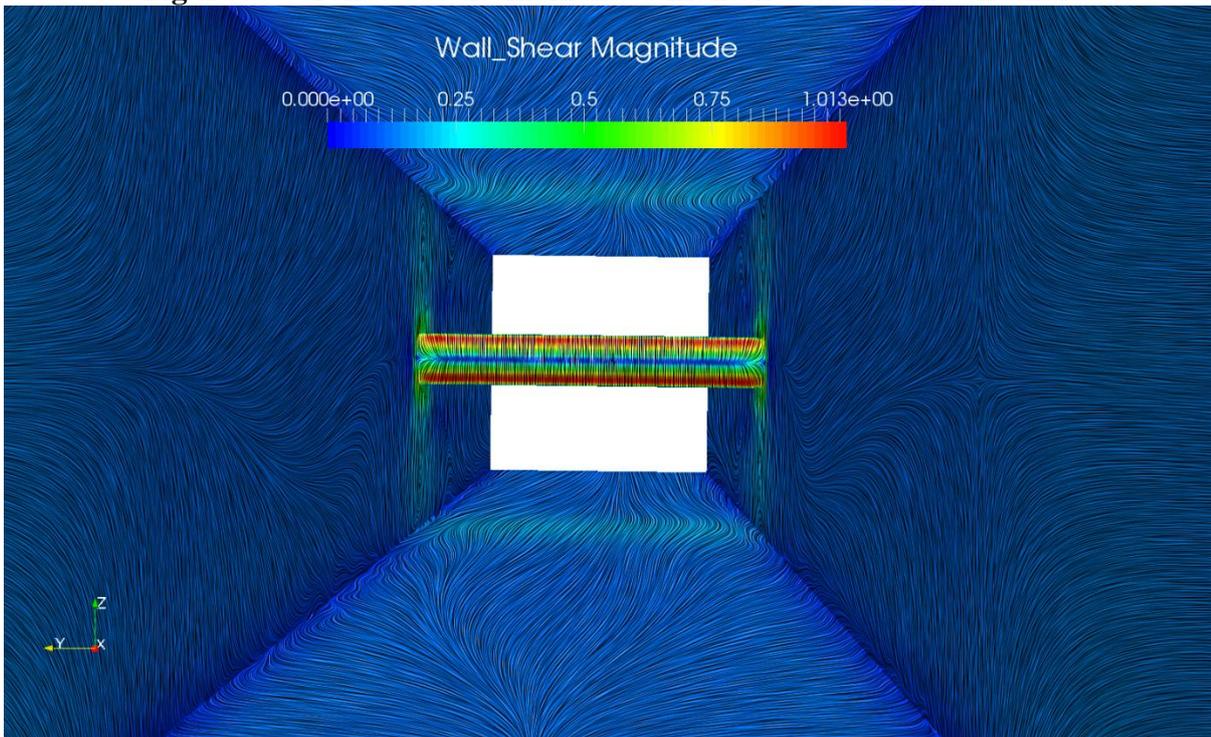
Os gráficos foram criados para uma distância de 45 mm do centro do cilindro para todos os modelos de turbulência. Para o BSL EARSM e o SST a separação ocorre de maneira esperada, nos ângulos de 85,3° e 86,7° respectivamente. Nos perfis que se sucedem após a separação do escoamento percebem-se velocidades negativas indicando escoamentos reversos como mostrado na Figura 8.

Após a análise dos apresentados ficou claro que o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  não apresentou bons resultados para o tipo do escoamento estudado, dando resultados insatisfatórios para quase todos os resultados analisados do escoamento ao redor do cilindro circular. Por outro lado, os modelos BSL EARSM e  $\kappa\omega$  SST apresentaram boa aproximação com os resultados

experimentais e com a teoria proposta. Os valores aproximados apresentados por estes modelos de turbulência provavelmente vêm do fato de o modelo BSL EARSM em seu processo de simplificação algébrica utiliza as equações de  $\kappa$ . Com isso foi avaliado que o modelo que melhor prediz o escoamento no interior do túnel de vento com cilindro é o modelo SST por retornar resultados semelhantes ao EARSM com menor um custo computacional.

A Figura 59 apresenta a tensão de cisalhamento na parede à jusante do cilindro circular. Ela se comporta como o gráfico do coeficiente de atrito, com valores mínimos na parte frontal do cilindro (a montante), onde o valor da pressão de estagnação é máximo, aumentando gradativamente até o seu ponto máximo em aproximadamente  $54^\circ$  até atingir o valor zero, ponto onde ocorre a separação.

**Figura 59 – Tensão de cisalhamento a montante do cilindro circular.**



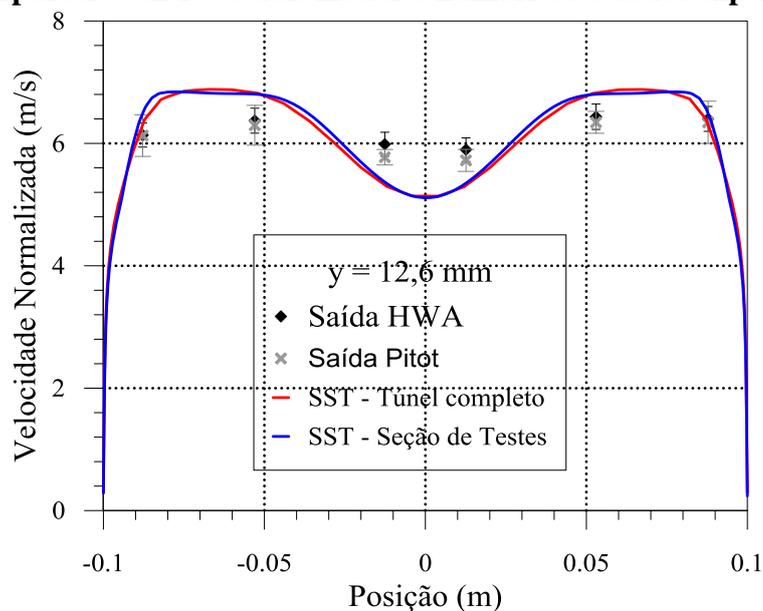
Fonte: Elaborada pelo autor.

## 6.7 Simulações com a seção de testes

Após a escolha do modelo SST como modelo ideal para ser estudado, foi proposta uma simplificação da geometria para análises com malhas mais refinadas. Essa simplificação foi realizada a partir da simulação do túnel de vento com cilindro e com a seção de testes. Os resultados dessas simulações para o modelo de turbulência  $\kappa$ - $\omega$  SST foram comparados aos os

resultados numéricos para o túnel completo e com os resultados experimentais. A Figura 60 mostra um comparativo entre os perfis de velocidade numéricos para o modelo de turbulência  $\kappa\text{-}\omega$  SST para os modelos numéricos do túnel completo e da seção de testes do túnel de vento.

**Figura 60 – Comparativo entre os dois modelos numéricos e dados experimentais.**



Fonte: Elaborada pelo autor.

A simplificação proposta mostrou-se eficaz, podendo ser utilizada em trabalhos futuros para simplificação da geometria da seção de testes com cilindro circular. A simplificação retornou resultados muito próximos aos da geometria completa. Essa simplificação permite um melhor refinamento da malha na região de interesse, sem alterar tanto o resultado, já que o objeto em estudo fica instalado em uma região de pouca influência da camada limite do túnel de vento.



## 7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Nesse capítulo são apresentadas as conclusões acerca dos resultados experimentais e numéricos obtidos neste estudo, além de sugerir pesquisas futuras que possam agregar e proporcionar avanços na compreensão sobre o tema abordado neste trabalho.

### 7.1 Conclusões

Neste trabalho foram realizadas simulações numéricas e experimentais do escoamento no interior de um túnel de vento para baixas velocidades, com e sem a inserção de corpos. As principais conclusões encontradas foram:

- a) A vazão volumétrica média de  $0,297 \text{ m}^3/\text{s}$  com incerteza experimental média de  $\pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$ . Sua intensidade turbulenta no centro da seção de testes foi de 5%, o que caracteriza uma seção de testes com baixa intensidade turbulenta (menor que 5%).
- b) Os testes experimentais do escoamento ao redor do cilindro circular mostraram que o escoamento sofre poucas alterações a montante do corpo rombudo. Entretanto, quando se avalia a intensidade turbulenta do túnel de vento a jusante do cilindro ela sofre um expressivo aumento para cerca de 10% nas regiões centrais. Isso ocorre devido à influência da esteira do cilindro no escoamento. A vazão volumétrica não se alterou, estando de acordo com a teoria.
- c) Para os testes utilizando o ressonador de Helmholtz não foram verificados resultados significativos de redução da pressão acústica para os testes com microfone e de intensidade turbulenta para os testes com HWA. Nos testes com HWA o ressonador de Helmholtz apresentou para a maioria dos pontos, a mesma intensidade turbulenta do túnel de vento. Para os testes de pressão sonora foram avaliadas reduções de pressão acústicas, entretanto, elas foram de uma ordem percentual muito baixa. O ressonador foi considerado inadequado para a frequência de trabalho do presente estudo por não influenciar de forma significativa o escoamento ao redor do cilindro, provavelmente por ele ter sido projetado para uma frequência específica em outra rotação de trabalho.
- d) A seção de testes do túnel de vento foi caracterizada numericamente e apresentou resultados muito próximos aos resultados experimentais envolvidos, tendo os

modelos de turbulência  $\kappa$ - $\omega$  SST e BSL EARSM se sobressaído em relação ao modelo de turbulência  $\kappa$ - $\epsilon$  em prever algumas características do escoamento. Para estes modelos a espessura da camada limite encontrada na entrada da seção de testes teve um valor pouco maior que 5 mm na entrada da seção de testes e pouco maior que 19 mm na saída. Testes experimentais deverão ser realizados na saída da seção de testes com o objetivo de avaliar a espessura da camada limite do túnel de vento, validando os modelos numéricos propostos.

- e) Os modelos de turbulência BSL EARSM e  $\kappa$ - $\omega$  SST se mostraram em condições de ser utilizados para o túnel de vento sem e com cilindro. O modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  apresentou fraco desempenho em prever o escoamento ao redor do cilindro circular, prevendo a separação do escoamento apenas no ângulo de  $147^\circ$  do cilindro, quando, de acordo com a literatura, ele deveria se separar entre  $80^\circ$  e  $90^\circ$  para esta situação. O modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  não apresentou bons resultados para o tipo do escoamento estudado, dando resultados insatisfatórios para quase todos os resultados analisados do escoamento ao redor do cilindro circular. Por outro lado, os modelos BSL EARSM e  $\kappa$ - $\omega$  SST apresentaram boa aproximação com os resultados experimentais e com a teoria proposta. Com isso foi avaliado que o modelo que melhor prediz o escoamento no interior do túnel de vento com cilindro é o modelo SST por retornar resultados semelhantes ao EARSM com menor um custo computacional.

## 7.2 Sugestões para trabalhos futuros

Para a melhor análise dos fenômenos estudados sugere-se que os seguintes tópicos sejam avaliados para trabalhos futuros:

- 1) Construir um posicionador eletrônico para obter maior repetibilidade em trabalhos futuros.
- 2) Testar diferentes arranjos e posicionamentos do cilindro circular.
- 3) Realizar os testes experimentais em mais regiões do escoamento, não se limitando à entrada e à saída da seção de testes do túnel de vento.
- 4) Realizar modificações na seção de testes do túnel que permitam a utilização das técnicas experimentais em mais regiões do escoamento sem alterações significativas no escoamento no interior do túnel.

- 5) Realizar testes experimentais com HWA visando mensurar as dimensões da camada limite e da esteira do cilindro.
- 6) Projetar um ressonador de Helmholtz específico para a rotação de 2500 rpm.
- 7) Refinar as malhas numéricas.
- 8) Comparar resultados numéricos com outros resultados obtidos com HWA para confirmar a validação dos resultados e a escolha do diâmetro do cilindro.
- 9) Adquirir sondas anemométricas de 3 dimensões com o objetivo de avaliar a energia cinética turbulenta no interior do túnel de vento.
- 10) Adquirir de equipamentos capazes de medir a pressão estática em diversas regiões do túnel de vento para melhorar as condições de contorno das simulações numéricas.
- 11) Realizar simulações numéricas com escoamento em regime transiente visando avaliar a esteira de vórtices de von-Kármán gerada a jusante do cilindro circular e o seu desprendimento.
- 12) Inserir de outros tipos de corpos na seção de testes visando abranger o conhecimento do escoamento ao redor de corpos.

## REFERÊNCIAS

ALLEGRINI, Jonas; DORER, Viktor; CARMELIET, Jan; Buoyant flows in street canyons: Validation CFD simulations with wind tunnel measurements. **Building and Environment**, v. 72, pp. 63-74, 2014

AL-MALIKY, R.F. Numerical investigation of laminar flow over a rotating circular cylinder International. **Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering**, v. 13, n. 3, , pp. 32-41, 2013.

ANDERSON, S.S. The effect of an air flow on a single side branch Helmholtz resonator in a circular duct. **Journal of Sound and Vibration**, v. 52, pp.423-431, 1977.

ANSYS. **CFX Solver Theory manual**. Version 14.5.Ansys, 2013.

ÁSSI, Gustavo Roque da Silva. **Estudo experimental do efeito de interferência no escoamento ao redor de cilindros alinhados**. 2005. 302f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, São Paulo.

ÁSSI, Gustavo Roque da Silva. **Mechanisms for flow-induced vibration of interfering bluff bodies**. 2009. 228f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Londres, Departamento de Aeronáutica, Londres.

ASTM INTERNATIONAL DESIGNATION D 3464 – **Standard Test Method for Average Velocity in a Duct Using a Thermal Anemometer**.2007.

AZEVEDO, Maria Alexandra Cabral da Silva. **Estudos preliminares sobre ejeção de vórtices em torno de um cilindro no regime turbulento com separação laminar**. 2011. 96f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade do Porto, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal.

BAALS, Donald D.; CORLISS, Willian R., **Wind Tunnel of NASA**, 1ª ed. National Aeronautics and Space Administration (NASA), 1981.

BAKER, C.J. Wind engineering—Past, present and future. **Journal of Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 95, pp.843-870, 2007.

BARLOW, J. B; POPE, Alan; RAE, William H.; **Low-Speed Wind Tunnel Testing**.3ª Edição. New York: John Wiley & Sons, 1999.

BEARMAN, P.W. Vortex shedding from oscillating bluff bodies. **Annual Review of Fluid Mechanics**. V. 16, pp. 195-222, 1984.

BEJAN, Adrian. **Convection Heat Transfer** 4 Ed. Nova Jersey: John Wiley & Sons, 2013.

BLOCKEN, Bert. 50 years of Computational Wind Engineering: Past, present and future. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 129, pp. 69 -102, 2014.

BRUNO, Luca; SALVETTI, Maria Vittoria; RICCIARDELLI, Francesco. Benchmark on the aerodynamics of a rectangular 5:1 cylinder: an overview after first four years of activity. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 126, pp. 87-106, 2014.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John, M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 1 ed. São Paulo: Mc Graw Hill, 2007. 819p.

CHAN, W.Y.K; JACOBS, P.A.; MEE, D.J.; Suitability of the  $k-\omega$  turbulence model for scramjet flowfield simulations. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, v 70, n 4, pp 493–514, 2012.

CHAPRA, Steven C., CANALE, Raymond P. **Métodos Numéricos para engenharia**. 5ª Ed. São Paulo: AMGH Editora LTDA, 2008.

CHUNG, T. J. **Computational Fluid Dynamics**. 1ª Ed. Nova York: Cambridge University Press, 2002.

DIANA, G. Wind tunnel tests and numerical approach for long span bridges. The Messina bridge. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.122, pp.38-42, 2013.

EGUTI Carlos César Aparecido. **Desenvolvimento de um circuito eletrônico experimental de anemômetro de fio quente**. 2005. 182 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, UNESP, SP.

FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos, 2010. 710p.

FU, J. Y. et al. Field measurements of boundary layer wind characteristics and wind-induced responses of super-tall buildings. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.96, pp.1332-1358, Agosto 2008.

GOLDSTEIN, F. R. S. Biographical memoir of Theodore von Kármán. **Progress in Aerospace Science**, v. 59, pp. 20-33, 2013.

GRANGER, Robert A.; **Fluid Mechanics** 1ª Ed. Mineola: Dover Publications, 1995.

GREEN, J.; QUEST, J.A short history of the European Transonic Wind Tunnel ETW. **Progress in Aerospace Sciences**, vol. 47, pp. 319-368, 2011.

GUZELLA, Matheus S.; MANTO, Daniele; SOARES, Cleide B.; MAIA, Cristiana B.; HANRIOT, Sérgio M.; CABEZAS-GÓMEZ, Luben. Airflow CFD modeling in the test section of low-speed wind tunnel. **Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering**, v.1, pp. 210-225, 2010.

HINSBERG, Nils Paul; The Reynolds number dependency of the steady and unsteady loading on a slightly rough circular cylinder from subcritical up to high transcritical flow state. **Journal of Fluids and Structures**, v.55, pp.526-539, 2015

INCROPERA F. P.; DEWITT D. P.; BERGMAN T. L.; LAVINE A. S.; **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa** 6ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 3966–  
**Measurements of fluid flow in closed conduits - Velocity area method using Pitot static tubes** – Segunda Edição – Jul. 2008.

KIM, Dong Ha; CHANG, Jo-Won. Low-Reynolds-numbers effect on the aerodynamics characteristics of a pitching NACA0012 airfoil. **Aerospace Science and Technology**, v.32, pp.162-168, 2014.

KLOPFENSTEIN Rex Jr. Air velocity and flow measurement using a Pitot tube. **ISA Transactions**. V. 37 p.257-263, setembro 1998.

KOURTA, Azeddine; LECLERC, Cédric; Characterization of synthetic jet actuation with application to Ahmed body wake. **Sensors and Actuators A: Physical**, v. 192, pp. 13-26, abril, 2013.

LAKEHAL, D. Computation of Turbulent Shear Flows Over Rough-Walled Circular Cylinders. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 80, pp. 47-68, 1999.

LAROSE, G. L. I. Sectional model investigation at high Reynolds number for a super tall building. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.104-106, pp. 49-55, julho 2012.

Ledo, Luiz Fernando Ribeiro. **Estudo numérico do escoamento em um soprador de um túnel de vento para baixas velocidades**. 2014. 50f. Monografia (Conclusão do curso) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Instituto Politécnico da PUC Minas, Belo Horizonte.

LI, Cong, ITO, Kazuhide. Numerical and experimental estimation of convective heat transfer. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.126, pp.107-117, 2014.

LIU, Henry; RHEE, K. H. Helmholtz oscillation in building models. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 24, pp.95-115, 1986.

LIXIA, Qu; NORBERG, Chistoffer; DAVIDSON, Lars; PENG, Shia-Hui; WANG, Fujun. Quantitative numerical analysis of flow past a circular cylinder at Reynolds number between 50 and 200. **Journal of Fluid and Structures**, v.39, pp. 347-370, 2013.

LO, James L.; BANKS , DAVID; NOVOSELAC; Atila. Combined wind tunnel and CFD analysis for indoor airflow prediction of wind-driven cross ventilation. **Building and Environment**, v. 60, pp. 12-23, 2013.

LUO, S.C.; CHEN, Y.S. Ground effect on flow past a wing with a NACA0015 cross-section. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 40, pp. 18-28, julho 2012.

MENTER, F. R.; Influence of freestream values on  $\kappa$ - $\omega$  turbulence model predictions. **American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal**, v. 30, n. 6, pp. 1657-1659, 1992.

- MERRINSON, Jonathan Peter *et al.* An environmental simulation wind tunnel for studying Aeolian transport on mars. **Planetart and Space science**. Maryland heights, v. 56, n.3- 4, pp. 426-437, 2008.
- MESSINA, Michele. Experimental validation of pressure loss in anemometer testing equipment. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.12, pp.2980-2987, 2012.
- MOONEN, Peter; BLOCKEN Bert; ROEL Staf; CARMELIET Jan. Numerical modeling of the flow conditions in a closed-circuit low-speed wind tunnel. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.94, pp. 699-723, 2006.
- MURAMAKI, S. Numerical simulation of turbulent flow field around cubic model: current status and application of  $\kappa$ - $\epsilon$  model and LES. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 33, n. 1-3, pp. 139-152, 1990.
- NEPOMUCENO, Lauxo X. **Acústica Técnica** 1ª Ed. São Paulo, ETEGIL, 1968.
- NIEMANN, H. J.; HÖLSCHER, N.A Review of recent experiments on the flow past circular cylinders. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.33, pp.197-209, 1990.
- NORBERG, C. Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements. **Journal of Fluids and Structures**, v.17, pp.57-69, 2003.
- OBERKAMPF, W. L.; TRUCANO, T. G.; HIRSCH, C; Verification, validation, and prectivecabability in computational engineering and physics. **Applied Mechanics and Materials**, v. 57, n 5, pp. 345-384, 2004.
- OBERKAMPF, W. L.; TRUCANO, T.; Verification and validation in computacional fluid dynamics. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 38, pp. 209-272, 2002.
- OGUMA, Y.; YAGAMATA, T.; FUJISAWA, N.; Measurement of sound source distribution around a circularcylinder in a uniformflow by combined particle imagevelocimetry and microphone technique. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.118, pp. 1-11, 2013.
- OWEN, F. Kevin; OWEN, Andrew K.; Measurement and assessment of wind tunnel flow quality. **Progress in Aerospace Science**, v. 44, n.5, pp. 315-348, 2008.
- PASTÒ, S. Vortex-induced vibrations of a circular cylinder in laminar and turbulent flows **Journal of Fluids and Structures**, v. 24, pp.977-993, 2008.
- PEZZOTTI, S.Wind tunnel for anemometer calibration in the range of 0.2–1.25 m/s. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.22, pp.338-342, 2011.
- PIRES, L. B. M. et al. Atmospheric flow measurements using the PIV and HWA techniques. **Journal of Aerospace Technology and Management**, v.4, n.2, pp.-127-136, agosto 2010.
- QUEIROZ, Jaqueline Mendes. **Influência de um ressonador de volume variável na vazão mássica em um motor de combustão interna**. 2011. 108f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

QUEIROZ, M. D.; VASCONCELLOS, G. L. F.; MAIA, C. B.; HANRIOT, S. M.; WEISS, J.; Investigation of the predictive ability of two advection schemes on the formation of a turbulent separation bubble in a Boundary Layer Wind Tunnel. **Applied Mechanics and Materials**, vol. 477/478, pp. 181-185. 2014.

QUEIROZ, Matheus Donizete. **Caracterização numérica e experimental do escoamento de ar em um túnel de vento para baixas velocidades**. 2010. 111f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

RAO, A.; THOMPSON, M. C.; LEWEKE, T.; HOURIGAN, K.; The flow past a circular cylinder translating at different heights above a wall. **Journal of Fluids and Structures**, v.41, pp. 09-11, agosto 2013.

REIS, M. L. C. C.; FALCÃO FILHO, J. B. P. F.; MORAES, L. F. G. The TTP Transonic wind tunnel Mach number uniformity analysis. **Measurement**, v.51, pp.-356-366, 2014.

RICHARDS, P. J.; NORRIS, S. E.; Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models revisited. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 99, n. 4, pp. 257 – 266, 2011.

SCHLICHTING, Hermann Dr. **Boundary Layer Theory**. 7. ed. Nova York: Mc Graw Hill Book Company. 1979. 709p.

SELAMET, A.; KOTHAMASU, V.; NOVAK, J. M.; Insertion loss of a Helmholtz resonator in the intake system of internal combustion engines: and experimental and computational investigation. **Applied Acoustics**, v. 62, pp. 381-409, 2001.

SINGHAL, Vishal; GARIMELLA, Suresh.V.; MURTHY, Jayathi Y. Low Reynolds number flow through nozzle-diffuser elements in valveless micro pumps. **Sensor and Actuators A: Physical**, v.113, n.2, pp. 226-235, julho 2004.

SOARES, Cleide Barbosa et. al. Numerical and Experimental Study of Flow in Small Wind Tunnel Test Section Operating With Low Speed. **14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering**. ABCM. R.J. – Brasil, 2012.

SOARES, Cleide Barbosa. **Efeitos de atenuadores passivos em flutuações de velocidades em túnel de vento**. 2013. 131f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

SOARES, Cleide Barbosa. **Estudo experimental do comportamento fluidodinâmico na seção de testes de um túnel de vento para baixas velocidades**. 2008. 138f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

SOUZA, Gustavo Gamaliel Alves. **Análise numérica do escoamento de ar na seção de testes de um túnel de vento para baixas velocidades**. 2009. 88f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

STRINGER, R. M.; ZANG, J.; HILLIS, A. J.; Unsteady RANS computations of flow around a circular cylinder for a wide range of Reynolds numbers. **Ocean Engineering**, v. 87, pp. 1-9, setembro 2014.

SULLIVAN, A. L.; KNIGHT, I. K.; HURLEY, R. J.; WEBBER, C.; A contractionless, low-turbulence wind tunnel for the study of free burning fires. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.44, pp. 264-274, 2013.

SUMER, B. Mutlu; FREDSOE, Jorgen; **Hydrodynamics Around Cylindrical Structures** 12<sup>a</sup> ed. Singapura: World Scientific, 1997.

TANNEHILL, John C.; ANDERSON, Dale A.; PLETCHER, Richard H. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**. 2<sup>a</sup> Ed. Washigton: Taylor & Francis, 1997.

VAN HOOFF, T.; BLOCKEN, B.; Measurements of indoor environmental conditions and natural ventilation in a larger semi-enclosed stadium: Possibilities and limitations for CFD validation. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 104-106, pp. 330-341, 2012.

VANUCCI, Paulo SérgioTorcato. **Ensaio em túnel de vento de dispositivos para redução de ruído em ponta de flape em um modelo 30P30N**. 2013. 215f. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Carlos.

VERSTEEG, H K.; MALALASEKERA, W.**An Introduction to Computacional Fluid Dynamics – The Finite Volume Method**. 2<sup>a</sup> Ed. Inglaterra: Pearson Education Limited, 2007.

VINOD, V., CHANDRAN, T., PADMAKUMAR, G., RAJAN, K. K. Calibration of an averaging Pitot tube by numerical simulations. **Flow Measurement and Instrumentation**, v. 24, pp. 26-28, fevereiro 2012.

Vocabulário Internacional de Metrologia. VIM. **Conceitos fundamentais e gerais e termos associados** -Primeira edição – 2012.

WARSI, Z. U. A. **Fluid Dynamics: Theoretical and Computational Approaches**. 3. Ed. Boca Raton: CRC Press, 2006, 845p.

WHITE, F. M. **Viscous Fluid Flow** 2<sup>a</sup> Ed. Nova York: McGraw-Hill, 1991.

WHITE, F. M., **Fluid Mechanics** 4<sup>a</sup> Ed. Nova York: McGraw-Hill, 2007.

WILSON, C. F. et al. A wind tunnel for the calibration of Mars wind sensors. **Planetary and Space Science**, v.56, pp.1532-1541, 2008.

WITTWER, Adrian R.; MÖLLER, Sérgio V. Characteristics of the Low-Speed Wind Tunnel of the UNNE.**Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**.v.84, pp.307-320, 2000.

ZDRAKVKOVICH, M. M. Conceptual overview of laminar and turbulent flows past smooth and rough circular cylinders.**Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v.33, pp.53-62, 1990.

ZHANG, Hui; YANG, Jian-min, XIAO, Log-fei, LÜ, Hai-ning. Large-eddy simulation of the flow past both finite and infinite circular cylinders at  $Re=3900$ . **Journal of Hydrodynamics**, v. 27, pp. 195-203, 2015

ZHANG, Wen-dian; WANG, Yi-bai; YU, Liu. Aerodynamics study of threat ballistic missile target. **Aerospace Science and Technology**, v.24, pp.221-225, 2013.