

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

AUGUSTO DOS SANTOS BALDISSERA

**MAPEAMENTO DE VELOCIDADES NA SEÇÃO DE TESTES DE UM TÚNEL DE
VENTO DE BAIXA VELOCIDADE E DIMENSÕES REDUZIDAS**

CAXIAS DO SUL

2014

AUGUSTO DOS SANTOS BALDISSERA

**MAPEAMENTO DE VELOCIDADES NA SEÇÃO DE TESTES DE UM TÚNEL DE
VENTO DE BAIXA VELOCIDADE E DIMENSÕES REDUZIDAS**

Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado para obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico no Curso de
Engenharia Mecânica da Universidade de
Caxias do Sul, UCS.

Supervisor/Orientador: Prof. MSc. Sergio da Silva Kucera

CAXIAS DO SUL

2014

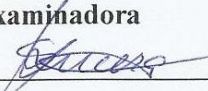
AUGUSTO DOS SANTOS BALDISSERA

**MAPEAMENTO DE VELOCIDADES NA REGIÃO DE TESTES DE UM TÚNEL DE
VENTO DE BAIXA VELOCIDADE E DIMENSÕES REDUZIDAS**

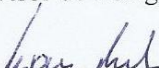
Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado para obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico no Curso de
Engenharia Mecânica da Universidade de
Caxias do Sul, UCS.

“Aprovado em 30 / 06 / 14”

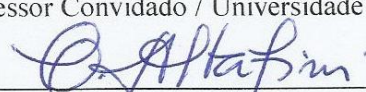
Banca examinadora



Prof. MSc. Sergio da Silva Kucera
Supervisor de Estágio / Universidade de Caxias do Sul



Prof.ª MSc. Rejane Rech
Professor Convidado / Universidade de Caxias do Sul



Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini
Professor Convidado / Universidade de Caxias do Sul

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por me guiar, iluminar e vencer mais uma caminhada da minha vida.

Aos meus pais Leonir Baldissera e Maria Amélia Baldissera que me proporcionaram toda a base para eu chegar até aqui, pela formação e educação e por estarem sempre ao meu lado com apoio, carinho, amor e dedicação.

A minha irmã Aline Baldissera pela sua especial amizade e carinho em todos os momentos dessa jornada.

A minha noiva Laissa Benites Medeiros por me incentivar em todos meus sonhos e projetos, pelo imenso companheirismo, amor e compreensão durante todos os momentos desse trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Sérgio da Silva Kucera, pela compreensão, paciência, confiança e ao tempo a mim dedicado pelas inúmeras vezes em que o solicitei.

Aos professores participantes da banca examinadora. Obrigado por aceitarem o convite e pelas sugestões nesse trabalho.

Meu profundo agradecimento aos meus colegas, amigos e todos os outros, que, de alguma forma, contribuíram para que este trabalho fosse realizado.

RESUMO

Túneis de vento são instalações que fornecem ambiente controlado para testes aerodinâmicos e tem objetivo de simular o efeito do movimento de ar sobre ou em torno de objetos sólidos. São utilizados em laboratórios de modelos físicos para a determinação de parâmetros nos projetos de aviões, automóveis, cápsulas espaciais, edifícios, pontes e outras estruturas de construções civis. O estudo que foi desenvolvido visou mapear os perfis de velocidades da seção de testes em um túnel de vento de baixas velocidades, dimensões reduzidas e de seção octogonal, através de um anemômetro de fio quente. Foram realizadas medições de velocidade em cinco seções transversais ao longo da seção de teste para o mapeamento do perfil de velocidade, as medições foram realizadas nas rotações de 200, 450, 700, 950 e 1100 rpm para todas as seções. Foi observada a formação de camada limite na região periférica das seções transversais, para distâncias inferiores a 75 mm em relação às paredes. Dessa forma, avaliou-se que a zona de testes efetiva, com velocidade homogênea para o fluxo, compreende uma circunferência central da seção transversal de 250 mm. Analisando o comportamento nas cinco seções transversais pode-se definir as seções transversais próximas a saída como as com menores variações para realização de ensaios. Também foi observado que não existe interferência em relação à intensidade da turbulência na direção longitudinal.

Palavras-Chave: Túnel de vento, Perfis de velocidades, Seção octogonal, Anemômetro.

ABSTRACT

Wind tunnels are facilities that provide a controlled environment for aerodynamic testing and has to simulate the effect of the movement of air over or around solid objects. They are used in physical modeling laboratories for determination of parameters in the design of aircraft, automobiles, space capsules, buildings, bridges and other structures for civil constructions. The study which was developed, aimed to map the speed profiles of the test section in a wind tunnel of low speed, small size and octagonal section, using a hot wire anemometer. Speed measurements were carried out at five cross sections, along the test, for mapping the speed profile section and measurements were made at speeds of 200, 450, 700, 950 and 1100 rpm to all sections. The formation of boundary layer at the periphery of the cross sections for distances of less than 75 mm of the walls was observed. Thus, it was evaluated that the area of effective tests with homogeneous speed to the flow, comprises a central circumference of the cross section of 250 mm. Analyzing the behavior in the five cross sections can define the next exit cross sections as with smaller variations for testing. It was also observed that there is no interference with the intensity of turbulence in the longitudinal direction.

Keywords: Wind tunnels, Speed profile, Octagonal section, Anemometer.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Exemplo de escoamento unidimensional num conduto circular.....	16
Figura 2 – Exemplo de escoamento uniforme em uma seção.....	16
Figura 3 – Escoamento sobre uma placa plana semi-infinita.....	17
Figura 4 – Imagem qualitativa do escoamento incompressível em torno de uma esfera.....	18
Figura 5 – Escoamento em torno de um objeto sólido com perfil carenado.....	19
Figura 6 – Escoamento na região de entrada de um tubo.....	19
Figura 7 – Comportamento do fluido injetado em esc. laminar e turbulento de um tubo.....	20
Figura 8 – Processo de medição utilizando um anemômetro no modo CTA	25
Figura 9 – Imagem da divisão de um duto retangular e o n° mínimo de medições por área....	26
Figura 10 – Imagem da divisão de um duto circular e o n° de pontos em relação ao diâm.....	26
Figura 11 – (a) N° mínimo de medições por área, (b) N° de pontos em relação ao diâmetro..	27
Figura 12 – Medições em um duto octogonal.....	28
Figura 13 – Determinação do ponto de funcionamento.....	30
Figura 14 – Principais componentes de um túnel de vento de circuito aberto.....	31
Figura 15 – Anemômetro de fio quente e software para aquisição de dados.....	36
Figura 16 – Pontos de medições.....	37
Figura 17 – Posição absoluta dos pontos.....	38
Figura 18 – Instrumento de medição de velocidade.....	38
Figura 19 a-e – Velocidades nas distâncias radiais x rpm para cada seção transversal.....	40
Figura 20 – Vista da seção transversal 1.....	42
Figura 21 a-e – Vel. nos eixos vertical e horizontal x rpm para cada seção transversal.....	44
Figura 22 a-e – Gráf. Das velocidades dos eixos vertical e horizontal x rpm para 9 pontos centrais em cada seção transversal.....	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resumo da turbulência longitudinal S.T 01 e S.T 04.....	39
Tabela 2 – Diferença entre a maior e a menor velocidade em cada seção transversal.....	42
Tabela 3 – Vel. média dos 9 pontos e o percentual para mais e menos em cada rotação.....	48

LISTA DE SÍMBOLOS

$x, y \text{ e } z$	Eixos de coordenadas horizontal, vertical e de profundidade, respectivamente
$\vec{V}$	Campo de velocidade
$U, V \text{ e } W$	Velocidades médias nas direções x, y e z , respectivamente
$u', v' \text{ e } w'$	Componentes de flutuação das velocidades nas direções x, y e z , respectivamente
$u, v \text{ e } w$	Velocidades instantâneas nas direções x, y e z , respectivamente
U_{∞}	Velocidade de fluxo uniforme
U_e	Velocidade de fluxo livre na seção de testes
$S.T$	Seção transversal
V_{med}	Velocidade média de escoamento
r	Coordenada radial num duto circular
M	Viscosidade dinâmica do fluido
Re	Coeficiente de Reynolds
ρ	Massa específica do fluido
D	Comprimento característica do fluxo
DH	Diâmetro hidráulico
A_c	Área da seção transversal
P	Perímetro molhado
p	Pressão estática
g	Aceleração da gravidade
e	Rugosidade absoluta
f	Fator de atrito
C_f	Coeficiente de atrito
τ_w	Tensão de cisalhamento do escoamento sobre a parede da tubulação
Q	Vazão volumétrica
n	Velocidade de rotação do ventilador
D_e	Diâmetro externo do rotor do ventilador
ν	Viscosidade cinemática do fluido
$\overline{u'^2}$	Variância das componentes de flutuação
N	Número de registros
$\bar{u}$	Velocidade média de todos os pontos
D_s	Diâmetro interno do conduto
r_n	Distância radial do centro

n	Enésima área contada a partir do centro
Y	Trabalho específico
p_{tv}	Pressão total do ventilador
p_{dv}	Pressão dinâmica do ventilador
p_{ev}	Pressão estática do ventilador
Δp_{ev}	Diferença entre a pressão estática na descarga e a pressão estática na aspiração
N_v	Potência do ventilador
K	Coeficiente de queda de pressão
β	Razão de área aberta
θ	Ângulo de incidência do fluxo em relação à normal à tela
d	Diâmetro do fio ou da parede da tela ou da colmeia, respectivamente
M	Tamanho da malha
L	Comprimento
C_p	Coeficiente de recuperação da pressão estática
λ ou $\eta \cdot \Delta \lambda$	Fator de potência
η	Eficiência do ventilador
S	Perímetro total da seção
L_e	Comprimento da seção de testes
P_{atm}	Pressão atmosférica
T	Temperatura do fluido

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	JUSTIFICATIVA	14
1.2	OBJETIVO GERAL	14
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	PRINCÍPIOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS.....	15
2.1.1	Escoamento uni, bi e tridimensionais.....	15
2.1.2	Tensão de cisalhamento e camada limite.....	16
2.1.3	Escoamento laminar e turbulento.....	20
2.1.4	Conservação de massa e energia em um escoamento.....	21
2.1.5	Atrito viscoso no escoamento em dutos.....	22
2.1.6	Intensidade da turbulência longitudinal.....	23
2.2	TÉCNICAS DE MEDIÇÃO DA VELOCIDADE DO ESCOAMENTO.....	24
2.2.1	Medição de velocidade por anemometria térmica.....	24
2.2.2	Observações na medição de velocidade de escoamento em dutos.....	25
2.3	PRINCÍPIOS DE MÁQUINAS DE FLUXO	28
2.3.1	Leis de variação das máquinas de fluxo semelhantes.....	29
2.3.2	Curvas características e ponto de funcionamento.....	29
2.3.3	Ventiladores.....	30
2.4	TÚNEIS DE VENTO.....	31
2.4.1	Túnel de vento de circuito aberto.....	31
2.4.1.1	Ventilador.....	32
2.4.1.2	Telas.....	32
2.4.1.3	Difusores.....	33
2.4.1.4	Colmeia.....	33
2.4.1.5	Câmara de estabilização.....	33
2.4.1.6	Contração.....	33
2.4.1.7	Seção de testes.....	34
2.4.1.8	Acoplamento flexível.....	34
2.4.2	Estimativa das perdas de pressão em um túnel de vento.....	34
3	METODOLOGIA.....	36
3.1	IMPLEMENTAÇÃO.....	36

3.1.1	Anemômetro e sistema de aquisição de dados.....	36
3.1.2	Locais e números das medições	36
4	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	39
5	CONCLUSÕES.....	49
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	50
	REFERÊNCIAS.....	51
	APÊNDICE A – Certificado de calibração do anemômetro.....	53
	APÊNDICE B – Turbulência na direção longitudinal.....	54

1 INTRODUÇÃO

Um veículo aéreo não tripulado (VANT), remotamente pilotado (VARP), *drone* ou como é conhecido no mundo inteiro *unmanned aerial vehicle* (UAV) é todo e qualquer tipo de aeronave que não necessita de pilotos embarcados para ser guiada. Esses aviões são controlados à distância por meios eletrônicos e computacionais, sob a supervisão e governo humanos, ou sem a sua supervisão ou intervenção, por meio de controladores lógicos programáveis (CLP) (WIKIPÉDIA, 2013).

Em fins militares, os VANTs são utilizados para reconhecimento tático, apoio operacional, patrulhamento de regiões fronteiras e execuções de missões perigosas. Já para o uso civil, há um vasto leque de onde podem ser empregados, como por exemplo, missões de reconhecimento, patrulhamento ambiental, atividades de busca e/ou resgate, monitoramento de tráfego e vigilância.

O grupo motopropulsor de uma aeronave é composto por um ou mais conjuntos de motor e hélice, sendo responsável por fornecer tração à aeronave. Devido a esse fato, é extremamente importante a seleção correta desse item, pois o desempenho mais especificamente da hélice, não é o mesmo para diferentes velocidades de vento relativo. A escolha da hélice ideal é essencial para a missão a ser realizada, pois assim é possível obter maior aproveitamento da potência fornecida pelo motor uma vez que a hélice não possui uma eficiência de 100%.

De acordo com Rodrigues (2010, p.127), a hélice representa um elemento de grande importância em um avião. Ela tem a missão de fornecer a força de tração necessária ao voo. O desempenho de uma hélice depende de alguns fatores como: o diâmetro em função da rotação, a área das pás em função da absorção de potência e o passo.

Para fazer tal avaliação, assim como muitas outras no projeto aeronáutico, é necessária a reprodução das condições encontradas durante o voo da aeronave. Isso pode ser realizado através de ensaios práticos ou através de métodos computacionais. Mesmo com os atuais métodos de avaliação, o túnel de vento é uma ferramenta essencial utilizada na engenharia, mesmo para testes de modelos e para pesquisas básicas.

Túneis de vento são instalações que fornecem ambiente controlado para testes aerodinâmicos e tem objetivo de simular o efeito do movimento de ar sobre ou em torno de objetos sólidos. São utilizados em laboratórios de modelos físicos para a determinação de parâmetros nos projetos de aviões, automóveis, cápsulas espaciais, edifícios, pontes e outras estruturas de construções civis.

1.1 JUSTIFICATIVA

O túnel de vento disponível na Universidade de Caxias do Sul (UCS) foi projetado para o ensaio de conjunto moto propulsor do projeto AeroDesign. Entretanto, apenas foram levantadas valores de velocidade na saída da seção de testes, enquanto o conjunto motopropulsor deve ser ensaiado no seu interior. Além disso, existem limitações técnicas nos instrumentos usados naquelas medições, pois: o anemômetro de microhélice só permitia medir velocidades de até 12m/s e o tubo de Pitot, provavelmente pelo seu diâmetro de 5 mm, interferia no escoamento em velocidades reduzidas.

Por fim, observa-se que existem vazamentos na junção de algumas regiões do túnel e sabe-se que a colmeia apresenta defeitos de montagem, mas não se conhece até que ponto esses fatores interferem no escoamento do ar.

1.2 OBJETIVO GERAL

Verificar o desenvolvimento dos perfis de velocidades da seção de testes do túnel de vento, avaliando a melhor posição para ensaio de tração do conjunto moto propulsor de uma aeronave do Projeto AeroDesign.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Revisar a literatura;
- Mapear as velocidades e turbulências longitudinais em diversas seções transversais ao longo do comprimento da seção de testes;
- Analisar os resultados visando definir qual a melhor posição para ensaios na seção de teste, com base na maior homogeneidade do fluxo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PRINCÍPIOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS

Mecânica dos fluidos é a ciência que tem por objetivo o estudo do comportamento físico dos fluidos em repouso ou movimento e das leis que regem este comportamento.

Em geral a matéria pode ser classificada pela forma física de sua ocorrência na natureza: sólido, líquido e gasoso. Devido à similaridade no comportamento dinâmico apresentado pelos líquidos e gases, esses são conhecidos como fluidos. O estado sólido é geralmente caracterizado pela resistência que o material sólido oferece à mudança de forma, isto é, as moléculas de um sólido apresentam relativa imobilidade. Suas posições médias no espaço são fixas, porém vibram e giram em torno dessa posição.

O fluido “deforma-se continuamente sob a influência da tensão de cisalhamento, não importando quão pequena ela seja.” (ÇENGEL; CIMBALA, 2007, p. 3).

2.1.1 Escoamento uni, bi e tridimensionais

O campo de velocidade $\vec{V}$, em um determinado tempo é uma função das coordenadas x , y e z . Em qualquer ponto do campo de escoamento a velocidade pode variar de um instante para outro, conforme a Equação 1.

$$\vec{V} = \vec{V}(x, y, z, t) \quad (1)$$

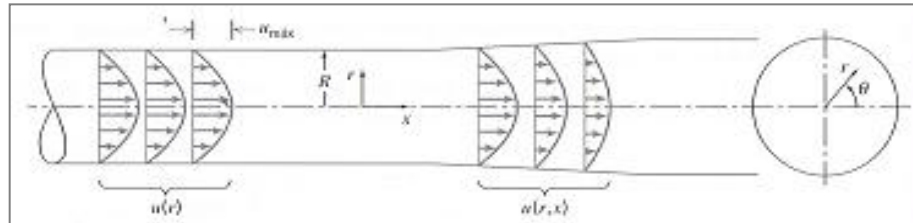
Pode-se descrever o vetor velocidade pelos seus três componentes escalares, onde os componentes na direção x , y e z são respectivamente u , v e w , descrita na Equação 2 (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010, p. 21).

$$\vec{V} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k} \quad (2)$$

Os escoamentos podem ser mais bem caracterizados pela distribuição de velocidade sendo divididos em uni, bi e tridimensionais de acordo com a variação de velocidade em uma, duas ou três dimensões. Normalmente os casos que são encontrados o campo de velocidade apresenta três coordenadas. Entretanto, quando um ou dois dos componentes do vetor velocidade são muito pequenos em relação aos demais, os primeiros podem ser ignorados,

admitindo ele ser uni ou bidimensional, sendo assim mais fácil de analisar (YOUNG; MUNSON; OKIISHI, 2005 p. 98).

Figura 1 – Exemplo de escoamento unidimensional num conduto circular



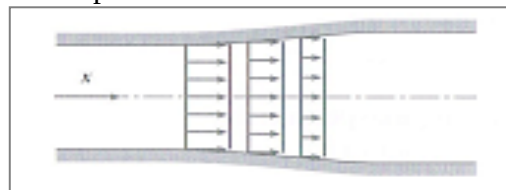
Fonte: Adaptada de Fox, Pritchard e McDonald (2010, p. 22)

Suponha o escoamento em regime permanente no interior de um tubo de seção divergente, mostrado na Figura 1. A partir de certa distância da entrada do tubo, a velocidade pode ser descrita pela Equação 3. Como o campo de velocidades $u(r)$ mostrado à esquerda da Figura 1, depende apenas da distância radial (r), o escoamento é unidimensional.

$$u = u_{\max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (3)$$

Quando o escoamento é uniforme em uma seção reta, através de qualquer seção normal ao escoamento a velocidade é constante. Com essa consideração, o escoamento da Figura 1 é modelado como o escoamento mostrado na Figura 2. Neste o campo de velocidade é uma função de x e, portanto o modelo é unidimensional (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010, p. 22).

Figura 2 – Exemplo de escoamento uniforme em uma seção



Fonte: Adaptada de Fox et al (2010, p. 22)

2.1.2 Tensão de cisalhamento e camada limite

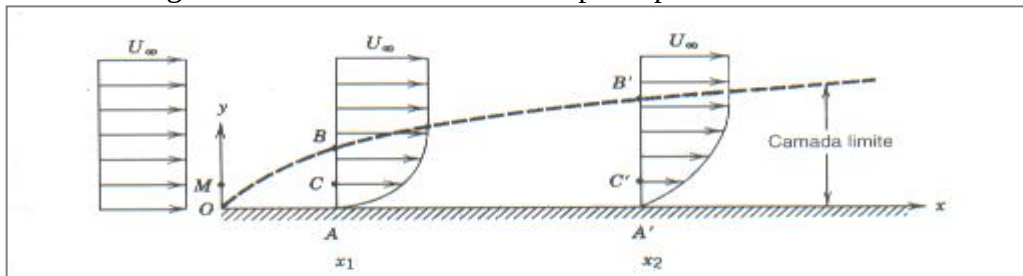
Um escoamento pode ser classificado em viscoso e não-viscoso. Os escoamentos viscosos são aqueles onde os efeitos do atrito são significativos e não podem ser desprezados. Esses são de maior importância no estudo de mecânica dos fluidos por não existir fluidos com viscosidade nula. Já os escoamentos não-viscosos, quando em interesses práticos, as forças

viscosas são desprezivelmente pequenas em relação às forças inerciais e de pressão (ÇENGEL; CIMBALA, 2007, p. 9).

Através de um simples cálculo do número de Reynolds a Equação 4 descrita no item 2.1.4, pode-se estimar se as forças viscosas são ou não desprezíveis próximo a um objeto imerso no fluxo. Os efeitos viscosos, serão tão desprezíveis, quanto maior o número de Reynolds (mas não infinito) e o escoamento será controlado pelos efeitos de inércia. Quando o número de Reynolds for pequeno, os efeitos viscosos serão dominantes e o objeto afetará bastante o escoamento (YOUNG; MUNSON; OKIISHI, 2005, p. 320).

De acordo com Fox e McDonald (2001, p. 20), “em qualquer escoamento viscoso o fluido em contato direto com uma fronteira sólida tem a mesma velocidade que ela; não há deslizamento na fronteira”. Embora o fluido esteja em movimento a velocidade do mesmo em contato com a superfície sólida é zero. Decorrente deste fato, existem gradientes de velocidade e, conseqüentemente, tensões cisalhantes. Pode-se considerar para um exemplo prático, o movimento de um fluido ao redor de uma asa delgada ou de um casco de navio, podendo ser representado de forma aproximada na Figura 3 (FOX; McDONALD, 2001, p. 20).

Figura 3 - Escoamento sobre uma placa plana semi-infinita

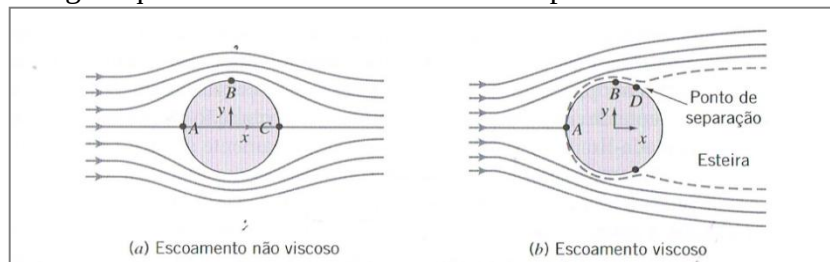


Fonte: Adaptada de Fox e McDonald (2010, p. 21)

Observando a Figura 3, sabe-se que a velocidade no ponto A é zero e no ponto B é igual a U_∞ , com isso pode-se considerar que só existe tensão de cisalhamento na região $0 \leq y \leq y_B$ e quando $y \geq y_B$ seu gradiente de velocidade é zero e não há tensões de cisalhamento. De uma visão qualitativa do campo de escoamento pode ser concluído que, esse é dividido em duas regiões genéricas: fora da camada limite, onde não há tensões de cisalhamento e pode ser utilizada a teoria do escoamento invíscido e a camada limite onde as tensões de cisalhamento ainda estão presentes (FOX; McDONALD, 2001, p. 21).

A Figura 4 apresenta uma imagem qualitativa do escoamento incompressível em torno de uma esfera.

Figura 4 – Imagem qualitativa do escoamento incompressível em torno de uma esfera



Fonte: Adaptada de Fox, Pritchard e McDonald (2010, p. 37)

Como pode ser observado na Figura 4(a), as linhas de corrente são simétricas no sentido do escoamento. Com a colisão do fluxo no ponto A, as linhas de corrente quaisquer se dividem e sendo que a vazão mássica é constante faz com que a velocidade decresça e vice-versa. De acordo com Fox, Pritchard e McDonald (2010, p. 37), pode-se dizer que:

- A velocidade do ar no ponto B é alta;
- O ar fica em repouso nos pontos A e C, sendo sua velocidade relativamente baixa (pontos de estagnação);
- Os pontos A e C tendo velocidade zero, suas pressões serão relativamente altas (e iguais);
- O ponto B tendo velocidade relativamente alta, sua pressão será baixa;
- A esfera possui pressão simétrica em relação ao eixo x.

Prandtl sugeriu que, embora o atrito seja desprezível para valores altos de Reynolds, sempre existirá uma camada limite delgada onde o atrito é significativo, e, através dela, “a velocidade aumenta rapidamente de zero (na superfície) até o valor previsto pela teoria do escoamento invíscido (sobre a borda externa da camada-limite)” (FOX; PRITCHARD ; McDONALD, 2010, p. 37), podendo ser melhor identificada na Figura 4.

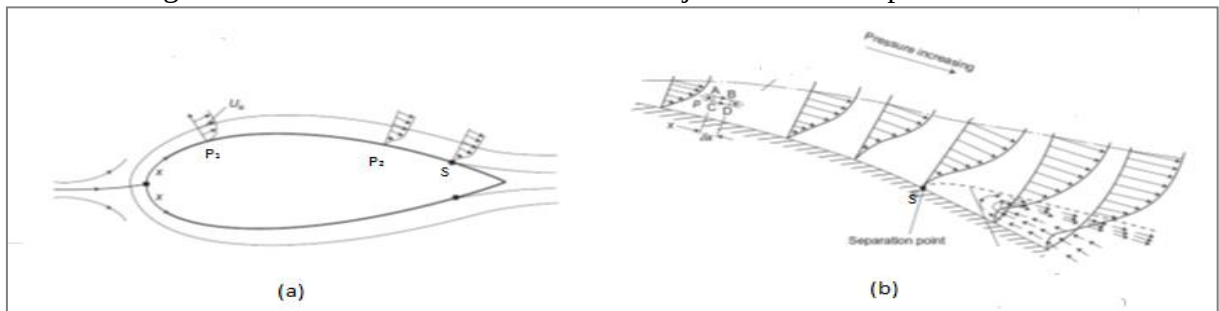
Toda vez que tiver atrito em uma camada-limite vai ser gerado arrasto, outra importante consequência gerada pela camada-limite é a esteira do ponto D em diante, conforme Figura 4(b). “O ponto D é um ponto de separação ou de descolamento, onde as partículas fluidas são afastadas da superfície do objeto causando o desenvolvimento de uma esteira” (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010, p. 37).

A Figura 5(a) representa o comportamento do descolamento em um aerofólio ou em qualquer outro organismo com bordas arredondadas. A velocidade U_e ao longo da aresta da camada limite aumenta rapidamente, de acordo com os autores Houghton, et al. (2013, p. 497-498), “em algum ponto, U_e atinge um máximo no ponto de pressão mínima. Deste ponto em diante, o gradiente de pressão ao longo da superfície muda de sinal para se tornar adverso e

começa a diminuir o escoamento da camada limite”, com isso acaba mudando o seu perfil de velocidade na camada limite (por exemplo, no ponto P_2 na Figura 5(a)) até que a diferença de pressão do ponto P_2 para S é tal que ocorre uma inversão no fluxo do escoamento, e a camada limite separa-se da superfície do perfil aerodinâmico no ponto S (HOUGHTON; et al., 2013, p. 497-498).

Pode-se observar com mais detalhes o que ocorre no ponto S na Figura 5(b).

Figura 5 – Escoamento em torno de um objeto sólido com perfil carenado

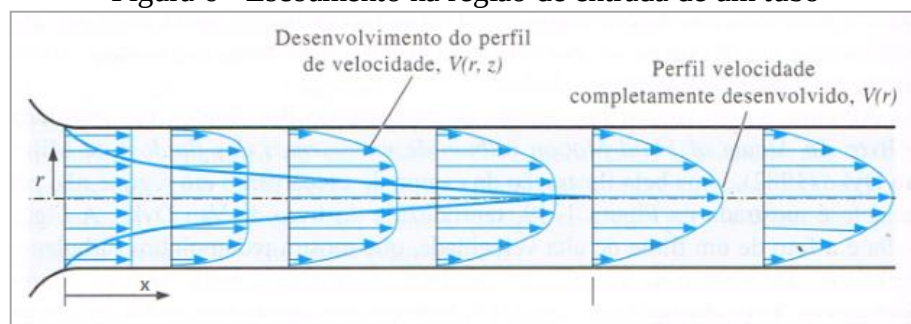


Fonte: Adaptada de Houghton et al. (2013)

O ponto de separação também ocorre em escoamentos internos, a Figura 6 ilustra qualitativamente a formação da camada limite em um tubo circular. Nessa mesma figura é observado que na entrada do tubo o escoamento tem velocidade uniforme e a velocidade do mesmo logo ao entrar em contato com a superfície sólida do tubo deve ser zero.

Com sua velocidade reduzida nas proximidades das paredes faz com que a velocidade na região central cresça para satisfazer a conservação da massa. A distância entre as paredes da camada limite diminui à medida que x aumenta, com isso pode ser considerado o perfil de velocidade completamente desenvolvido quando o mesmo não variar com o aumento da distância x (ÇENGEL; CIMBALA, 2007, p. 12-459).

Figura 6 - Escoamento na região de entrada de um tubo



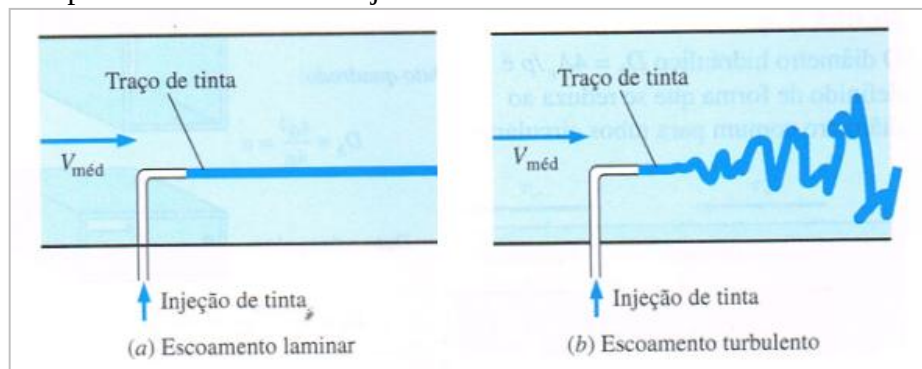
Fonte: Adaptada de Çengel e Cimbala (2007, p. 12)

2.1.3 Escoamento laminar e turbulento

Um escoamento viscoso pode ser tanto laminar quanto turbulento, um exemplo para diferenciar um escoamento do outro é observando a fumaça de um cigarro, onde logo no início sobe em uma coluna suave (laminar), em seguida, começa a flutuar aleatoriamente (turbulento).

De acordo com Çengel e Cimbala (2007, p. 279), o escoamento laminar é caracterizado por “linhas de corrente suaves e movimentos altamente ordenados, e é caracterizado turbulento pelas flutuações de velocidade e pelo movimento altamente desordenado”. Exemplo da trajetória de ambos os escoamentos podem ser ilustrados na Figura 7.

Figura 7 – Comportamento do fluido injetado em escoamento laminar e turbulento de um tubo



Fonte: Adaptada de Çengel e Cimbala (2007, p. 279)

O número de Reynolds (Re) é um número adimensional que é usado para o cálculo do regime de escoamento de determinado fluido sobre uma superfície, que depende principalmente das forças de inércia e as de viscosidade do fluido conforme Equação 4 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007, p. 279).

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{med} \cdot D}{\mu} \quad (4)$$

Onde ρ = massa específica do fluido (kg/m^3), V_{med} = velocidade média de escoamento (m/s), D = comprimento característico da geometria (m) e μ = viscosidade dinâmica do fluido ($\text{Pa}\cdot\text{s}$ ou $\text{N}\cdot\text{s/m}^2$).

Para escoamentos internos em dutos cilíndricos pode-se dizer que em condições normais, costuma-se caracterizar um fluido com escoamento laminar para $Re \leq 2300$, escoamento turbulento $Re > 4000$ e escoamento de transição entre esses valores. Porém, é importante ressaltar que: em experimentos cuidadosamente controlados, é possível manter um

escoamento laminar dentro de um tubo com Reynolds de até 100.000, mantendo o escoamento livre de perturbações (ÇENGEL; CIMBALA, 2007, p. 280).

Quanto menor o número de Reynolds, maior a supremacia de forças viscosas que, caracteriza o movimento laminar, ao contrário Reynolds maior, a supremacia é de forças de inércia, que caracteriza o movimento turbulento (MESQUITA; GUIMARÃES; NEFUSSI, 1985, p. 19).

“Para um escoamento num duto é adotado como longitude característica o diâmetro hidráulico, D_H , definido pela Equação 5” (WHITE, 2002 apud DEON, 2012, p. 23).

$$D_H = \frac{4 A_c}{P} \quad (5)$$

Onde: A_c = área da seção transversal [m²];

P = perímetro molhado [m].

2.1.4 Conservação de massa e energia em um escoamento

A conservação de massa exige que a massa, do sistema seja constante durante o escoamento, a massa de fluido que se desloca por uma seção de um tubo de corrente deve ser idêntica àquela que o abandona por outra seção qualquer. Sendo assim, quando o escoamento de um fluido passar por uma seção menor do que esta se deslocando a velocidade aumenta tornando sua massa constante. Esse efeito é denominado como princípio de conservação de massa (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2004, p. 271).

Para o teorema de conservação da energia, se a energia cinética aumenta, a energia determinada pelo valor da pressão diminui necessariamente, se não houver outras formas de energia envolvidas.

A Equação de Bernoulli apresentada na Equação 6 traduz o princípio de conservação de energia numa mesma linha de corrente num escoamento suposto estacionário com massa volumétrica constante, viscosidade nula e sujeito adicionalmente a forças volumétricas de origem gravitacional.

$$p_1 + \frac{\rho \cdot U_1^2}{2} + \rho g y_1 = p_2 + \frac{\rho \cdot U_2^2}{2} + \rho g y_2 \quad (6)$$

Apesar da equação de Bernoulli ser um das equações mais utilizadas na Mecânica dos Fluidos possui algumas limitações, tais como: ser aplicada a um escoamento em regime permanente, escoamento sem atrito, nenhum trabalho de eixo, escoamento incompressível,

nenhuma transferência de calor, devendo ser aplicado a um escoamento ao longo de uma linha de corrente (ÇENGEL; CIMBALA, 2007, p. 166).

2.1.5 Atrito viscoso no escoamento em dutos

Mesmo quando não há nenhuma variação na seção do duto, a perda de pressão estática no escoamento sempre está presente em um fluido viscoso. Isso se deve ao atrito entre ele mesmo e com as superfícies que o escoam (DEON, 2012, p. 25). Ainda de acordo com o autor “o dado mais importante a ser obtido é o coeficiente de atrito. É esse que possibilitará determinar a queda de pressão estática”.

De acordo com PUCRS (2007, p. 20) o duto em relação à rugosidade pode ser classificado em: hidráulico para $Re = 23/(e/D_H)$; hidraulicamente semi-rugoso para $23/(e/D_H) \leq Re < 200/(e\sqrt{f}/D_H)$; e hidraulicamente rugoso para $Re = 200/(e\sqrt{f}/D_H)$. Onde: e = rugosidade absoluta [m], D_H = diâmetro hidráulico [m] e f = fator de atrito [-].

O fator de atrito, f , pode ser estimado pelo Diagrama de Moody (que é uma representação gráfica da equação de Colebrook) ou, por expressões para cada escoamento: turbulento em tubulações hidraulicamente lisas, turbulento em tubulações hidraulicamente semi-rugosas, turbulento em tubulações rugosas e laminar de acordo com Fox, Pritchard e McDonald (2010, p. 314-315).

A equação para o escoamento turbulento em tubos lisos para $4.000 < Re < 10^5$ é a de Blasius Equação 7. Para $4.000 < Re < 3.10^6$ utiliza-se a de Koo e McAdams Equação 8.

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (7)$$

$$f = 0,0056 + 0,5 Re^{-0,32} \quad (8)$$

A equação mais utilizada para obter o fator de atrito em tubulações hidraulicamente semi-rugosas é a de Colebrook, Equação 9.

A Equação 10 de Haaland em relação à de Colebrook para $Re > 3000$, são obtidos resultados com uma diferença de 2%, essa sem a necessidade de iteração conforme Colebrook (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010, p. 316).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (9)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[\left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (10)$$

O fator de atrito em um escoamento turbulento rugoso depende unicamente da rugosidade, conforme Von Karman, Equação 11 (PUCRS, 2007, p. 20).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\frac{e}{D_H}}{3,7} \right) \quad (11)$$

- Escoamento laminar:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (12)$$

O fator de atrito em um escoamento laminar é somente uma função do número de Reynolds (FOX; PRITCHARD, McDONALD, 2010, p. 315).

2.1.6 Intensidade da turbulência longitudinal

Algumas características da turbulência são de interesse tanto da mecânica dos fluidos quanto da física teórica, pois a maioria dos escoamentos encontrados na natureza são turbulentos. Mas, ainda hoje, definir turbulência é difícil. Tem por característica apresentar flutuações de pressão e velocidades superpostas ao escoamento principal. O primeiro parâmetro a considerar para o cálculo da intensidade da turbulência é a velocidade média, $\bar{u}$, que é a soma de todas as velocidades do ponto dividido pelo número de medições (WITTEWER, 2006, p. 19).

A forma mais simples para a definição da intensidade da turbulência na direção longitudinal é conforme a Equação 14, que é muito frequentemente utilizada na prática (esse resultado será percentual). Mas para isso é preciso descobrir a variância das componentes de flutuação conforme a Equação 13 (SCHLICHTING, 1979, p. 475).

$$\overline{u'^2} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N u'^2_n \quad (13)$$

$$\text{Intensidade da turbulência na direção longitudinal} = \frac{\sqrt{\overline{u'^2}}}{\bar{u}} \quad (14)$$

onde: $\overline{u'^2}$ = variância das componentes de flutuação [m/s]; N = número de registros [-];

u' = velocidade de cada registro [m/s]; $\bar{u}$ = velocidade média de todos os pontos [m/s].

2.2 TÉCNICAS DE MEDIÇÃO DA VELOCIDADE DO ESCOAMENTO

Várias técnicas são usadas para verificar a velocidade do escoamento de fluidos. Para o entendimento dos mecanismos básicos que regem a dinâmica do escoamento, o conhecimento do campo de velocidade de fluidos é vital para essa análise. Entre as técnicas utilizadas para a medição de velocidade do fluido estão a pitometria (com tubo de Pitot) a anemometria térmica (com anemômetro de fio quente) e a velocimetria por imagem de partículas(com câmeras de alta resolução ou ultrassom). Por ser a de aplicação no trabalho, a seguir é descrito a anemometria térmica.

2.2.1 Medição de velocidade por anemometria térmica

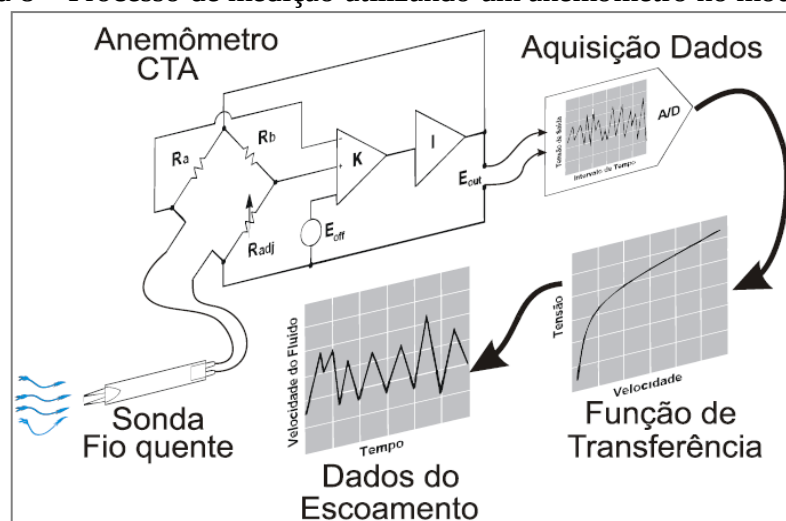
A técnica mais apropriada para medição de baixas velocidades de ar e de outros fluidos são os medidores térmicos, chegando a uma exatidão de até $\pm 1\%$ (DELMÉE, 2003, p. 204). A anemometria térmica de acordo com Soares (2008, p. 30-31) “é uma técnica que se baseia na transferência de calor por convecção de um elemento quente, exposto a um escoamento de um fluido, medindo assim qualquer variação nas condições do escoamento que afete a transferência de calor do elemento quente”.

Um típico sensor de um anemômetro de fio quente possui dimensões diminutas sendo constituído de um fino filamento metálico, o qual é exposto ao movimento de um fluido através de hastes suportes. Uma corrente elétrica controlada é inserida neste filamento e o calor gerado por efeito Joule é transferido ao fluido. A variação do equilíbrio térmico entre o filamento aquecido e o fluido modifica a resistência elétrica do fio metálico e tal variação pode ser quantificada através de circuitos elétricos específicos. O circuito elétrico mais utilizado para avaliar variações de resistência elétrica é chamado de ponte de Wheatstone, composto por quatro resistências na forma de um quadrilátero (SOARES, 2008, p.31).

Ainda de acordo com Soares (2008, p. 31-32), o controle da tensão de entrada em sistemas convencionais de anemometria a fio quente (HWA- *Hot Wire Anmometry*) da ponte de Wheatstone, pode ser realizado por um anemômetro de corrente constante (CCA) e por um anemômetro de temperatura constante (CTA).

Os anemômetros do tipo CCA, fornecem uma potência constante de alimentação para o circuito de Wheatstone, em relação ao CTA que tem uma topologia de controle capaz de variar a tensão de alimentação da ponte mantendo constante a temperatura do filamento exposto ao escoamento, esse indicado para aplicações especiais. Os anemômetros do tipo CTA são mais utilizados no estudo do escoamento do fluido por serem “capazes de fornecer uma compensação rápida e precisa par a inércia térmica do filamento aquecido, realizando assim um ajuste automático e contínuo para o ponto de operação do circuito quando as condições do fluido variam” (SOARES, 2008. p. 32). A Figura 8 mostra um típico diagrama do processo de medição da velocidade de um escoamento com o de um anemômetro de fio quente no modo CTA.

Figura 8 – Processo de medição utilizando um anemômetro no modo CTA



Fonte: Adaptada de Eguti(2005 apud SOARES, 2008, p. 33)

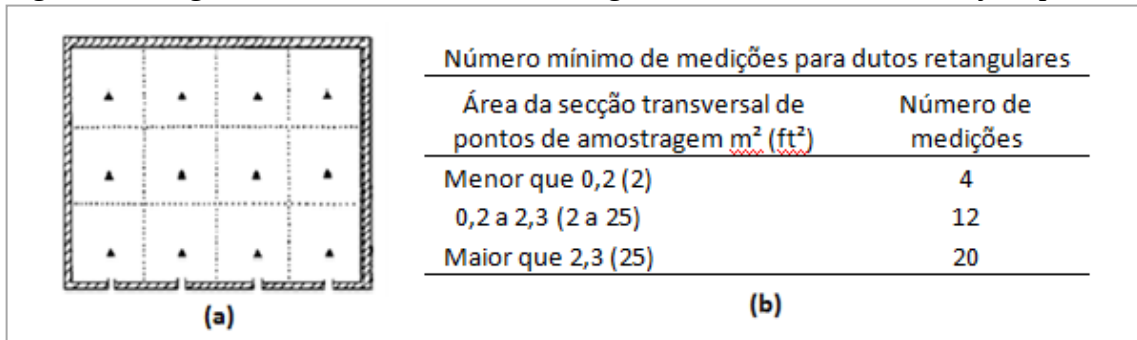
2.2.2 Observações na medição de velocidade de escoamento em dutos

Vários métodos de ensaios são conhecidos para descrever a medição da velocidade média com um anemômetro de fio quente. De acordo com a ASTM D3464-96 (2007) o anemômetro de fio quente é eficaz para a medição de velocidades de 1m/s até 30 m/s, registrando medições em pontos específicos.

Conforme visto nos itens anteriores, não pode ser considerada a mesma velocidade do fluido em toda área de secção transversal. Para as medições em dutos retangulares, deve-se dividir a área real em um número de áreas menores iguais e coletar as medições no centroide

de cada divisão, conforme Figura 9(a). Para encontrar o número mínimo de medições para cada área de um retângulo pode ser seguido a Figura 9(b) (ASTM D3464-96, 2007, p. 2-3).

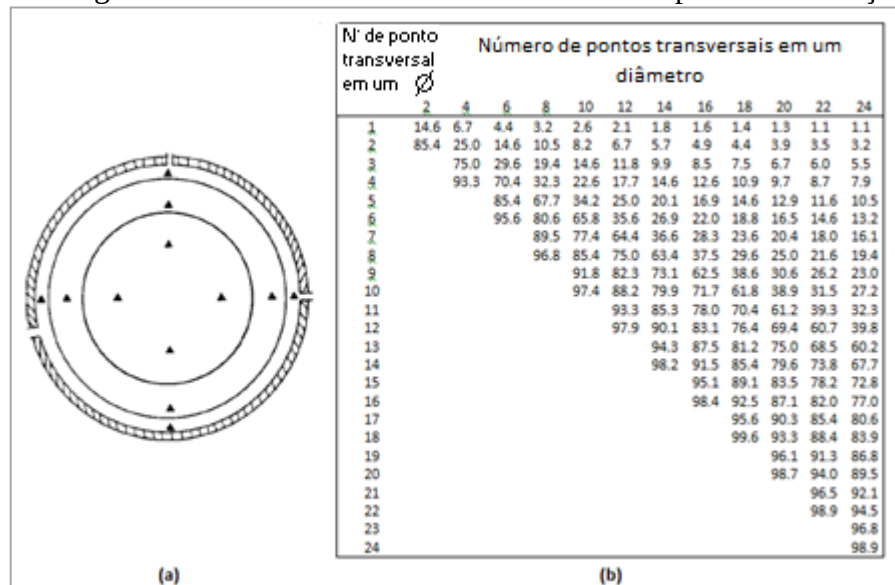
Figura 9 - Imagem da divisão de um duto retangular e o n° mínimo de medições por área



Fonte: Adaptada de ASTM D3464-96 (2007, p. 2-3)

Em dutos circulares, deve ser dividida a área de forma concêntrica, conforme a Figura 10(a). Esses números podem ser encontrados através da Figura 10(b) onde os pontos estão apresentados com a posição em porcentagem do diâmetro ou calculados conforme a Equação 15 (ASTM D3464-96, 2007, p. 3).

Figura 10 – Imagem da divisão de um duto circular e o n° de pontos em relação ao diâm.



Fonte: Adaptada de ASTM D3464-96 (2007, p. 3)

$$r_n = D_s \sqrt{(2n - 1)/4N} \quad (15)$$

Onde: D_s = diâmetro interno do conduto, cm (pol), r_n = distância radial do centro, cm (pol), n = a n ésima área contada a partir do centro e N = número de pontos de amostragem, através de um diâmetro.

Quando as medições forem realizadas em um duto de forma irregular, deve-se dividir o mesmo em áreas iguais de qualquer forma, e coletar as medições no centroide de cada área (ASTM D3464-96, 2007, p. 3).

De acordo com Mesquita, Guimarães e Nefussi (1985, p. 407-409) para dutos retangulares também se deve dividir a área real em áreas menores e pode ser obtido esses valores na Figura 11 (a) e em dutos circulares através da Figura 11 (b).

Figura 11 – (a) N° mínimo de medições por área – (b) N° de pontos em relação ao diâmetro

Diâm. do duto (pol)	Área transversal (pé²)	N° de pontos de leitura
até 12	1	6
12 à 24	3	8
24 à 48	12	20
48 à 60	20	24
60 ou +	+ 20	Depende do perfil de Vel.

(a)

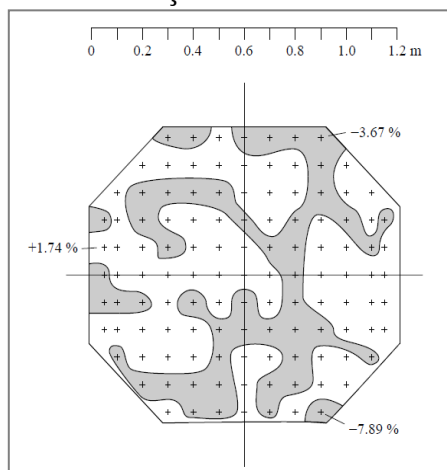
Ponto n°	4	6	8	10	12
1	6.2	4.4	3.3	2.2	2.0
2	25.0	14.7	10.5	8.2	6.7
3	75.0	29.4	19.5	14.5	11.8
4	93.8	70.6	32.1	22.7	17.7
5		85.3	67.9	34.4	25.0
6		95.6	80.5	65.6	35.4
7			89.5	77.3	64.6
8			95.6	85.5	75.0
9				91.8	82.3
10				97.8	88.2
11					93.3
12					98.0

(b)

Fonte: Adaptada de Mesquita, Guimarães e Nefussi (1985, p. 407-409)

Pennycuick et al. (1997) realizaram medições em túnel de seção octogonal. O procedimento foi realizado com medições em três seções, sendo a primeira e a segunda na seção fechada e a terceira na parte aberta da seção de ensaio, todas com medições em 31 pontos. A primeira foi localizada a 200 mm da perturbação (contração), a segunda a 1000 mm dela e a terceira a 1800 mm. A Figura 12 representa as medições adicionais realizadas com um anemômetro de fio quente na extremidade do duto (100 mm antes da saída) com 119 pontos, distribuídos com distâncias iguais com alguns pontos extras nas laterais, onde a região sombreada em relação à região mais clara teve um desvio padrão de +ou- 1,5%, para 116 pontos, e somente três excederam esses valores.

Figura 12 – Medições em um duto octogonal



Fonte: Adaptada de Pennycuick et al (1997)

Devem ser levadas em consideração algumas ressalvas descritas na norma, ou seja, quando a medição for realizada em posição menor que oito diâmetros equivalentes após uma perturbação deve-se aumentar o número de pontos; quando estiver entre quatro e seis diâmetros deve-se dobrar o número de medições e avaliar com mais detalhe cada aplicação; e quando a medição for menor que dois diâmetros, a precisão das medições são razoáveis e não podem ser esperados resultados confiáveis (ASTM D3464-96, 2007, p. 2-3).

Apesar destas ressalvas, o túnel em questão foi projetado visando à minimização de distorções no escoamento e, segundo Mehta e Bradshaw (1979, p. 448) existe a referência de cerca da metade do seu diâmetro equivalente para eliminar as desuniformidades.

É denominado diâmetro equivalente quando existir seções transversais não-circulares, pode-se tratar como sendo duto circular, quando a razão entre a altura e a largura for inferior a cerca de 3 ou 4 (FOX; PRITCHARD; McDONALD, 2010, p. 322).

2.3 PRINCÍPIOS DE MÁQUINAS DE FLUXO

As máquinas de fluxo são equipamentos que operam transformações de energia, extraindo energia do fluido de trabalho e transformando-a em energia mecânica ou transferindo a energia mecânica ao fluido de trabalho. São classificadas em máquinas de fluxo geradoras e motoras. Define-se a primeira apenas substituindo energia elétrica por energia de

fluido e a segunda em que a energia mecânica é gerada a partir da diminuição do nível energético de um fluido (HENN, 2006, p. 28-29).

2.3.1 Leis de variação das máquinas de fluxo semelhantes

De acordo com Deon (2012, p. 38) “as leis de variação são muito úteis para avaliar condições diversas daquelas nominais em uma máquina de fluxo”. A teoria quando aplicada a bombas centrífugas, tem o objetivo de reproduzir os resultados de bombas reais em modelos aumentados ou reduzidos. A teoria só é válida quando é garantida a semelhança geométrica, cinemática e dinâmica entre o modelo e protótipo (HENN, 2006, p. 96). Também conhecida como “leis dos ventiladores”, podem ser escritas conforme abaixo (MECÂNICA, 2010, p.50):

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (16)$$

$$p_2 = p_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \quad (17)$$

$$N_{v2} = N_{v1} \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \quad (18)$$

onde: Q = vazão, p = pressão (total, estática ou dinâmica), ρ = densidade do gás, n = rotação do ventilador, D = diâmetro do rotor e N_v = potência do ventilador.

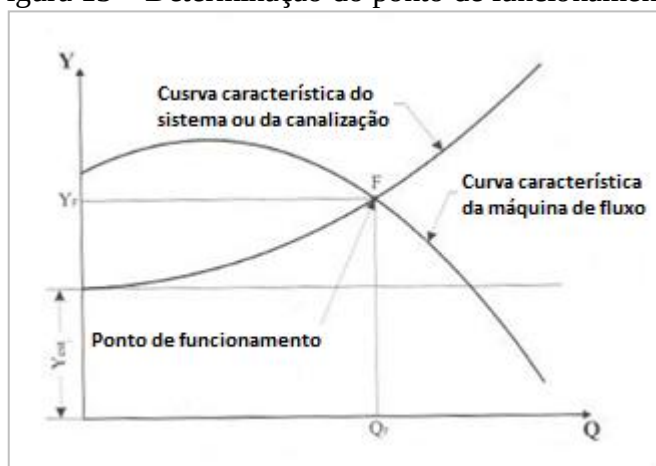
2.3.2 Curvas características e ponto de funcionamento

O ponto de funcionamento (F) encontra-se, obrigatoriamente, na interseção entre a curva característica do sistema ou da canalização e a curva característica da máquina de fluxo, Figura 13, que é a representação gráfica do comportamento da energia recebida pelo fluido (Y) como função da vazão (Q), onde Y representa o trabalho específico realizado pela máquina. O ponto nominal (ponto de projeto) é o ponto da curva característica $Y=f(Q)$ para o qual foi projetado, e é onde encontra-se o rendimento total máximo da máquina. Já, o ponto da curva característica onde a máquina realmente está funcionando chama-se de ponto de funcionamento e que eventualmente pode coincidir com o ponto nominal (HENN, 2006, p. 229-230).

Os catálogos de fornecedores, normalmente fornecem as curvas características da máquina de fluxo, já a curva do sistema é determinada para cada aplicação. Onde os conceitos de pressão envolvidos para especificar o ventilador são: pressão dinâmica do ventilador (p_d), pressão estática do ventilador (p_{ev}) e pressão total do ventilador (p_{tv}) (DEON, 2012, p. 37).

Não se pode esquecer-se de diferenciar os condutos de aspiração e descarga, já que, assim como a pressão dinâmica é sempre positiva, a pressão estática é negativa na aspiração e positiva na descarga, sendo a pressão total a soma algébrica de ambas (MECÂNICA, 2010, p. 17-19).

Figura 13 – Determinação do ponto de funcionamento



Fonte: Adaptada de Henn (2006, p.230)

2.3.3 Ventiladores

Ventiladores tem a função de deslocar o ar, convertendo energia mecânica, de rotação, em aumento de pressão do ar, tendo sua capacidade definida pela vazão. São classificados em três modos construtivos, axiais, centrífugos e mistos, sendo que ambos possuem configurações de hélices e rotores que são definidas para cada aplicação, e com isso podendo variar sua pressão e vazão (MECÂNICA, 2010, p. 28).

De acordo com Mecânica (2010, p. 35), os ventiladores axiais são mais apropriados para menores pressões e maiores vazões, e por ter a mesma direção do escoamento de saída o de entrada, possui um rendimento maior que os centrífugos. Ainda de acordo com o autor os ventiladores centrífugos são mais adequados para maiores pressões e menores vazões, e não possuem um rendimento tão alto quanto os axiais, por a direção do escoamento de entrada ser 90° em relação ao de saída.

Porém, normalmente são utilizados motores centrífugos em túneis de vento de circuito aberto (MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 443).

De acordo com Henn (2006, p. 100), o número de Reynolds para os ventiladores pode ser definido pela Equação 19.

$$R_e = \frac{\pi n D^2}{\nu} \quad (19)$$

onde: ν = viscosidade cinemática do fluido de trabalho [m²/s], D = diâmetro característico do rotor do ventilador [m] e n = velocidade de rotação do ventilador [rps].

2.4 TÚNEIS DE VENTO

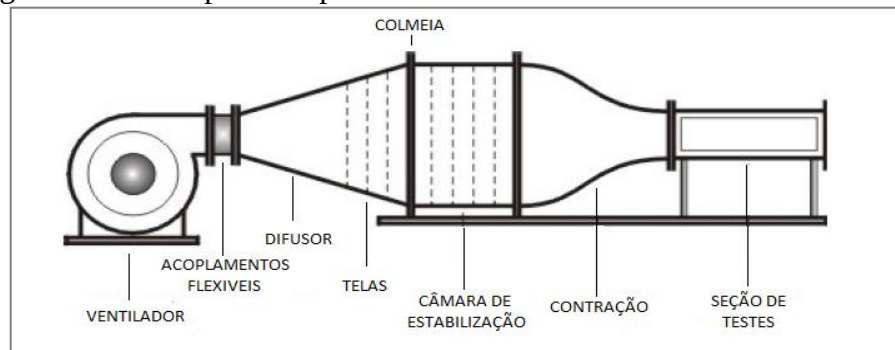
Túneis de vento são instalações que fornecem ambiente controlado para testes aerodinâmicos e tem o objetivo de simular o efeito do movimento de ar sobre ou em torno de objetos sólidos. São utilizados em laboratórios de modelos físicos, que produzem informações para cálculos teóricos que ajudam para a determinação de parâmetros de projetos.

Há várias configurações de túneis de vento e ainda são divididos nos de circuito aberto e os de circuito fechado, nesse trabalho vamos adentrar nos túneis de vento de baixa velocidade e dimensões reduzidas com circuito aberto. Para o túnel de vento tenha essa configuração sua área de corte transversal deve ser menor que 0,5 m² e velocidades do escoamento inferiores de 40 m/s (BELL; MEHTA, 1989, p. 372).

2.4.1 Túnel de vento de circuito aberto

A Figura 14 demonstra os principais componentes de um túnel de vento de circuito aberto. Esse é um túnel soprador em que é preferencial a utilização de um motor centrífugo que proporciona uma ampla mudança no arranjo da estação de trabalho. Obtendo um espaço construtivo reduzido e um custo baixo, é possível obter um alto desempenho de um túnel de circuito aberto (MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 443). Nos itens abaixo será descrito cada componente destacado na Figura 14.

Figura 14 – Principais componentes de um túnel de vento de circuito aberto



Fonte: Adaptada de Junior e Antuniassi (2010, p. 120)

2.4.1.1 Ventilador

Como vimos no item 2.3.3 os ventiladores podem ser classificados em três modos construtivos: axiais, centrífugos e mistos. Dentre eles o mais recomendado para essa aplicação é o soprador centrífugo, tendo como sua principal vantagem, em relação a um soprador axial, é que executa uma faixa bem mais ampla de carregamentos (MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 443).

2.4.1.2 Telas

De acordo com DEON (2012, p. 48) “a finalidade das telas é a de tornar o perfil de velocidade do escoamento mais uniforme pela imposição de uma queda da pressão estática proporcional ao quadrado da velocidade”.

A ação da tela metálica é descrita em termos do coeficiente de queda de pressão, $K = f_1(\beta, R_e, \theta)$, θ é o ângulo de incidência do escoamento em relação à normal à tela e β é a razão de área aberta (MEHTA, 1985, p. 1335).

Onde β pode ser calculado pela Equação 20, onde d é o diâmetro do fio e M o tamanho da malha (LINDGREN; JOHANSSON, 2002, p. 19).

$$\beta = \frac{\text{área aberta}}{\text{área total}} = \left(\frac{1-d}{M} \right)^2 \quad (20)$$

A fórmula de Collar, Equação 21 (1939 apud MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 445), superestima K .

$$K = 0,9 \left(\frac{1-\beta}{\beta^2} \right) \quad (21)$$

Para telas plásticas é utilizado a Equação 22, para $\theta \neq 0$:

$$K_{\theta} = K \cos^m \theta \quad (22)$$

$m \sim 1,0$ para telas com $\beta \sim 0,6$;

$m \sim 1,4$ para telas com $\beta \sim 0,3$.

Com essas definições, a queda de pressão pode ser definida pela Equação 23, onde U é a componente da velocidade em x (MEHTA, 1985, p. 1339):

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot K \quad (23)$$

2.4.1.3 Difusores

São responsáveis pela conexão entre duas seções transversais de tamanhos diferentes, Podem ser divididos em dois tipos principais, sendo os difusores de saída e os difusores de ângulo amplo, ambos utilizados para o restabelecimento da pressão (MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 446).

2.4.1.4 Colmeia

As colmeias são “efetivas para remover o turbilhonamento e as variações da velocidade média lateral, enquanto os ângulos de guinada do escoamento não são maiores que cerca de 10° ” (MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 447). Grandes ângulos de incidência reduzem a sua eficiência e aumentam a queda de pressão.

De acordo com DEON (2012, p. 58), “a determinação do coeficiente de queda de pressão, K , da colmeia segue a mesma metodologia apresentada para as telas”.

2.4.1.5 Câmara de estabilização

Uma câmara de estabilidade consiste em um arranjo usual de uma colmeia (com cerca de 25.000 células) seguida de tela, e o valor de K dependendo dos requisitos de nível de turbulência (MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 447).

2.4.1.6 Contração

A contração tem por função reduzir as variações da velocidade média e flutuante para uma fração menor da velocidade média e aumentar a velocidade média, o que permite as colmeias e telas ser alocadas na região de baixa velocidade, assim, reduzindo as perdas de pressão (MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 448).

2.4.1.7 Seção de testes

A seção de teste é onde são realizadas todas as medições necessárias para identificar o comportamento do fluido, sendo projetada totalmente voltada aos requisitos do experimento que serão realizados (MEHTA; BRADSHAW, 1979, p. 448).

2.4.1.8 Acoplamento flexível

Tem como objetivo evitar a transmissão de vibração do ventilador ao restante do conjunto do túnel, normalmente instalado no bocal de saída do ventilado até o difusor.

2.4.2 Estimativa das perdas de pressão em um túnel de vento

Depois de definidas as configurações do túnel de vento, deve-se estimar o fator de potência do túnel, λ , definido conforme a Equação 24, onde e se refere às condições da seção de testes e η é a eficiência do ventilador (MEHTA; BRADSHA, 1979, p. 449).

$$\eta \cdot \Delta\lambda = \frac{W}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_e^3 \cdot A_e} \quad (24)$$

Rearranjando a Equação 24, obtemos a Equação 25 que se refere à elevação da pressão no túnel, assim o ventilador e a unidade de tração podem ser selecionados.

$$\eta \cdot \Delta\lambda = \frac{W}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_e^3 \cdot A_e} = \frac{A_p \cdot Q}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_e^2 \cdot Q}$$

$$\Delta p = \eta \cdot \Delta\lambda \cdot \rho \cdot \frac{U_e^2}{2} \quad (25)$$

De acordo com Mehta e Bradshaw (1979, p. 449), pode ser considerada na perda de pressão devido ao atrito com as superfícies somente as perdas na superfície da seção de testes

($A_e/A = 1$), conforme Equação 26, onde S é o perímetro local da seção em análise, L_e o comprimento da seção e C_f o coeficiente de atrito do fluido com as paredes da seção.

$$\eta \cdot \Delta\lambda_{1,e} = \frac{C_f \cdot S_e \cdot L_e}{A_e} \quad (26)$$

Ainda de acordo com os autores pode-se considerar as perdas de pressão devido aos componentes restritos, $\eta \cdot \Delta\lambda_2$, (telas, colmeias e palhetas direcionadoras) conforme Equação 27, as perdas de pressão no difusor de saída, $\eta \cdot \Delta\lambda_3$, conforme Equação 28 e a perda de pressão na saída de um túnel de circuito aberto, $\eta \cdot \Delta\lambda_4$, conforme Equação 29, onde C_p é o coeficiente de recuperação da pressão.

$$\eta \cdot \Delta\lambda_2 = K(A_e/A)^2 \quad (27)$$

$$\eta \cdot \Delta\lambda_3 = (1 - C_p) \left(1 - \frac{A_e}{A_{saída}}\right) \quad (28)$$

$$\eta \cdot \Delta\lambda_4 = K(A_e/A_{saída})^2 \quad (29)$$

Para a Equação 29, em um túnel sem difusor de saída $A_e/A_{saída} = 1$.

Com todos os fatores de potência calculados é realizada a soma de todos, λ_n , e descoberto o fator de potência do túnel, λ .

$$\eta \cdot \Delta\lambda = \sum_{n=1}^4 \eta \cdot \Delta\lambda_n \quad (30)$$

Com essas definições deve-se voltar à Equação 25 e calcular a elevação da pressão estática requerida pelo ventilador.

3 METODOLOGIA

Nesse capítulo está demonstrada a descrição geral das atividades realizadas.

3.1 IMPLEMENTAÇÃO

3.1.1 Anemômetro e sistema de aquisição de dados

Os ensaios foram realizados no laboratório do Bloco D, da Universidade de Caxias do Sul, RS, no qual já existe um túnel de vento desenvolvido por Deon (2012).

As velocidades do escoamento de ar nos pontos de medições dentro da seção de testes do túnel de vento foram realizadas através de um anemômetro de fio quente modelo DT-8880 da marca IMPAC, mostrado na Figura 15 (a). A sua faixa de medição de velocidades, de 0 até 25 m/s, é adequada à finalidade do túnel. Os resultados da leitura de velocidade e temperatura realizadas pelo anemômetro passavam diretamente para o software, demonstrado na Figura 15 (b). O certificado de calibração do anemômetro é apresentado no APÊNDICE A.

Figura 15 – Anemômetro de fio quente e software para aquisição de dados



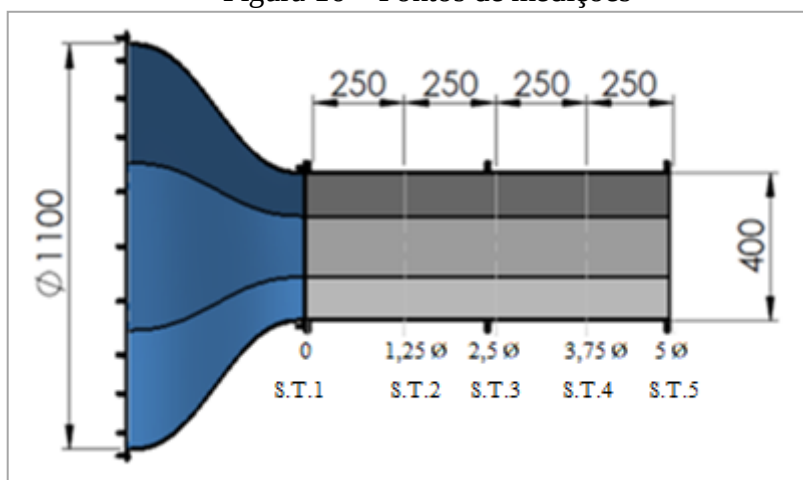
Fonte: Adaptada IMPAC comercial e tecnologia Ltda (orçamento)

3.1.2 Locais e números das medições

De acordo com as referências utilizadas na Figura 16, está demonstrado o perfil do túnel de vento e as posições que foram realizadas as medições ao longo da seção, referidas ao diâmetro equivalente. Para o acesso da “lança” do anemômetro, realizou-se quatro furos com

diâmetro de 10 mm em cada seção. Esses furos foram vedados com uma bucha de latão, e retirados somente no momento da leitura realizada naquele ponto, com objetivo de evitar excessiva perturbação do fluxo causado pela lança do anemômetro. As medições foram realizadas somente até o centro da seção transversal em cada furo.

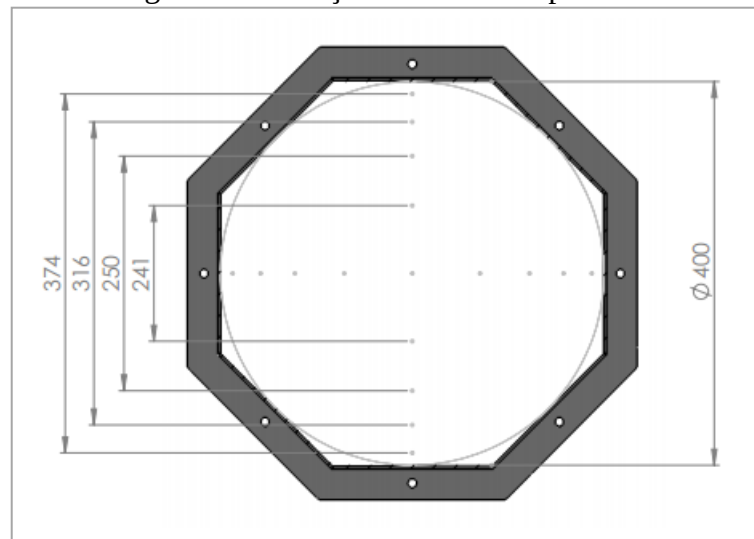
Figura 16 – Pontos de medições



Fonte: Adaptada de Deon (2012)

As medições foram realizadas com rotações de 200 rpm, 450 rpm, 700 rpm, 950 rpm e 1100 rpm. Pode-se observar na Figura 17 a ordem das leituras de 1 a 5 em cada seção transversal e as posições absolutas de medição. Foram coletadas 11 leituras por ponto (uma leitura por segundo) em cada rotação, sendo que o valor final adotado foi à média das 11 leituras. Assim, totalizando 6875 medições, foi possível determinar a velocidade média em cada ponto. O que foi definido conforme a norma ASTM D3464-96 (2007), com escolha de oito pontos por diâmetro mais um ponto no centro.

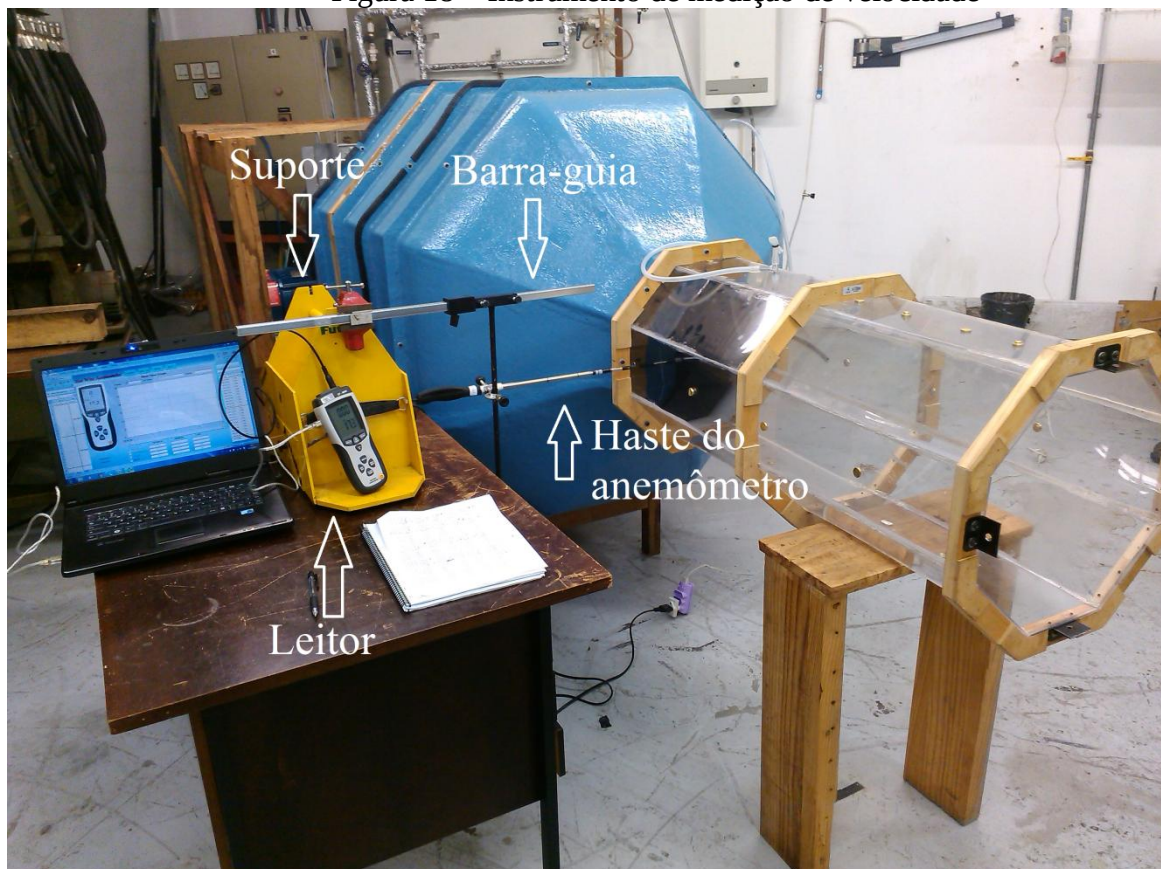
Figura 17 – Posição absoluta dos pontos



Fonte: Adaptada de Deon (2012)

Na Figura 18 é possível visualizar e entender melhor como foram realizadas as medições com o anemômetro.

Figura 18 – Instrumento de medição de velocidade



Fonte: Autor (2014)

4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A primeira avaliação que foi realizada com as leituras obtidas foi saber se existia turbulência ao longo da seção de teste. Depois de realizados os cálculos conforme o item 2.1.6, foi verificado que a turbulência máxima encontrada ficou ao redor de 0,001% para todos os pontos medidos, conforme tabela resumo abaixo Tabela 1. Todos os pontos medidos estão no APÊNDICE B. Com base nesse resultado desconsiderou-se a existência de intensidade da turbulência na direção longitudinal ao longo de toda seção de testes.

Tabela 1 – Resumo da turbulência longitudinal S.T 01 e S.T 04

Turbulência (%)									
Seção 01					Seção 04				
Pontos	Furo 1	Furo 6	Furo 11	Furo 16	Pontos	Furo 4	Furo 9	Furo 14	Furo 19
200 rpm					200 rpm				
1	0,0009	0,0008	0,0008	0,001	1	0,0006	0,0007	0,0009	0,0007
450 rpm					450 rpm				
2	0,0008	0,0008	0,0007	0,0007	2	0,0006	0,0005	0,0004	0,0003
700 rpm					700 rpm				
3	0,0004	0,0006	0,0007	0,0004	3	0,0007	0,0006	0,0004	0,0005
950 rpm					950 rpm				
4	0,0005	0,0005	0,0004	0,0005	4	0,0005	0,0007	0,0005	0,0004
1100 rpm					1100 rpm				
5	0,0004	-	-	-	5	-	-	0,0005	-

Fonte: Autor (2014)

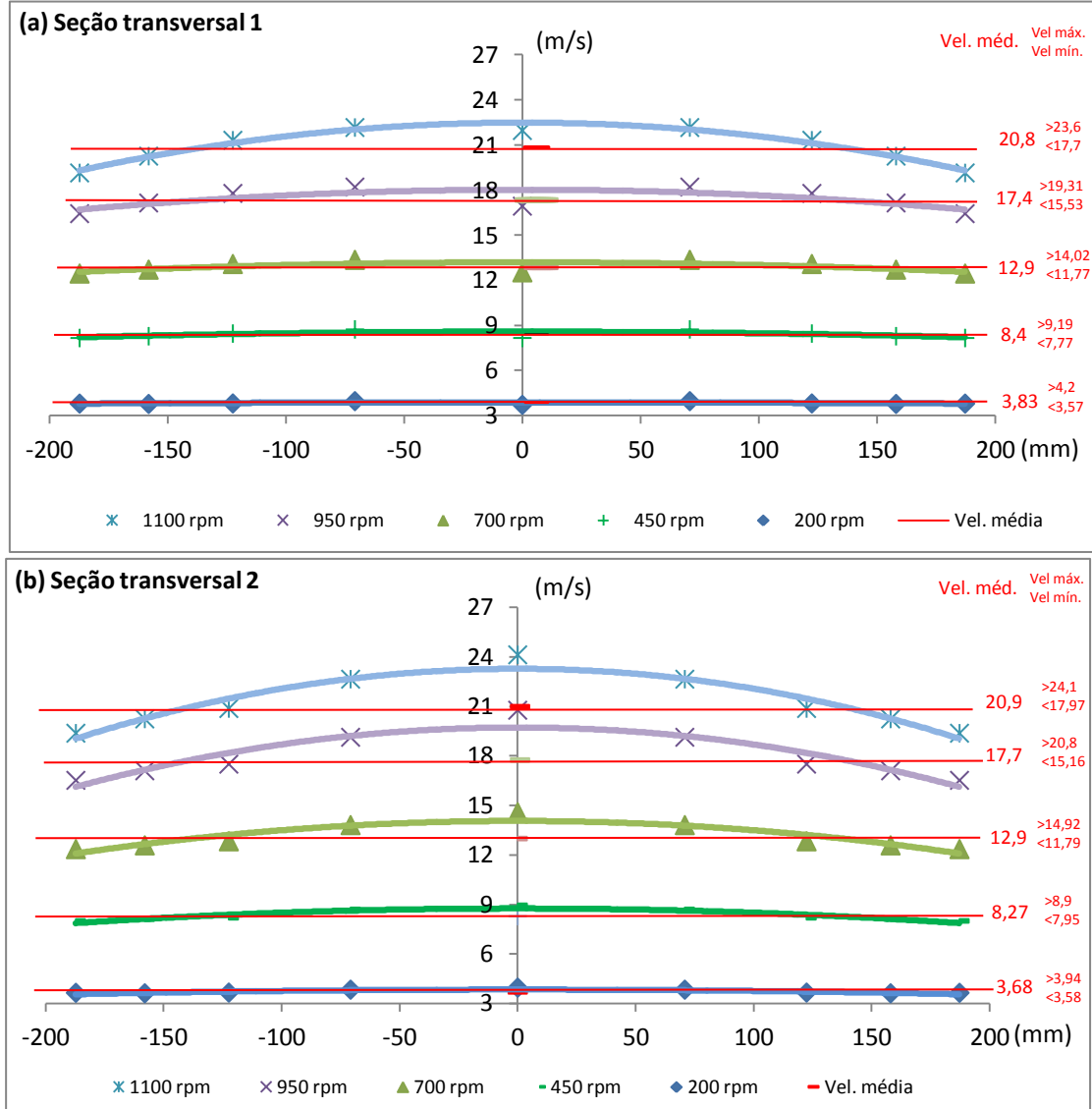
De acordo com os resultados das medições, para cada seção foram gerados os gráficos das velocidades médias dos quatro pontos em cada distância radial para cada rotação, conforme apresentado na Figura 19 a-e.

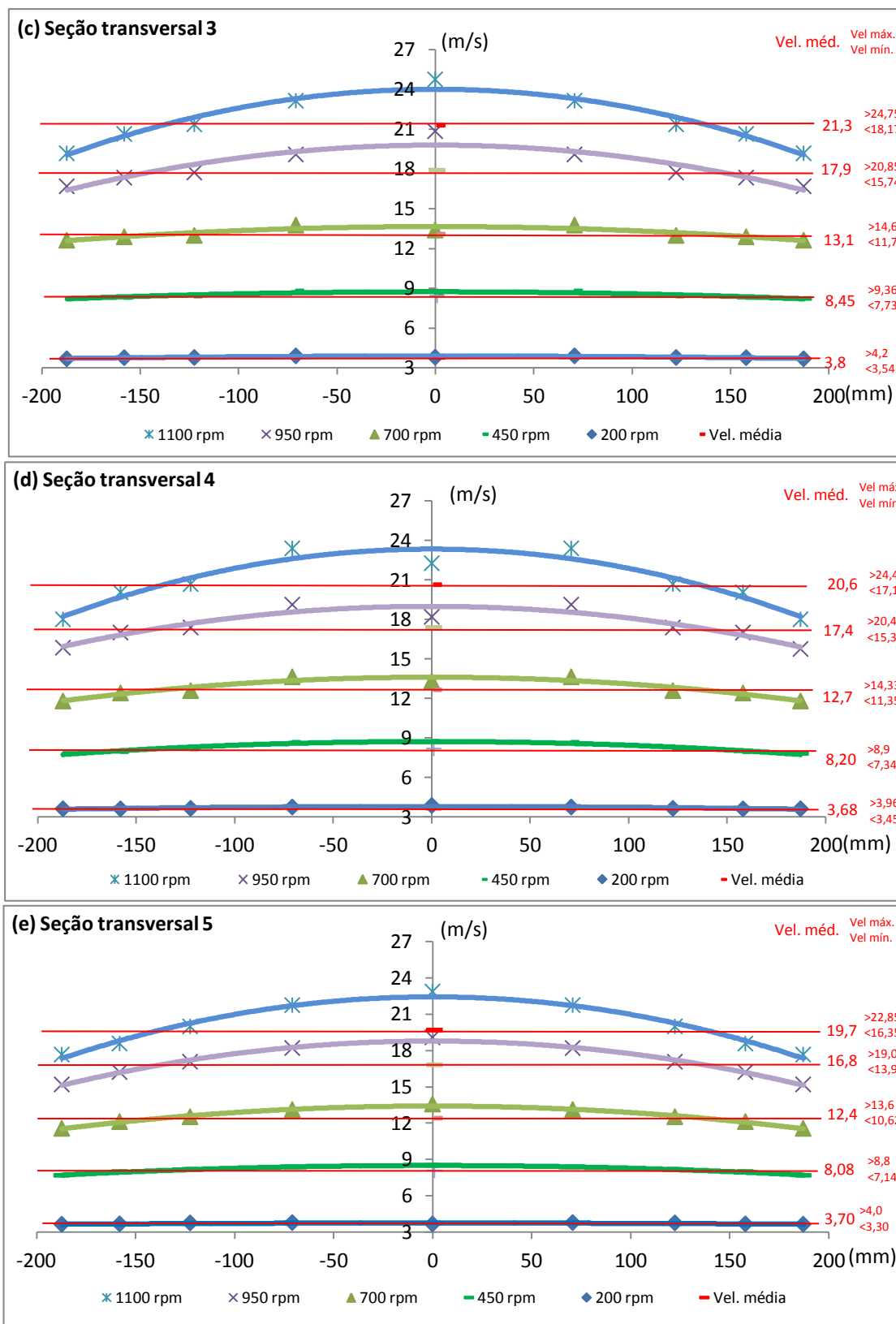
Comparando as velocidades médias para cada rotação ao longo da seção de testes, observa-se, uma pequena elevação de forma geral, até a seção transversal 3 e depois uma pequena redução até a 5.

Observa em todos os gráficos que as velocidades médias nas distâncias radiais dos cinco pontos centrais ficaram acima da velocidade média da seção transversal, sendo nítida a partir de 700 rpm.

Até cerca de 4m/s a velocidade é praticamente constante em toda seção de testes. A partir de 4m/s a diferença entre a velocidade central e daquelas próximas às paredes aumenta com o aumento de velocidade média em todas as seções transversais.

Figura 19 a-e – Velocidades nas distâncias radiais x RPM para cada seção transversal





Fonte: Autor (2014)

Em relação ao trabalho de Deon (2012), as diferenças para as velocidades centrais, a 200, 700 e 1100 rpm, respectivamente, foram 16%, 14% e 12% menores que as encontradas

aqui. Já nas velocidades mais próximas às paredes foram encontrados valores 33% menores a 200 rpm; e 1,7% e 21% maiores que as desse trabalho, para 700 e 1100 rpm, respectivamente.

No trabalho do Deon as medições foram feitas a 200 rpm com o anemômetro, 700 rpm sendo a média entre o anemômetro e o tubo de Pitot e 1100 rpm só o tubo de Pitot. Todas os instrumentos não possuíam certificado de calibração.

Ao longo da seção de testes a diferença entre a velocidade central e aquelas junto às paredes apresenta variação até as seções transversais 2 ou 3, sendo praticamente constante a partir daí. Apenas na maior rotação (1100 rpm) foi observada uma maior variação. Estas diferenças são mostradas na Tabela 2.

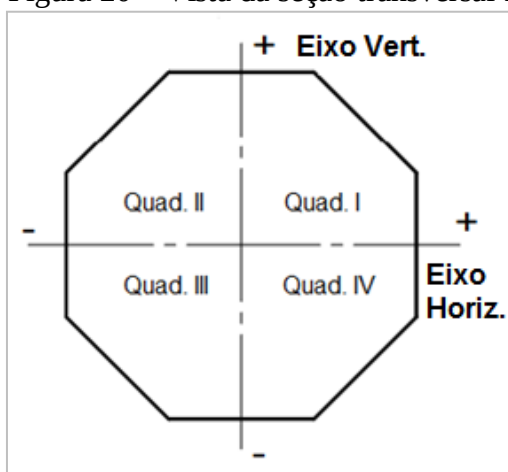
Tabela 2 – Diferença entre a maior e a menor velocidade em cada seção transversal

rpm	Seção 1	Seção 2	Seção 3	Seção 4	Seção 5
1100	5,9	6,13	6,58	7,29	6,5
950	3,78	5,64	5,11	5,09	5,16
700	2,25	3,13	2,9	2,98	2,98
450	1,42	0,95	1,63	1,56	1,65
200	0,63	0,36	0,66	0,51	0,7

Fonte: Autor (2014)

A Figura 24 é a vista da seção transversal dividida em 4 quadrantes definidos para análise dos gráficos a seguir. Ou seja, entre o eixo horizontal direito e vertical superior tem-se o quadrante I; entre o eixo horizontal direito e o vertical inferior, quadrante IV e assim por diante.

Figura 20 – Vista da seção transversal 1



Fonte: Autor (2014)

Para cada seção transversal as velocidades ao longo dos eixos verticais e horizontais com relação à velocidade média estão representadas na Figura 21 a-e, onde observa-se que:

Na seção transversal 1(a) as velocidades no eixo horizontal são maiores que as no vertical e a diferença tende a aumentar com a rotação do ventilador (rpm). Na maior delas a diferença é bem acentuada no quadrante I.

Em todas as rotações sobre o eixo horizontal praticamente apenas os pontos mais próximos às paredes ficam abaixo da velocidade média. Sobre a vertical todos ou a maior parte ficam abaixo.

Na seção 2(b) – observa-se que em 700, 950 e 1100 rpm as velocidades são maiores ora no eixo horizontal ora no eixo vertical, conforme o deslocamento entre os quadrantes I e III. Apenas dois ou três pontos mais próximos às paredes ficam abaixo da média.

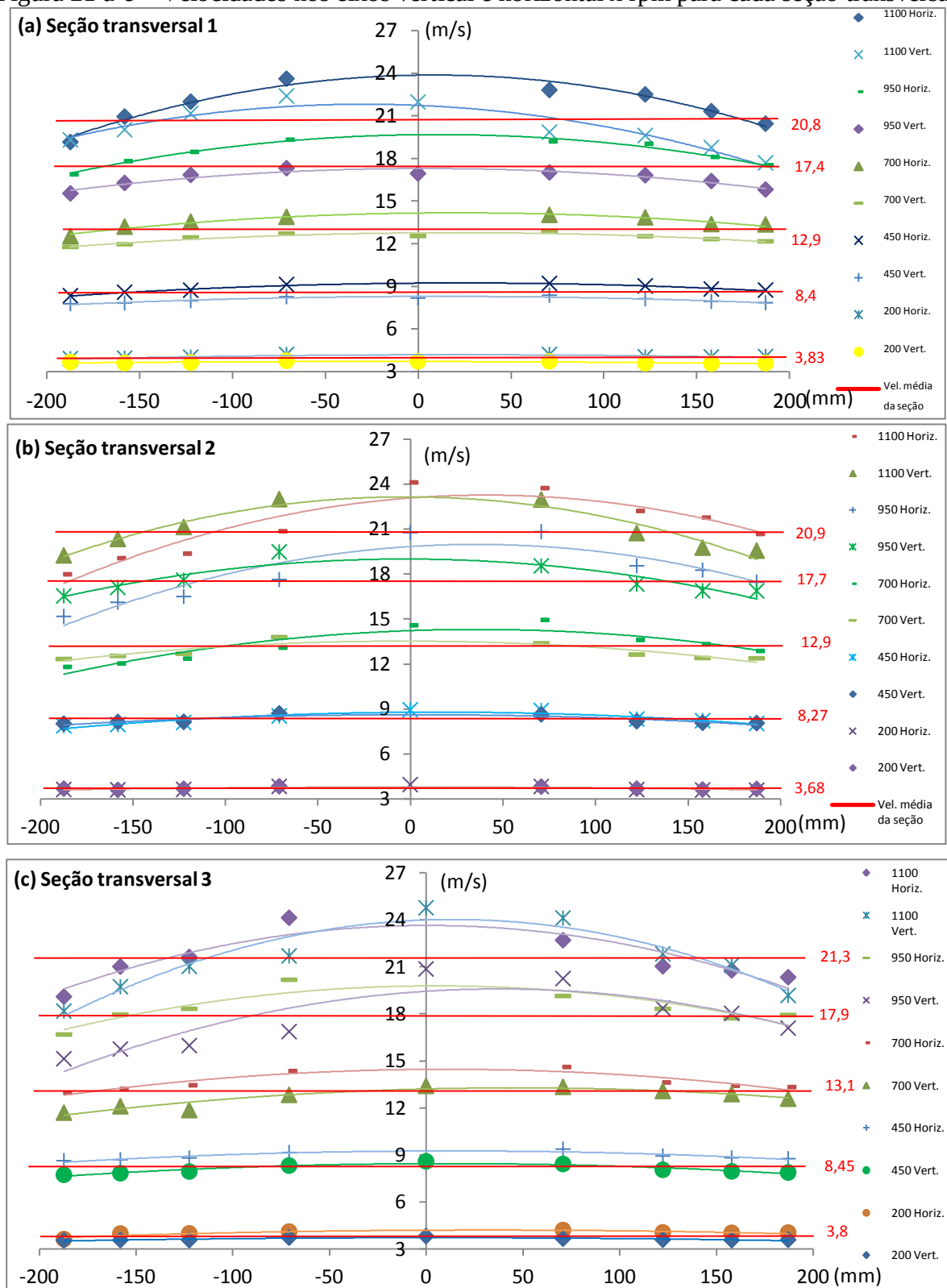
A 450 rpm em ambos os eixos os cinco pontos centrais estão acima ou muito próximos da velocidade média. A 200 rpm os pontos são praticamente constantes na horizontal e vertical.

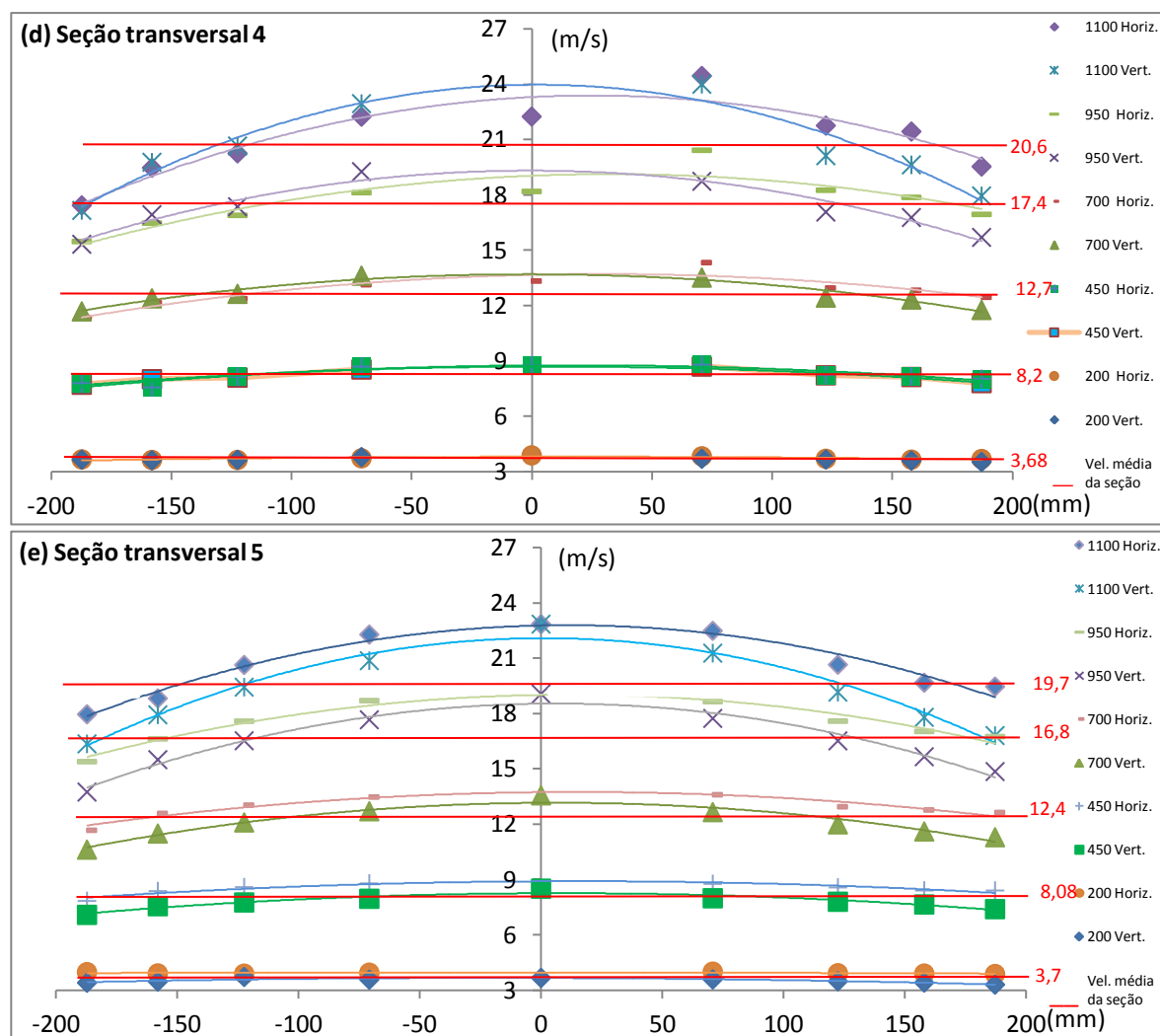
Na seção transversal 3 (c) as velocidades no eixo horizontal tendem a ser maiores que ao vertical até entre 12 e 15 m/s (700 rpm). Nas velocidades maiores observa-se este comportamento apenas no quadrante III. A 1100 rpm na horizontal e vertical os cinco pontos centrais então acima ou muito próximos da velocidade média. A 950 rpm, na horizontal e vertical os sete pontos centrais então acima ou muito próximos da velocidade média exceto a vertical negativa que todos os pontos estão abaixo. A 700 rpm na horizontal as velocidades de todos os pontos são maiores ou iguais à velocidade média. Na vertical positiva os dois pontos mais próximos da parede estão abaixo da velocidade média, já na vertical negativa todos os pontos estão abaixo. A 450 rpm na horizontal todos os pontos ficaram acima da velocidade média; já na vertical somente os cinco pontos centrais ficaram acima ou muito próximos. A 200 rpm não observados desvios notáveis.

Na seção transversal 4(d) só se observa diferença entre as velocidades nos eixos vertical e horizontal acima da velocidade média de 18 m/s (950 rpm) e no quadrante I. A 1100, 950 e 700 rpm, na horizontal e vertical os cinco pontos centrais então acima ou muito próximos da velocidade média. A 450 rpm na horizontal e vertical possuem pontos praticamente iguais e pode-se considerar os cinco pontos centrais acima ou muito próximos da velocidade média. A 200 rpm os pontos são praticamente constantes na horizontal e vertical.

Na seção transversal 5(e), para qualquer velocidade média, a medida no eixo horizontal é maior que no vertical. Entre 450 e 1100 rpm praticamente apenas os 5 pontos centrais de ambos os eixos ficaram acima da média. A 200 rpm todos os pontos estão muito próximos à velocidade média. Porém no eixo horizontal todos os pontos estão acima, e no eixo vertical somente a velocidade central esta acima.

Figura 21 a-e – Velocidades nos eixos vertical e horizontal x rpm para cada seção transversal





Fonte: Autor (2014)

No comportamento observado nas análises foi notável a redução da velocidade do fluxo na região periférica das seções transversais de teste, para uma distância inferior a 75 mm em relação às paredes. Para distâncias superiores, apesar das variações, as diferenças se apresentaram menores.

Essa diferença está provavelmente relacionada ao desenvolvimento do perfil de velocidades, em conjunto com o efeito da rugosidade das paredes, que tende a cisalhar o escoamento e, conseqüentemente, diminuir a velocidade do fluxo na periferia.

E o efeito das paredes é mais acentuado nas horizontais ou, seja, nas faces superior e inferior da seção de teste.

De acordo com Çengel e Cimbala (2007, p. 12-459) o fato de a velocidade ser reduzida nas proximidades da parede faz com que a velocidade na região central cresça para satisfazer a conservação da massa.

Como forma de reduzir o efeito das paredes, fez-se uma nova análise, considerando apenas os nove pontos centrais (vide Figura 17), o que equivale a um diâmetro de aproximadamente 250 mm. Com esses novos resultados foram gerados os gráficos da Figura 22 a-e, juntamente com a Tabela 3.

Nesta tabela é apresentada a porcentagem para mais e para menos em relação à velocidade média em cada rotação (d,e). Foram observadas variações entre 2,7% a 15,5%.

As seções transversais 2 e 3 tiveram variações em relação às suas velocidades médias maior que 10%, chegando até 15,5%.

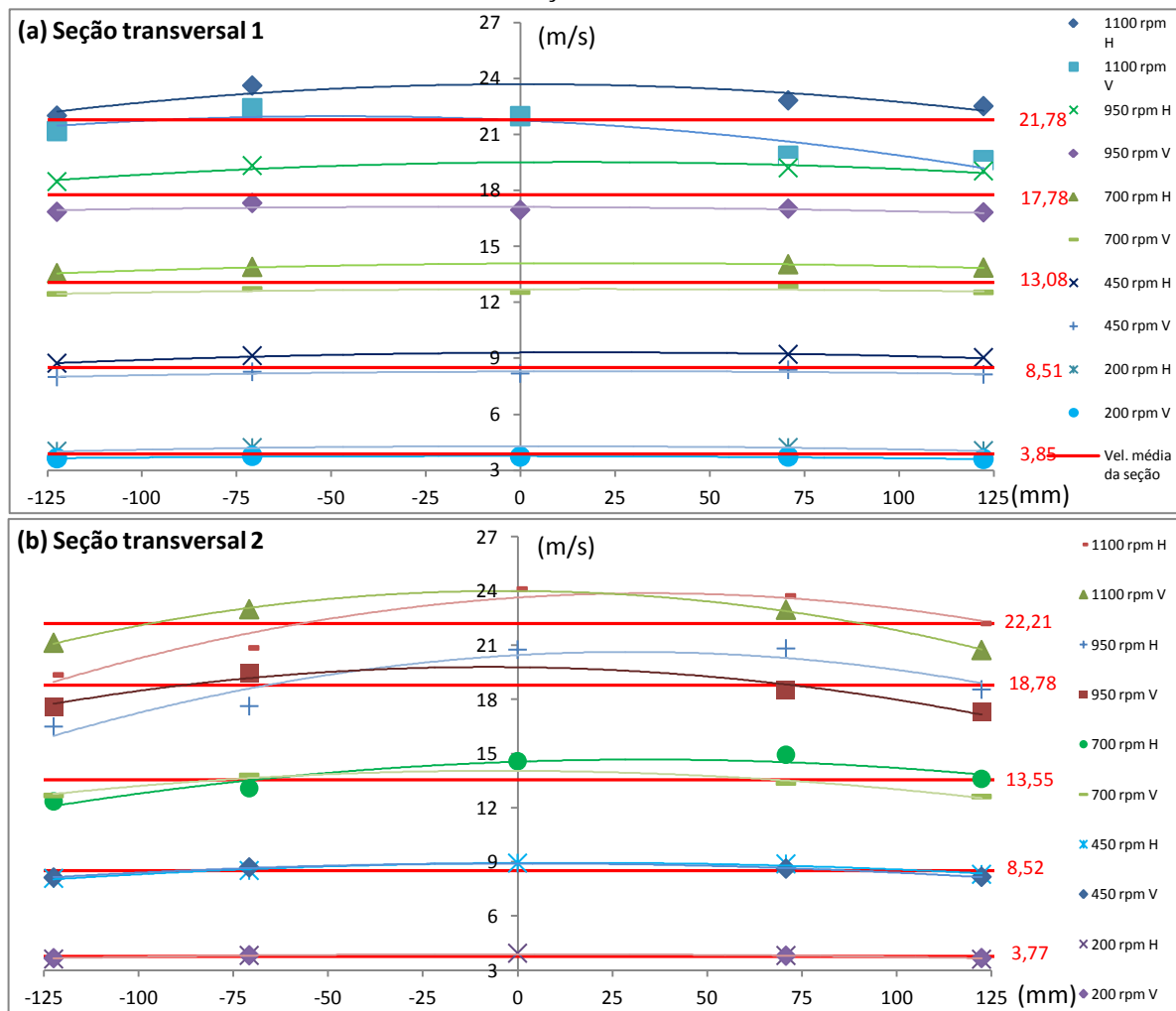
As seções transversais 1, 4 e 5 foram as que obtiveram a menor diferença entre as velocidades médias, sendo essa diferença máxima de 10%.

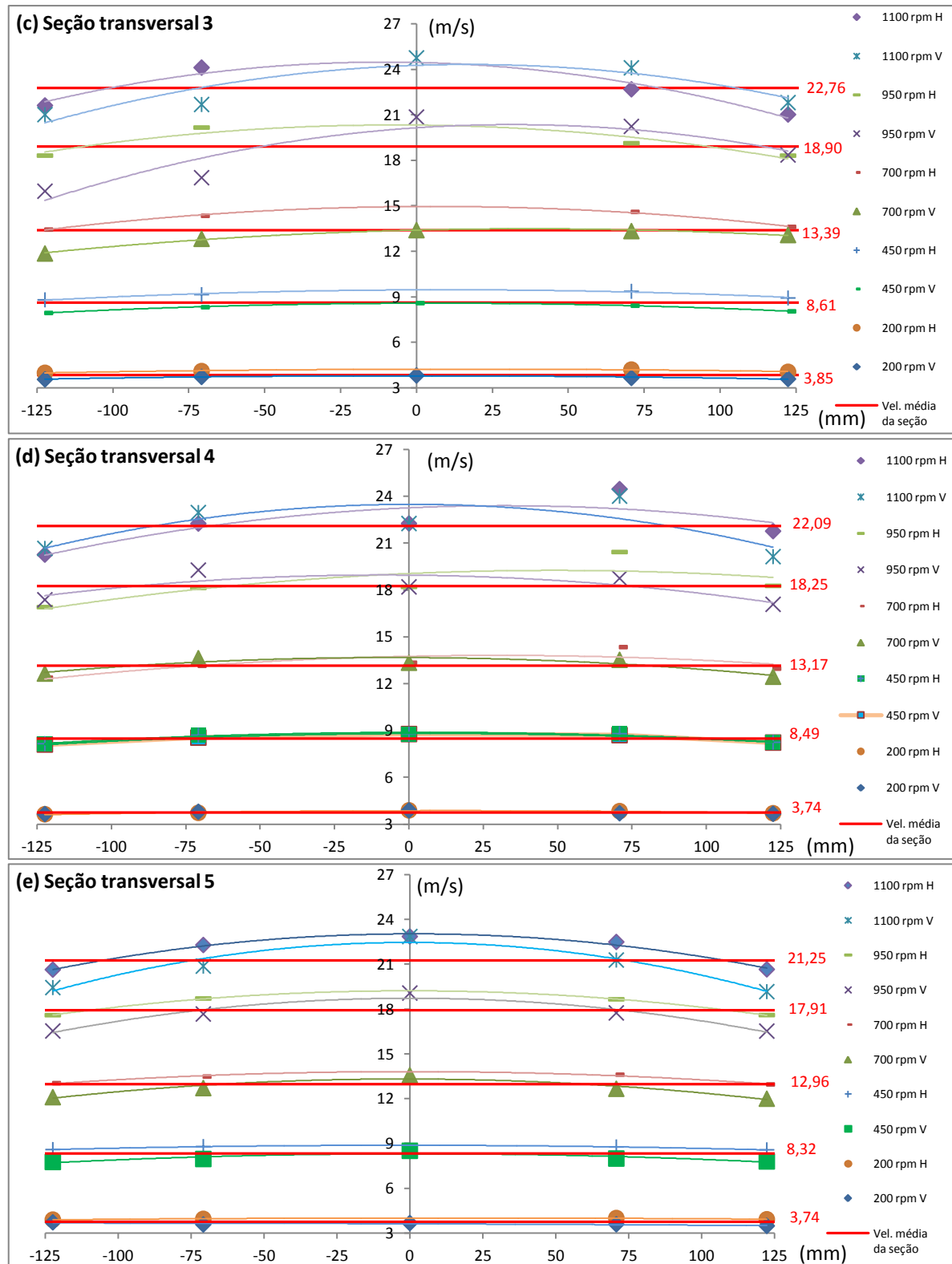
As seções transversais 1 e 5 obtiveram uma diferença máxima entre suas velocidades médias de 3,1% em todas rotações. Porém foram as menores velocidades médias entre as seções.

A maior velocidade média na seção de testes se localizou sempre entre as seções transversais 2 e 3, com a 4 bem próxima. A diferença entre elas em todas as rotações foi de no máximo 2,9% da maior para a menor.

Comparando a velocidade dessas três seções (2, 3 e 4) com a 1 e 5, observa-se que até 700 rpm a diferença fica próxima de 3 %, para 950 rpm é igual a 5,3% e para 1100 rpm chega a 8,8 % (aproximadamente 1 m/s).

Figura 22 a-e – Velocidades nos eixos vertical e horizontal x rpm para 9 pontos centrais em cada seção transversal





Em relação à análise considerando os 9 pontos centrais pode-se dizer que, em relação à velocidade média em cada rotação, o perfil está em desenvolvimento até as seções transversais 2 e 3 (posicionada na metade do diâmetro equivalente da seção de testes). Entre

as seções transversal 2 e 4, pela velocidade média não variar mais que 2,9%, pode-se considerar como um perfil de velocidade completamente desenvolvido.

Esta observação confirma o que Mehta e Bradshaw (1979, p. 2-3) descrevem que é preciso cerca de metade do diâmetro equivalente da seção de teste para eliminação das desuniformidades.

Tabela 3 – Vel. média dos 9 pontos e o percentual para mais e menos em cada rotação

Rpm	a	c	d	e	Rpm	a	c	d	e	Rpm	a	c	d	e	Rpm	a	c	d	e	Rpm	a	c	d	e	Rpm	a	c	d	e	
	b					b					b					b					b					b				
Seção transversal 1																														
200	3,6	3,9	7,0	8,2	450	8,0	8,5	6,2	7,4	700	12,4	13,1	5,0	6,7	950	16,8	17,8	5,5	7,9	1100	19,6	21,8	10,0	7,7	1200	23,6	25,8	13,0	8,0	
	4,2					9,2					14,0					19,3					23,6					25,8				
Seção transversal 2																														
200	3,6	3,8	4,3	4,3	450	8,1	8,5	5,2	4,5	700	12,3	13,5	8,9	9,2	950	16,5	18,8	12,2	9,7	1100	19,3	22,2	12,9	7,8	1200	24,1	26,3	13,0	8,0	
	3,9					8,9					14,9					20,8					24,1					26,3				
Seção transversal 3																														
200	3,6	3,8	7,6	8,4	450	7,9	8,6	7,8	8,0	700	11,9	13,4	11,4	8,3	950	16,0	18,9	15,5	9,3	1100	21,0	22,8	7,6	8,1	1200	24,8	26,6	13,0	8,1	
	4,2					9,4					14,6					20,9					24,8					26,6				
Seção transversal 4																														
200	3,6	3,7	2,7	3,6	450	8,1	8,5	4,7	3,4	700	12,4	13,2	6,0	7,9	950	16,9	18,4	8,0	10,0	1100	20,1	22,1	8,9	9,6	1200	24,5	26,5	13,0	8,0	
	3,9					8,8					14,3					20,4					24,5					26,5				
Seção transversal 5																														
200	3,5	3,7	7,1	6,5	450	7,8	8,3	6,8	5,3	700	12,0	13,0	7,5	4,7	950	16,5	17,9	7,8	6,1	1100	19,2	21,2	9,8	7,0	1200	22,8	24,8	13,0	8,0	
	4,0					8,8					13,6					19,1					22,8					24,8				
a = menor vel. entre os 9 pontos; b = maior vel. entre os 9 pontos; c = Vel. Média dos 9 pontos; d = % p/ vel. Máxima; e = % p/ vel. Mínima																														

Fonte: Autor (2014)

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi possível verificar o desenvolvimento dos perfis de velocidades da seção de testes do túnel de vento disponível na Universidade de Caxias do Sul (UCS), avaliando a melhor posição para ensaio de tração do conjunto moto propulsor de uma aeronave do Projeto Aerodesign, meta do projeto do túnel. Mas também para aplicações gerais.

Desta forma, analisando o comportamento em cinco seções transversais permitiu-se a obtenção de informações para definir aquelas com menor variação, contribuindo para realização de ensaios mais confiáveis no túnel de vento.

Foi observado o efeito da rugosidade das paredes na região periférica das seções transversais, para distâncias inferiores a 75 mm em relação às paredes, originária provavelmente, do desenvolvimento do perfil de velocidade.

Dessa forma, avaliou-se que a zona de testes efetiva, com velocidade homogênea para o fluxo (com uma variação menor que 10%), compreende uma circunferência central da seção transversal de 250 mm. Para diâmetros menores têm-se menores variações.

Entretanto, em caso de objetos com uma dimensão predominante, ele deve ser disposto na horizontal.

Entre as cinco seções transversais analisadas nesse trabalho, pode-se ter uma menor diferença em relação à velocidade média nas seções transversais 4 e 5. Porém deve-se seguir a Tabela 2 para saber a velocidade média em cada rotação e sua variação para mais e para menos. Como observado nas análises anteriores, a seção transversal 4 foi a que apresentou uma maior homogeneidade do fluxo, uma menor diferença entre os eixos horizontal e vertical, podendo-se considerar o perfil de velocidades totalmente desenvolvido e ainda todas as velocidades médias para suas respectivas rotações são maiores que na seção transversal 5.

Também se pode concluir que ao longo de toda seção de teste não foi encontrada interferência em relação à intensidade da turbulência na direção longitudinal.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugerem-se em seguida alguns trabalhos futuros com vista a melhorar a coerência do presente trabalho:

1 - Verificar o porquê da diferença de velocidade no eixo vertical em relação ao horizontal.

2 – Verificar a influência da falha existente na colmeia sobre o escoamento por meio da sua rotação.

3 - Verificar metodologia de cálculo de perda de pressão adotada no projeto do túnel de vento e realizar medições de pressão;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASTM D3464-96. **Standard Test Method for Average Velocity in a Duct Using a Thermal Anemometer**, Reapproved 2007.

BELL, J. H.; R. D. MEHTA. **Boundary-layer predictions for small low-speed contractions**. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, vol. 27, n. 3, 1989. Disponível em: <http://navier.stanford.edu/bradshaw/tunnel/contraction_paper.pdf>. Acesso em: 12 out. 2013.

ÇENGEL, Y. A; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw-Hill, 2007.

DELMÉE, G. J. **Manual de medição de vazão**. 3.ed. rev. e atual. São Paulo: E. Blücher, 2003.

DEON, D. L. **Desenvolvimento de um túnel de vento de baixa velocidade e dimensões reduzidas** - Universidade de Caxias do Sul, Rio Grande do Sul, 2012.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7.ed. Rio de Janeiro: LTC, c2010.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5 ed., Editora LTC, Rio de Janeiro, RJ, 2001.

HENN, E. A. L. **Máquinas de fluido**. 2 ed., Santa Maria, Editora da UFSM, 2006.

HOUGHTON E. L.; CARPENTER P. W.; COLLICOTT S. H.; VALENTINE D. T. **Aerodynamics for engineering students**. 6th edition, Editora Elsevier, 2013.

JUNIOR, O. M.; ANTUNIASSI, U. R. **Construção e validação de um túnel de vento para ensaios de estimativa da deriva em pulverizações agrícolas**. Botucatu, vol. 25, n.3, 2010. Disponível em: <<https://www.google.com.br/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&ved=0CDUQFjAB&url=http%3A%2F%2Fenergia.fca.unesp.br%2Findex.php%2Fenergia%2Farticle%2Fdownload%2F71%2F52&ei=uvheUuWIJ5Wh4APb-4D4Cw&usg=AFQjCNGaUhfAbMjq2nkuWLoBRGa2eoOZ6A&bvm=bv.54176721,d.dmg&cad=rja>> Acesso em: 7 out. 2013.

LINDGREN, B.; JOHANSSON, A. V. **Design and evaluation of a low-speed wind-Tunnel with expanding corners**. Technical Reports from Royal Institute of Technology, Department of Mechanics, SE-100 44, Estocolmo, Suécia, 2002.

MECÂNICA dos fluidos para engenharia química: **décima segunda aula de mecânica dos fluidos para engenharia química**. 2010. Disponível em: <http://www.escoladavida.eng.br/mecfluquimica/planejamento_12010/decima_segunda_aula_de_ME5330.pdf>. Acesso em: 10 out. 2013.

MEHTA, R. D. **Aspects of the design and performance of blower tunnel components.** Tese de PhD, Imperial College, University of London, 1978.

MEHTA, R. D.; BRADSHAW, P. **Technical notes - design rules for small low speed wind tunnels.** The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society, 1979. Disponível em: <<http://navier.stanford.edu/bradshaw/tunnel/LowSpeedTunnels.pdf>>. Acesso em: 12 out. 2013.

MESQUITA, A. L. S.; GUIMARÃES, F. A.; NEFUSSI, N. **Engenharia de ventilação industrial.** 2 ed., São Paulo, CETESB, 1985.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos.** São Paulo: E. Blücher, 2004

PENNYCUICK, C. J.; ALERSTAM, T.; HEDENSTRÖM, A. **A new low-turbulence wind tunnel for bird flight experiments at Lund University, Sweden.** The Journal of Experimental Biology 200, 1997. Disponível em: <<http://jeb.biologists.org/content/200/10/1441.full.pdf>>. Acesso em: 11 out. 2013

PUCRS, Departamento de Engenharia Mecânica. **Escoamento viscoso interno: tensões e perda de carga em tubos.** 2007. Disponível em: <<http://www.feng.pucrs.br/lsvm/MaqFluxo/Maq-Fluxo/MECFLU%20Cap8-Escoa-Interno-Viscoso.pdf>>. Acesso em: 08 out. 2013.

RODRIGUES, L. E. M. J. **Fundamentos da engenharia aeronáutica – Aplicações ao Projeto SAE-AeroDesign.** 1ª ed. ver. – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, São Paulo, 2010. Disponível em: <http://www.engbrasil.eng.br/index_arquivos/v1fea.pdf>. Acesso em: 10 set. 2013.

SCHLICHTING, H. **Boundary-Layer Theory.** 7th edition, Editora Copyright, 1979.

SOARES, C. B. **Estudo experimental do comportamento fluidodinâmico da seção de testes de um túnel de vento para baixas velocidades.** Dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008. Disponível em: <<http://www.mea.pucminas.br/dissert/089-completo.pdf>>. Acesso em: 10 out. 2013.

WIKIPÉDIA, a enciclopédia livre. Disponível em: http://pt.wikipedia.org/wiki/Veículo_aéreo_não_tripulado. Acesso em: 08 de set. 2013.

WITTEWER, A. R. **Simulação do vento atmosférico e dos processos de dispersão de poluentes em túnel de vento.** Tese apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da UFRGS, Porto Alegre, 2006. Disponível em: <<http://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/8684/000586386.pdf?sequence=1>>. Acesso em: 15 jun. 2014.

YOUNG, D. F; MUNSON, B. R; OKIISHI, T. H. **Uma introdução concisa à mecânica dos fluidos.** 4 ed., Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo, RJ, 2005.

APÊNDICE A – Certificado de calibração do anemômetro



Certificado de Calibração

F-015 rev. A

Nº 26438/14

Folha: 01/01

Contratante: MEDITECH SOLUCOES METROLOGICAS LTDA

Solicitante: Euroar Sistemas Automotivos Ltda.

Endereço: Rua das Gardênia, 321 - Bairro Cinquentenário - Caxias do Sul-RS CEP 95012-200

Item Calibrado: Termo-anemômetro

Nº de Patrimônio: 000688

Marca: IMPAC

Modelo: DT-8880

Nº de Série: ---

Acessórios Conjugados: Não Possui.

Nº de Identificação: FA 014

OSC Nº 2103/14

Data da Calibração: 27/03/14

Condições Ambientais Aplicáveis à Calibração

Temperatura durante a calibração: $(22,5 \pm 7,5)^\circ\text{C}$ %ur durante a calibração: $(62,5 \pm 22,5)\%\text{ur}$

Metodologia de Calibração

Método de Ensaio: PCG-015 Rev. A – Após serem adaptados, o instrumento sob teste e os padrões relacionados abaixo no túnel de vento, realiza-se três medições para cada ponto e calcula-se a média.

Padrões Utilizados

Padrão de Trabalho:

090 – Anemômetro digital

043 – Termômetro digital de duplo canal

Certificado de Calibração:

SKV 13030065 - RBC

LV 06079-14-R0 - RBC

Validade do Padrão:

fev/15

fev/16

Resultados Obtidos

Velocidade

Valor Verdadeiro	Valor no Instrumento em Teste	Erro	Incerteza	k
(m/s)	(m/s)	(m/s)	(m/s)	
5,27	5,29	0,02	0,43	2,0
10,14	10,25	0,11	0,43	2,0
15,32	15,48	0,16	0,43	2,0
20,04	20,23	0,19	0,43	2,0

Temperatura

Valor Verdadeiro	Valor no Instrumento em Teste	Erro	Incerteza	k
(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	
25,06	24,60	-0,46	0,32	2,0

Notas

1. A incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k determinado nas tabelas, que para uma distribuição normal corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação NIT-DICLA-021.

2. Os resultados acima apresentados referem-se exclusivamente ao item calibrado e às condições supra mencionadas. O presente certificado somente pode ser reproduzido na sua forma e conteúdo integrais e sem alterações. Não pode ser utilizado para fins promocionais.

Data da Emissão: 27/03/14

Wagner da S. Rocha

Téc. Executante

Eng. José Stankevicius

Signatário Autorizado

Inter-Metro Serviços Especiais Ltda.

Rua Joaquim de Almeida, 223 - CEP 04050-010 - São Paulo - SP - Tel./Fax: (11) 5071-2764

E-mail: inter-metro@inter-metro.com.br - http://www.inter-metro.com.br

APÊNDICE B – Turbulência na direção longitudinal

Turbulência (%)									
Seção 01					Seção 02				
Pontos	Furo 1	Furo 6	Furo 11	Furo 16	Pontos	Furo 2	Furo 7	Furo 12	Furo 17
200 rpm					200 rpm				
1	0,0009	0,0008	0,0008	0,001	1	0,0004	0,0007	0,0004	0,0006
450 rpm					450 rpm				
2	0,0008	0,0008	0,0007	0,0007	2	0,0004	0,0006	0,0003	0,0003
700 rpm					700 rpm				
3	0,0004	0,0006	0,0007	0,0004	3	0,0006	0,0006	0,0004	0,0005
950 rpm					950 rpm				
4	0,0005	0,0005	0,0004	0,0005	4	0,0004	0,0005	0,0005	0,0002
1100 rpm					1100 rpm				
5	0,0004	-	-	-	5	-	0,0005	-	-
Seção 03					Seção 04				
Pontos	Furo 3	Furo 8	Furo 13	Furo 18	Pontos	Furo 4	Furo 9	Furo 14	Furo 19
200 rpm					200 rpm				
1	0,0006	0,0007	0,0003	0,0007	1	0,0006	0,0007	0,0009	0,0007
450 rpm					450 rpm				
2	0,0002	0,0005	0,0009	0,0008	2	0,0006	0,0005	0,0004	0,0003
700 rpm					700 rpm				
3	0,0004	0,0006	0,0004	0,0009	3	0,0007	0,0006	0,0004	0,0005
950 rpm					950 rpm				
4	0,0005	0,0005	0,0006	0,0006	4	0,0005	0,0007	0,0005	0,0004
1100 rpm					1100 rpm				
5	-	-	0,0005	-	5	-	-	-	0,0006
Seção 05									
Pontos	Furo 5	Furo 10	Furo 15	Furo 20					
200 rpm									
1	0,0004	0,0005	0,0002	0,0002					
450 rpm									
2	0,0004	0,0005	0,0005	0,0003					
700 rpm									
3	0,0009	0,0008	0,0004	0,0004					
950 rpm									
4	0,0005	0,0007	0,0003	0,0004					
1100 rpm									
5	-	-	-	0,0003					