



Projeto e Fabrico de um Túnel de Vento de Circuito Aberto em Escala Reduzida

JOÃO AFONSO OLIVEIRA SILVA

setembro de 2025

**Projeto e Fabrico de um Túnel de Vento de
Circuito Aberto em Escala Reduzida**

João Afonso Oliveira Silva

**Dissertação para Obtenção do Grau de Mestre em Engenharia
Automóvel**

**Orientador: Prof. Dr. Pedro Miguel Rosas de Almeida Areal
Coorientadora: Dra. Andresa Baptista Da Silva**

Porto, julho 2025

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha família, que me apoia incondicionalmente.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente aos meus pais, Inácio e Carla, pelo apoio incondicional, por todas as palavras transmitidas para me motivarem a evoluir constantemente e por me oferecerem sempre as condições mais favoráveis para o meu bem-estar. Ao meu irmão, Pedro, por todos os conselhos e dicas transmitidas através da sua experiência académica, mas também pelas palavras reconfortantes e encorajadoras para eu me sentir confiante e ainda mais motivado para concluir esta jornada académica. Aos meus avós, Francisco e Conceição, pelo carinho e preocupação, que mesmo sem entender o tema da minha dissertação me perguntam regularmente sobre o desenvolvimento da mesma, desejando-me sempre o maior sucesso. À minha namorada, Sofia, por todo o apoio que me dá diariamente e por toda a paciência em momentos mais desafiantes. Vocês são os pilares da minha vida e sou-vos muito grato por tudo.

De seguida, agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Pedro Areal, por todo o apoio prestado, pela sua disponibilidade e dedicação, pela sabedoria e conselhos partilhados ao longo desta jornada académica. É um excelente orientador e estou muito satisfeito com a sua prestação.

Ao laboratório de mecânica dos fluidos, em particular à Dra. Andresa Baptista que coorientou o trabalho.

Ao laboratório de materiais compósitos, em particular ao Dr. Púria Esfandiari por todo o conhecimento e experiência partilhada, pela orientação na etapa de projeto e construção do túnel de vento assim como a sua disponibilidade e paciência para me auxiliar no que eu precisasse. Agradeço também por ter obtido o financiamento para boa parte dos materiais utilizados na construção.

Ao laboratório de tecnologia mecânica, nomeadamente aos técnicos superiores Eng. Vítor Ribeiro e Eng. Víctor Moreira, pelo auxílio em determinadas etapas da construção do túnel de vento e pelas ferramentas e máquinas disponibilizadas para a construção do meu projeto. É, sem dúvida, notável a experiência na parte prática assim como o profissionalismo.

À direção do Mestrado em Engenharia Automóvel, que obteve o financiamento para a compra do ventilador, à EVAC pela disponibilidade para ajudar na construção da mesa definitiva para o equipamento e às restantes estruturas do ISEP que apoiaram sempre que pedido.

Ao Sr. Augusto Fonseca pelo fornecimento das placas de policarbonato para a construção da secção de teste e ao Nuno Guimarães pelo contacto direto com o dono da empresa para o corte dos materiais da contração através da máquina fresadora CNC.

Aos meus colegas e amigos que fizeram parte do meu percurso académico, mas em especial ao Gonçalo Campos, que é, sem dúvida, o mais presente. Tenho a agradecer todo o seu apoio, desde o debate de ideias para o projeto, por disponibilizar a sua impressora 3D, quer para a construção inicial de uns protótipos do túnel de vento, quer para a fase final da construção da secção de teste, assim como o seu apoio em algumas etapas da construção do túnel de vento.

Muito obrigado a todos! Sem vocês isto não seria possível.

Resumo

No presente trabalho foi concretizado a concepção, projeto e fabrico de um túnel de vento subsónico de circuito aberto em escala reduzida com o objetivo de criar uma ferramenta acessível para estudos didáticos nos cursos do departamento de engenharia mecânica do ISEP. O túnel de vento foi dimensionado com base na literatura apresentada, visando garantir um escoamento estável e uniforme. Tomou-se como base a secção de teste, tendo sido definida uma secção de entrada de 200x200 mm, comprimento de 500 mm e uma secção de saída de 203x203 mm. Aplicando uma razão de contração de 6:1 obteve-se uma secção de entrada da contração de 490x490 mm e um comprimento de cerca de 613 mm aplicando um fator de 1,25 vezes o diâmetro hidráulico da secção de entrada. Relativamente ao difusor foi selecionada uma razão de expansão de 1:2,5 e ângulo de expansão de 4°, resultando numa secção de saída de 321x321 mm e comprimento de 844 mm. Com os meios disponíveis, foram selecionados materiais possíveis de operar manualmente, com exceção da etapa de corte de materiais para a contração através de uma máquina fresadora CNC. Utilizou-se PVC, madeira, placas de poliuretano, espuma expansiva, manta de fibra de vidro e juta para a construção da contração, tendo esta demorado cerca de um mês para ser finalizada. A estrutura do favo de abelha foi construída a partir de um aro com ripas de madeira e tubos de PVC com 16 mm de diâmetro interior e 2 mm de espessura. Selecionou-se uma razão entre L_h e D_h de 7,5, resultando num comprimento de 120 mm. Para a câmara de estabilização, utilizou-se placas de madeira contraplacada e ripas de madeira. A seleção da rede teve em conta a razão de área aberta recomendada na literatura. Para construir a secção de teste selecionou-se o ABS e recorreu-se a uma impressora 3D, tendo sido necessário dividir a secção de teste em quatro partes devido às dimensões da impressora. Cada base demorou cerca de 16 horas e cada tampa cerca de 7 horas. Posteriormente foram acopladas e coladas placas de policarbonato, permitindo a visualização para o interior da secção de teste. Para o difusor utilizou-se madeira contraplacada e ripas de madeira. A seleção do ventilador MV 30 teve em consideração o caudal necessário para a velocidade de escoamento inicialmente estipulada de 20 m/s, no entanto devido a questões burocráticas o mesmo apenas foi entregue na última semana da submissão da dissertação. Assim sendo, foi utilizado um ventilador de um radiador de um automóvel, um manómetro de pressão diferencial digital e um tubo de *Pitot* estático para a realização de cinquenta medições da pressão dinâmica e da velocidade do escoamento ao longo da secção de teste, tendo-se verificado que o escoamento permanece estável e uniforme, apresentando variações de velocidade entre 0,1 e 0,3 m/s e uma velocidade média de 13,6 m/s. Medições realizadas entre a entrada e a saída da secção de teste com o ventilador MV 30 devolveram variações de velocidade idênticas e uma velocidade média de cerca de 18 m/s. Com os resultados obtidos constatou-se que o túnel de vento se revela adequado para fins educativos e para o teste de corpos em pequena escala, contribuindo como uma base prática para conciliar com a teoria abordada durante as aulas, assim como para investigar e desenvolver melhorias em objetos de estudo.

PALAVRAS-CHAVE: Aerodinâmica, Túnel de vento subsónico, Dimensionamento, Seleção de materiais, Construção/Fabrico, Medição de pressão e velocidade

Abstract

This work involves the conception, design, and manufacture of an open-circuit subsonic wind tunnel on a reduced scale, with the goal of creating an accessible tool for didactic studies in ISEP's mechanical engineering department. The wind tunnel was dimensioned based on the presented literature, aiming to ensure stable and uniform flow. The test section was taken as a basis, with an inlet section of 200x200 mm, a length of 500 mm and an outlet section of 203x203 mm. Applying a contraction ratio of 6:1 resulted in a contraction inlet section of 490x490 mm and a length of around 613 mm, applying a factor of 1,25 times the hydraulic diameter of the inlet section. For the diffuser, an expansion ratio of 1:2,5 and an expansion angle of 4° were selected, resulting in an outlet section of 321x321 mm and a length of 844 mm. With the resources available, materials were selected that could be operated manually, except for the stage of cutting materials for contraction using a CNC milling machine. PVC, wood, polyurethane panels, expanding foam, fiberglass blanket and jute were used to build the contraction, which took about a month to complete. The honeycomb structure was built from a frame with wooden slats and PVC pipes with an internal diameter of 16 mm and a thickness of 2 mm. A ratio between L_h and D_h of 7,5 was selected, resulting in a length of 120 mm. Plywood boards and wooden slats were used for the settling chamber. The selection of the screen considered the open area ratio recommended in the literature. To build the test section ABS was selected and a 3D printer was used, requiring the test section to be divided into four parts due to the printer's dimensions. Each base took around 16 hours and each top around 7 hours. Polycarbonate plates were then attached and glued on, allowing the test section to be visualized from the outside. Plywood and wooden slats were used for the diffuser. The selection of the MV 30 fan was based on the flow rate required for the initially stipulated flow speed of 20 m/s, however due to bureaucratic issues it was only delivered in the last week before the dissertation had to be submitted. A fan from a car radiator, a digital differential pressure gauge and a static Pitot tube were therefore used to take fifty measurements of the dynamic pressure and flow velocity along the test section, and it was noted that the flow remained stable and uniform, with speed variations between 0,1 and 0,3 m/s and an average speed of 13,6 m/s. Measurements taken between the inlet and outlet of the test section with the MV 30 fan returned identical speed variations and an average speed of around 18 m/s. The results obtained showed that the wind tunnel is suitable for educational purposes and for testing small-scale bodies, providing a practical basis for reconciling the theory covered in class, as well as for researching and developing improvements to objects of study.

KEYWORDS: Aerodynamics, Low-speed wind tunnel, Dimensioning, Material selection, Construction/manufacturing, Pressure and speed measurement

Índice

Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas.....	xv
Acrónimos e Símbolos.....	xvii
1. Introdução	1
1.1. Contextualização	1
1.2. Motivação	3
1.3. Objetivos	3
1.4. Organização da dissertação	3
2. Túneis de vento	5
2.1. Evolução dos túneis de vento.....	5
2.2. Importância dos túneis de vento.....	7
2.3. Tipos de túneis de vento.....	7
2.3.1. Túneis de vento de circuito aberto.....	9
2.3.2. Túneis de vento de circuito fechado.....	9
2.4. <i>Design</i> dos túneis de vento	10
2.4.1. Contração.....	10
2.4.2. Rede e favo de abelha.....	12
2.4.3. Secção de teste.....	15
2.4.4. Difusor (Expansão).....	18
2.4.5. Sistema propulsor (<i>drive system</i>)	20
2.5. Visualização do escoamento	21
2.6. Medição de parâmetros (velocidade e pressão).....	22
2.6.1. Tubo de <i>Pitot</i> simples e estático.....	22
2.6.2. Anemómetros de fio quente	24
2.6.3. LDV e PIV	25
2.7. Importância do avanço tecnológico dos computadores e do CFD.....	28
3. Métodos e Aplicação.....	29
3.1. Princípio da relatividade	29
3.2. Principais equações aplicadas em túneis de vento	29
3.2.1. Conservação de massa.....	29
3.2.2. Segunda lei de <i>Newton</i>	30
3.2.3. Primeira lei da termodinâmica / Conservação de energia.....	31
3.2.4. Tubo de <i>Venturi</i>	31
3.3. Parâmetros adimensionais.....	32
3.4. Semelhança entre o modelo e o protótipo.....	33
3.5. Camada limite.....	35

4. Projeto e construção do túnel de vento.....	39
4.1. Seleção dos materiais	39
4.2. Secção de teste.....	41
4.3. Contração.....	46
4.4. Rede e favo de abelha	50
4.5. Difusor.....	55
4.6. Ventilador.....	57
4.7. Suporte do túnel de vento	60
4.8. Ensaio no túnel de vento com ventilador do radiador.....	62
5. Conclusão	67
5.1. Trabalhos futuros	68
6. Referências.....	69
Declaração de Integridade	73
Anexo A	75
Anexo B	77
Anexo C	79
Anexo D.....	85

Lista de Figuras

Figura 1 - Número de publicações de artigos por ano. (a) Pesquisa do termo “Low-speed wind tunnels”, no <i>ScienceDirect</i> . (b) Pesquisa do termo “CFD”, no <i>ScienceDirect</i>	2
Figura 2 - Tipos de túnel de vento. (a) Circuito aberto do tipo sucção, adaptado de (Sharma et al., 2024). (b) Circuito aberto do tipo sopro, adaptado de (Brederode, 2014). (c) Circuito fechado, adaptado de (Chan et al., 2020).	8
Figura 3 - Diferentes secções da contração, adaptado de (Barlow et al., 1999).	10
Figura 4 - Componentes para melhorar a qualidade do escoamento. (a) Rede, adaptado de (Mauro et al., 2017). (b) Favo de abelha com secção hexagonal.	12
Figura 5 - Aumento da espessura da camada limite nas paredes da secção de teste, extraído de (Dommelen, 2013). (a) Área da secção de teste constante. (b) Aumento contínuo da área da secção de teste.	16
Figura 6 - Escoamento em torno de um corpo, adaptado de (Katz, 2016).	16
Figura 7 - Geometria de um difusor, adaptado de (Barlow et al., 1999)	19
Figura 8 - Tipos de sistema propulsor. (a) Ventilador centrífugo, extraído de (Munson et al., 2013). (b) Ventilador axial, extraído de (Munson et al., 2013).	20
Figura 9 - Técnicas de visualização de escoamento. (a) Colagem de fios numa asa, extraído de (Feero et al., 2017). (b) Utilização de fumo, extraído de (Schuetz, 2015).	22
Figura 10 - Medição de pressão. (a) Tubo de <i>Pitot</i> simples, adaptada de (Anderson, 2017). (b) Pressão estática na superfície, adaptada de (Milliken et al., 1995).	23
Figura 11 - Tubo de <i>Pitot</i> estático, adaptado de (Katz, 2016)	24
Figura 12 - Anemómetros de fio quente. (a) Um sensor. (b) Dois sensores. (c) Três sensores.	25
Figura 13 - LDV. (a) Princípio de funcionamento, extraído de (Çengel & Cimbala, 2006). (b) Exemplo de um padrão de feixes de luz, extraído de (Chanetz et al., 2020). (c) Partícula que atravessa o padrão de feixes de luz, dispersando-a, extraído de (Chanetz et al., 2020).	26
Figura 14 - PIV. (a) Princípio de funcionamento, extraído de (Westerweel et al., 2013). (b) Exemplo de um campo de velocidades medido, extraído de (Çengel & Cimbala, 2006).	27
Figura 15 - Similaridade geométrica, adaptado de (Frank M. White, 2011).	34
Figura 16 - Crescimento da camada limite numa placa plana, adaptado de (Frank M. White, 2011).	36
Figura 17 - Espessura reduzida da camada limite, onde $Pa = Pb$, adaptado de (Anderson, 2017).	36
Figura 18 - Espessura de deslocamento da camada limite numa placa plana, adaptado de (Frank M. White, 2011).	37
Figura 19 - Cantoneira e junta de vedação.	40
Figura 20 - Processo de impressão 3D.	41
Figura 21 - Secção de teste. (a) Base de entrada. (b) Base de saída. (c) Topo de entrada. (d) Topo de saída.	43
Figura 22 - Secção de teste. (a) Maçaneta da secção de teste. (b) Modo de fixação da ripa e da maçaneta.	43
Figura 23 - Secção de teste. (a) Base. (b) Tampa. (c) Secção de teste montada.	44
Figura 24 - Suporte da secção de teste.	45

Figura 25 - Contração. (a) Curva do molde de madeira contraplacada. (b) Curva da planificação do PVC. (c) Corte dos materiais através de uma máquina fresadora CNC.....	47
Figura 26 - Molde para dobragem do PVC. (a) Estrutura em madeira. (b) Estrutura com a placa rígida.....	48
Figura 27 - Cantoneira. (a) Impressão 3D e dimensões em milímetros. (b) Fixação das placas de PVC.....	48
Figura 28 - Aros. (a) Modelação em 3D da contração com os aros na secção de entrada e de saída. (b) Construção dos aros através das ripas de madeira.	49
Figura 29 - Fixação das placas de poliuretano e aplicação da espuma expansiva.....	49
Figura 30 - Contração fibrada exteriormente.....	50
Figura 31 - Rede.....	51
Figura 32 - Colagem da rede.....	51
Figura 33 - Processo de corte dos tubos.	52
Figura 34 - Colagem dos tubos com cola quente.....	52
Figura 35 - Estrutura do favo de abelha finalizada.	53
Figura 36 - Câmara de estabilização.	54
Figura 37 - Modo de acoplamento da câmara de estabilização à estrutura do favo de abelha.....	54
Figura 38 - Vedante.....	54
Figura 39 - Modo de acoplamento da contração à câmara de estabilização.....	55
Figura 40 - Difusor. (a) Processo de corte. (b) Colagem.....	56
Figura 41 - Ripas de madeira aparafusadas na secção de entrada do difusor.	56
Figura 42 - Ventilador. (a) Modo de fixação. (b) Vedação da secção de saída do difusor.	58
Figura 43 - Componentes para operar o ventilador.	59
Figura 44 - Ventilador portátil “Unicraft MV 30”.....	59
Figura 45 - Ventilador. (a) Fixação à estrutura de madeira. (b) Mecanismo para variar a altura do ventilador.	60
Figura 46 - União entre perfis.....	60
Figura 47 - Projeto das mesas. (a) Mesa de suporte da estrutura do favo de abelha, câmara de estabilização e contração. (a) Mesa de suporte da secção de teste. (a) Mesa de suporte do difusor e ventilador.....	61
Figura 48 - Pontos de medição.....	62
Figura 49 - Túnel de vento finalizado.....	66
Figura 50 - Túnel de vento G.U.N.T. HM 170, extraído de (G.U.N.T., 2023).	75
Figura 51 - Túnel de vento <i>Armfield C30</i> , extraído de (Armfield, 2020).	77
Figura 52 - Túnel de vento construído.....	85

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Propriedades do ar padrão, extraído de (Frank M. White, 2011)	35
Tabela 2 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga na secção de teste.	45
Tabela 3 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga na contração.....	50
Tabela 4 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga na rede.	51
Tabela 5 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga no favo de abelha.	53
Tabela 6 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga no difusor.	57
Tabela 7 - Coordenadas dos pontos de medição.....	63
Tabela 8 - Medições no ponto A.....	63
Tabela 9 - Medições no ponto B.....	63
Tabela 10 - Medições no ponto C.....	64
Tabela 11 - Medições no ponto D.....	64
Tabela 12 - Medições no ponto E.....	64
Tabela 13 - Medições no ponto F.....	64
Tabela 14 - Medições no ponto G.....	65
Tabela 15 - Medições no ponto H.....	65
Tabela 16 - Medições no ponto I.....	65
Tabela 17 - Medições no ponto J.....	65
Tabela 18 - Resumo das perdas de carga para $U = 20$ m/s.	83
Tabela 19 - Resumo das perdas de carga para $U = 13,6$ m/s.....	83

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

ABS	Acrilonitrilo butadieno estireno
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CCA	<i>Constant Current Anemometer</i>
CTA	<i>Constant Temperature Anemometer</i>
CVA	<i>Constant Voltage Anemometer</i>
CNC	Controlo Numérico Computorizado
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
LDV	<i>Laser Doppler Velocimetry</i>
MIT	<i>Massachusetts Institute of Technology</i>
ONERA	<i>Office National d'Études et de Recherches Aéropatiales</i>
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i>
PVC	Policloreto de vinilo
PLV	<i>Pulsed Laser Velocimetry</i>

Lista de Símbolos

θ_e	Ângulo equivalente	rad
A_e	Área da secção de entrada da contração	m ²
A_1	Área da secção de entrada do difusor	m ²
A_s	Área da secção de saída da contração	m ²
A_2	Área da secção de saída do difusor	m ²
A_{ST}	Área da secção de teste	m ²
A_f	Área frontal do modelo	m ²
C_p	Calor específico a pressão constante	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Q	Caudal volúmico	$\frac{m^3}{s}$
K_{ex}	Coefficiente de expansão no difusor	
f	Coefficiente de fricção	
K_f	Coefficiente de fricção no difusor	
f_h	Coefficiente de fricção no favo de abelha	
C_M	Coefficiente de momento	
K	Coefficiente de perda de carga	
K_S	Coefficiente de perda de carga localizada nas redes	

K_D	Coeficiente de perda de carga localizada no difusor	
K_h	Coeficiente de perda de carga localizada no favo de abelha	
K_{SV}	Coeficiente de perda de carga na saída do ventilador	
K_C	Coeficiente de perda de carga por fricção na contração	
K_{ST}	Coeficiente de perda de carga por fricção na secção de teste	
C_D	Coeficiente de resistência ou de arrasto	
C_L	Coeficiente de sustentação	
L	Comprimento	m
k	Condutividade térmica	$\frac{W}{m \cdot K}$
I	Corrente elétrica	A
d	Diâmetro do fio da rede	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
D_1	Diâmetro hidráulico da secção de entrada do difusor	m
ΔP	Diferença de pressão total	Pa
D	Espaçamento entre as redes	m
l	Espaçamento entre os fios da rede	m
δ	Espessura da camada limite	m
δ^*	Espessura de deslocamento da camada limite	m
K_{mesh}	Fator da malha	
φ	Fator de obstrução	
λ	Fator de potência das redes	
m	Massa	kg
ρ	Massa volúmica	$\frac{kg}{m^3}$
Fr	Número de <i>Froude</i>	
M	Número de <i>Mach</i>	
Pr	Número de <i>Prandtl</i>	
Re	Número de <i>Reynolds</i>	
\dot{W}	Potência do ventilador	W
H	Potência inicial disponível	W
q	Pressão dinâmica	Pa
p_1	Pressão estática	Pa
p_0	Pressão total ou de estagnação	Pa
β	Proporção de área aberta / Porosidade da malha	
R_1	Raio hidráulico da secção de entrada do difusor	m
R_2	Raio hidráulico da secção de saída do difusor	m

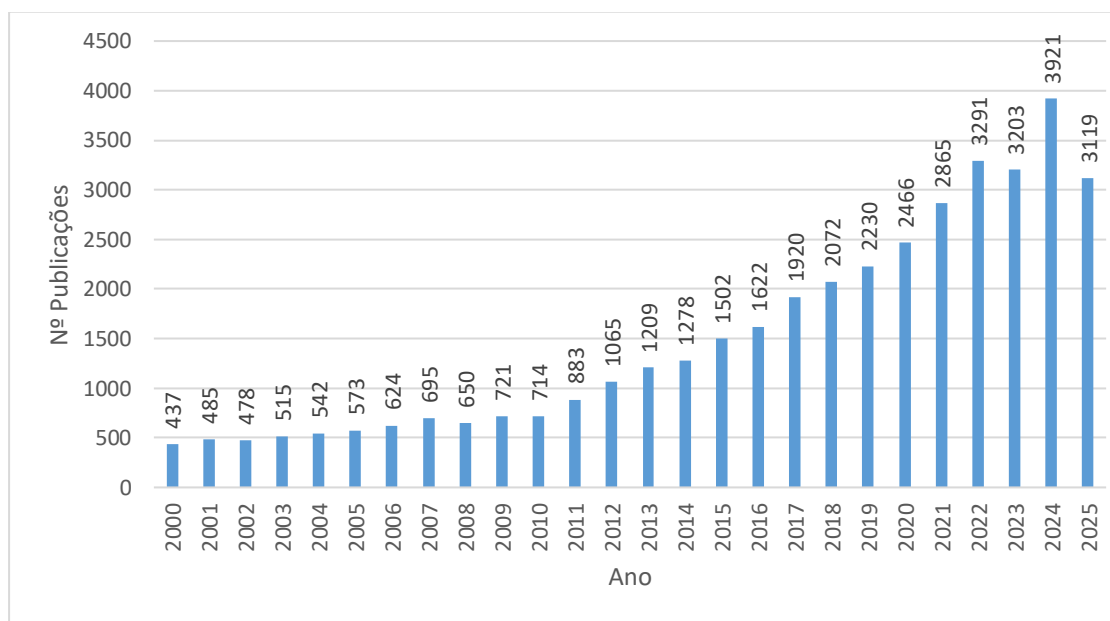
c	Razão de contração	
A_R	Razão entre a área da secção de saída e a de entrada do difusor	
R	Resistência elétrica	Ω
ϵ	Rugosidade do material	mm
K_{Rn}	Sensibilidade do número de Reynolds na rede	
σ	Solidez da malha	
T	Temperatura	K
V	Tensão elétrica	V
ΔU	Variação de velocidade do escoamento	$\frac{m}{s}$
U	Velocidade do escoamento	$\frac{m}{s}$
U_∞	Velocidade do escoamento livre	$\frac{m}{s}$
U_C	Velocidade do escoamento na contração	
U_{ST}	Velocidade do escoamento na secção de teste	
a	Velocidade do som no ar	$\frac{m}{s}$
ν	Viscosidade cinemática	$\frac{m^2}{s}$
μ	Viscosidade dinâmica	$\frac{kg}{m \cdot s}$

1. Introdução

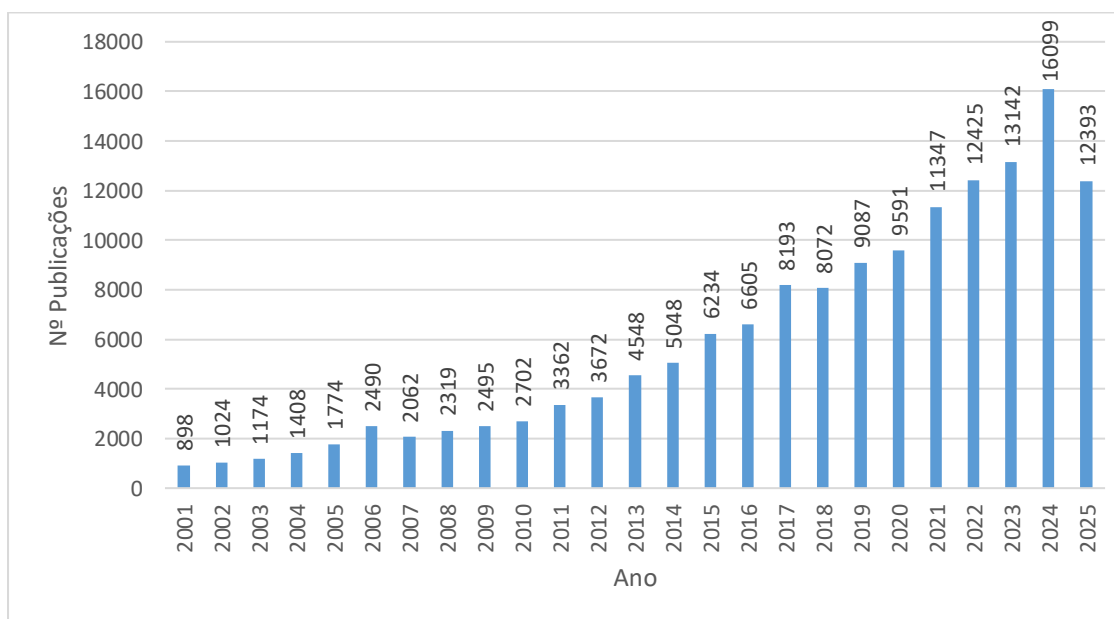
Neste capítulo é apresentada a contextualização e motivação do tema, os objetivos da dissertação e a estrutura geral da mesma.

1.1. Contextualização

Os túneis de vento evoluíram muito desde o seu aparecimento no final do século XIX e são uma ferramenta essencial na área da aerodinâmica e da mecânica dos fluidos, sendo frequentemente utilizados por engenheiros, tanto em empresas especializadas como em instituições de ensino. Com a evolução dos computadores e da tecnologia foi possível desenvolver programas de simulação computacional, que são também utilizados no estudo das áreas referidas. A partir da base de dados de literatura científica [ScienceDirect](#), verifica-se uma tendência crescente do número de publicações tanto sobre túneis de vento subsônicos como CFD (*Computational Fluid Dynamics*), ao longo do século XXI, como visível na Figura 1 (a) e (b), respetivamente, o que realça a sua importância na atualidade. Estes dois métodos complementam-se: as medições em túnel de vento permitem validar os resultados das simulações de CFD. Os estudos em CFD são importantes, mas regra geral não são suficientes para prever com segurança o comportamento do fluido em escoamentos mais complexos, necessitando dos túneis de vento para validação. Assim sendo, constata-se que mesmo com a evolução tecnológica, atualmente os túneis de vento são fundamentais.



(a)



(b)

Figura 1 - Número de publicações de artigos por ano. (a) Pesquisa do termo “Low-speed wind tunnels”, no *ScienceDirect*. (b) Pesquisa do termo “CFD”, no *ScienceDirect*.

Nota: O número de pesquisas realizadas em 2025 apenas tem em conta os primeiros seis meses do ano, podendo subir até ao final do mesmo.

1.2. Motivação

A motivação para o desenvolvimento deste projeto deve-se essencialmente ao facto de não existir, antes deste trabalho, um túnel de vento no Instituto Superior de Engenharia do Porto - ISEP. Com este estudo pretende-se possibilitar aos estudantes de engenharia a realização de estudos práticos sobre os conceitos abordados durante as aulas de aerodinâmica e de mecânica dos fluidos.

Um aspeto a ter em consideração é o preço elevado de um túnel de vento das principais empresas comerciais (como G.U.N.T. e Armfield), que estão na ordem das três dezenas de milhar de euros com apenas dois anos de garantia. Posto isto, existe a necessidade de desenvolver estudos que permitam reduzir o custo de forma substancial de modo a tornar possível a construção um túnel de vento com os meios disponíveis.

1.3. Objetivos

O objetivo desta dissertação consiste em documentar a conceção, projeto e construção de um túnel de vento subsónico de circuito aberto do tipo sucção em escala reduzida. Tomaram-se como base os modelos comerciais G.U.N.T. HM170 (G.U.N.T., 2023) e Armfield C30 (Armfield, 2020), assim como um projeto *open source* ([miniwindtunnelproject](#), consultado em novembro de 2024), de tal forma que se evite a dispersão entre as inúmeras possibilidades. Para atender ao objetivo principal foi necessário:

- Dimensionamento do túnel de vento;
- Seleção de materiais e processos de fabrico;
- Modelação 3D em *SolidWorks*[®];
- Construção do túnel de vento;
- Testes de ensaio na secção de teste;

1.4. Organização da dissertação

Esta dissertação divide-se em cinco capítulos. Inicia no capítulo 1, onde está presente a introdução, que contém a contextualização, motivação, objetivos e estrutura da dissertação. Aqui é dado a entender a importância do tema, a motivação para o desenvolvimento do mesmo, os objetivos a alcançar e a estrutura geral da dissertação.

No capítulo 2 é abordada a revisão bibliográfica relativa aos túneis de vento, iniciando com a sua evolução ao longo do século XX (secção 2.1). De seguida, na secção 2.2, é mencionada a sua importância assim como os diferentes tipos existentes na atualidade (secção 2.3), apresentando as respetivas vantagens e desvantagens. Na secção 2.4 é explicado o processo de *design* dos túneis de vento subsónicos de circuito aberto tendo em consideração as diferentes restrições implicadas. Após esta fase são abordados os métodos de visualização do escoamento (secção

2.5) e de medição dos parâmetros de interesse (secção 2.6). Finalmente é retratado o avanço tecnológico dos computadores e dos métodos de simulação computacional (secção 2.7).

No terceiro capítulo é apresentado o princípio da relatividade (secção 3.1), as principais equações da aerodinâmica e da mecânica dos fluidos aplicadas nos túneis de vento (secção 3.2). Posteriormente são referidos os principais números adimensionais (secção 3.3) a ter em conta e é referida a importância da obtenção da similaridade entre o modelo em estudo e o protótipo real (secção 3.4), concluindo com a análise da camada limite (secção 3.5).

No capítulo 4 é apresentado o raciocínio para o dimensionamento e para o projeto de cada componente do túnel de vento, assim como as etapas de construção dos mesmos. São também apresentados os resultados das medições efetuadas na secção de teste (secção 4.8).

Por fim, no capítulo 5, são apresentadas as conclusões da dissertação e as propostas de possíveis trabalhos futuros (secção 5.1).

2. Túneis de vento

Na área da engenharia, o estudo da aerodinâmica e da mecânica dos fluidos é fundamental. Os estudos são normalmente conjugados com os túneis de vento, estes que têm diversas aplicações, como por exemplo, para a melhoria da performance dos veículos, como arrefecimento do motor e travões, analisar o ruído provocado pelo vento (Barlow et al., 1999), como para outros corpos em estudo (por exemplo perfis de asa). Existem também túneis de vento cujo propósito é o estudo dos efeitos da formação de gelo nas asas dos aviões, simulação de condições ambientais, teste de automóveis através de um piso em movimento e também a visualização do escoamento (Cattafesta et al., 2010). Outro objetivo é, por exemplo, a comparação de resultados com outras medições realizadas em túnel de vento com pouca turbulência.

2.1. Evolução dos túneis de vento

Chanetz (2017) escreveu o artigo “A century of wind tunnels since Eiffel” (traduzido para “Um século de túneis de vento desde *Eiffel*”) onde aborda a importância e a evolução dos túneis de vento desde o final do século XIX e ao longo do século XX, focando-se nos que foram construídos na ONERA - *Office National d'Études et de Recherches Aéropatiales*. Constata que os túneis de vento têm contribuído não só para o desenvolvimento da aviação, mas também noutras áreas da engenharia, como por exemplo, na engenharia automóvel, onde são testados veículos, e na engenharia civil, que estuda a aerodinâmica em edifícios e pontes. No que diz respeito a automóveis e aviões, estes estudos em túneis de vento permitem reduzir o número de acidentes e consequentemente o número de vítimas mortais e perda de equipamentos, comparativamente com os testes realizados antes da existência dos túneis, que necessitavam de pessoas que aceitassem o desafio para testar os equipamentos e se sujeitassem a correr risco de vida.

O mesmo autor afirma que a colocação da ventoinha após a secção de teste foi uma evolução na engenharia dos túneis de vento, uma vez que o escoamento não interfere diretamente com o modelo, melhorando então a qualidade do escoamento. A introdução de um difusor foi outra grande evolução nos túneis de vento, tendo sido patenteada por *Eiffel* em novembro de 1911, sendo que o mesmo construiu o seu primeiro túnel de vento em 1909. *Eiffel* constatou que através de um difusor é possível reduzir a potência requerida para testar os modelos. Baseada no princípio de *Bernoulli* (subsecção 3.2.3), reduzindo a velocidade do escoamento no difusor, a diferença de pressão antes e após o ventilador é menor, comparativamente quando o mesmo estava colocado logo após a secção de teste. Por este motivo, o difusor permite reduzir o gasto

de energia para sugar o ar. A evolução seguinte foi a construção de um túnel de vento de circuito fechado, sendo *Ludwig Prandtl* o pioneiro em 1909, na universidade de *Göttingen* na Alemanha. Constatou-se que com este tipo de túnel de vento há uma melhor eficiência energética e que se consegue manter as condições de teste mais controladas.

Estudos efetuados por *Eiffel* no túnel de vento de circuito aberto e pelo professor *August Föppl* no túnel de vento de circuito fechado demonstraram diferentes resultados obtidos relativamente ao coeficiente de arrasto em torno de esferas, descobrindo-se assim a importância do número de *Reynolds* para diferentes velocidades de escoamento (Chanetz, 2017).

No mesmo artigo é abordada também a importância da similaridade geométrica, cinemática e dinâmica. Para cumprir com estes parâmetros seria impraticável, no início da aviação, construir túneis de vento à escala real devido às dimensões reais de um avião. Consequentemente as experiências são realizadas com recurso a modelos mais pequenos, sendo que para ir de encontro à igualdade do número de Reynolds se pode alterar tanto a densidade do fluido como a sua viscosidade, variando a temperatura ou a pressão do mesmo.

Chanetz (2017) aborda ainda a evolução dos túneis de vento para velocidade de escoamento superior à velocidade do som, ou seja, túneis de vento transónicos, supersónicos e hipersónicos. No entanto, este tipo de túnel não será aprofundado nesta dissertação dado que não é o foco da mesma.

Por fim, o autor refere a importância dos túneis de vento na indústria automóvel, onde em 1914, a *Peugeot* colocou um carro no túnel de vento de *Eiffel* e se constatou que alterando o formato da traseira do carro se conseguia reduzir o arrasto aerodinâmico, o consumo de combustível e, consequentemente, as emissões poluentes. Assim sendo, conclui acerca do futuro dos túneis de vento, que apesar de existir também evolução tecnológica dos computadores e na modelação computacional em CFD, os túneis de vento têm um papel fundamental na validação de modelos teóricos e na compreensão de fenómenos mais complexos, quando existe turbulência, e destaca a evolução na área experimental com o desenvolvimento de fontes de laser (subsecção 2.6.3), que permitem a visualização de escoamentos complexos (Chanetz, 2017).

2.2. Importância dos túneis de vento

Os túneis de vento continuam a ser um dos principais equipamentos utilizados na investigação e no estudo da aerodinâmica e da mecânica dos fluidos, visto que, no geral, a precisão dos dados adquiridos é muito superior à dos dados obtidos em testes reais, quer em modelos em escala reduzida, quer em escala real, uma vez que as condições de teste são muito mais controláveis e repetíveis do que em situações reais, onde pode existir limitações relativas à instrumentação e ruído ambiental que influenciem as medições (Bradshaw & Pankhurst, 1964). Apesar de ser complicado igualar os parâmetros adimensionais mais importantes, que serão abordados mais adiante na secção 3.3, entre o modelo em escala reduzida e o protótipo em escala real, os túneis de vento são fulcrais na área da engenharia, sendo necessário o profissionalismo e perícia dos engenheiros na utilização dos mesmos, de modo a permitir o aprimoramento do *design* dos corpos em estudo. Os túneis de vento são também normalmente os meios mais económicos, mais rápidos e precisos para realizar um estudo e obter os resultados dos parâmetros pretendidos, permitindo poupar dinheiro, mas principalmente salvar vidas (Barlow et al., 1999). Outro aspeto a ter em consideração é o facto de que muitas vezes as técnicas computacionais e/ou teóricas são inadequadas, tanto devido à complexidade do problema como aos recursos computacionais requeridos (Cattafesta et al., 2010).

2.3. Tipos de túneis de vento

Atualmente existem diversos túneis de vento, como os subsónicos ($0 < M < 0,8$), transónicos ($0,8 < M < 1,2$), supersónicos ($1,2 < M < 5,0$) e hipersónicos ($M > 5,0$) (Katz, 2016). M representa o número adimensional de *Mach* (secção 3.3). Para não dispersar entre as inúmeras possibilidades, apenas se abordará os túneis de vento subsónicos.

Segundo Brederode (2014), existem diferentes tipos de túneis de vento subsónicos, tais como de circuito aberto do tipo sucção (Figura 2 (a)), do tipo sopro (*blow-down*) (Figura 2 (b)) e de circuito fechado (Figura 2 (c)). Num túnel de vento de circuito aberto do tipo sucção, geralmente denominados de tipo *Eiffel* dado que o mesmo construiu um túnel com uma secção deste tipo em 1909 (Katz, 2016), o ar é sugado através do sistema propulsor do ambiente (exterior ao túnel) para a contração, direcionando-se para a secção de teste e seguindo para a expansão, sendo, no final, novamente direcionado para o ambiente (Barlow et al., 1999). Por outro lado, num túnel de vento do tipo sopro, como o sistema propulsor está a montante do túnel, o ar é empurrado e forçado a percorrer todo o túnel de vento (Brederode, 2014). Já num túnel de vento de circuito fechado, o ar recircula continuamente no túnel, com pouca ou nenhuma troca com o ar exterior. A seleção do tipo de túnel tem de ter em conta o propósito da sua utilização, sendo necessário ter em consideração que ambos oferecem vantagens e desvantagens (Barlow et al., 1999), sendo estas descritas nas subsecções 2.3.1 e 2.3.2.

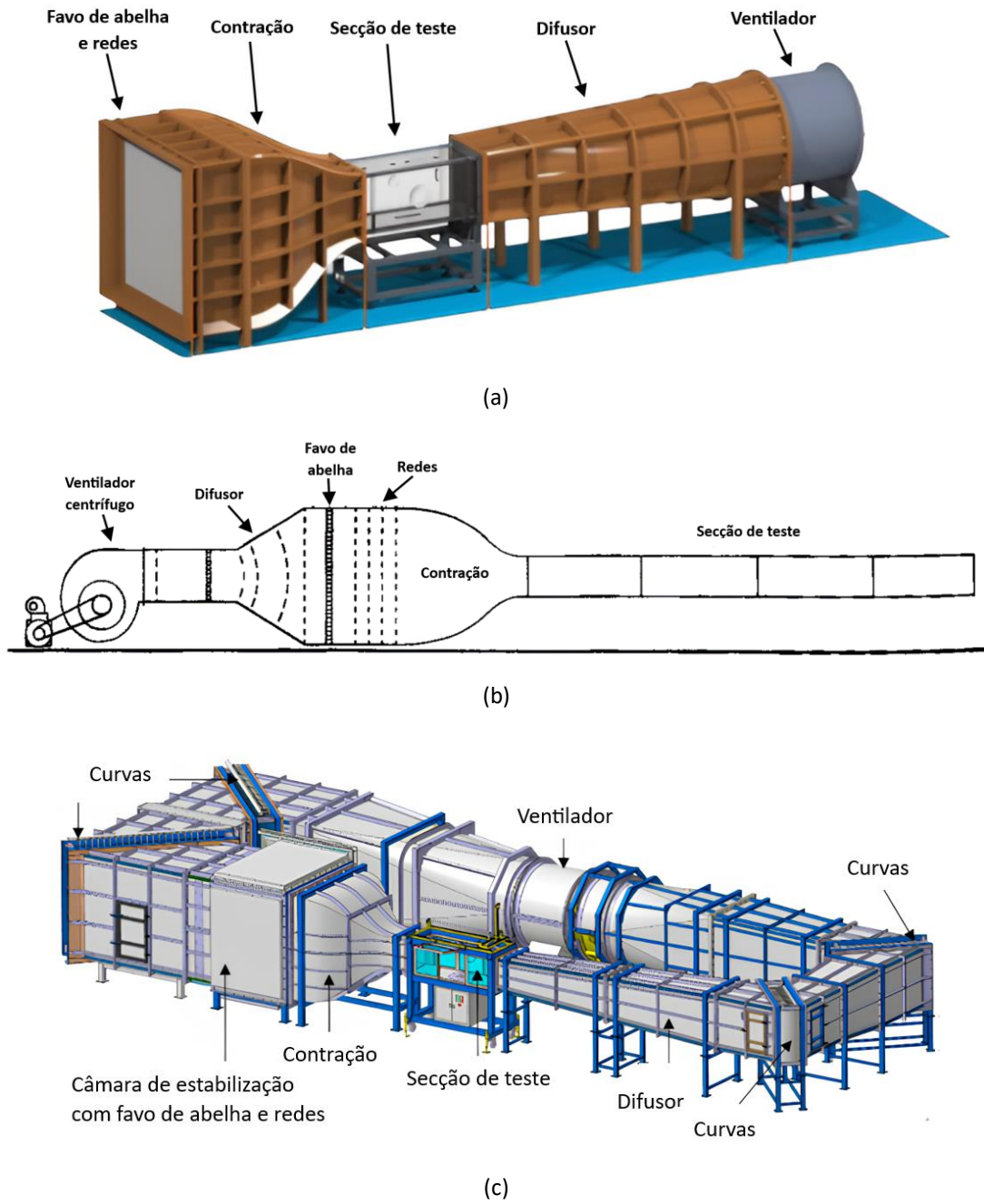


Figura 2 - Tipos de túnel de vento. (a) Circuito aberto do tipo sucção, adaptado de (Sharma et al., 2024). (b) Circuito aberto do tipo sopra, adaptado de (Brederode, 2014). (c) Circuito fechado, adaptado de (Chan et al., 2020).

2.3.1. Túneis de vento de circuito aberto

Este tipo de túnel apresenta vantagens nomeadamente no que diz respeito ao custo inicial de fabrico e ao espaço necessário, que são inferiores em comparação com os túneis de vento de circuito fechado. A purga do fumo utilizado para a visualização do escoamento é mais simples dado que não existe a recirculação de escoamento, ocorrendo sempre uma renovação do mesmo (Cattafesta et al., 2010). Em contrapartida, apresenta desvantagens relativamente ao ruído emitido, que é superior ao dos túneis de vento de circuito fechado, e necessidade de mais energia para operar para uma determinada velocidade de escoamento (Barlow et al., 1999). Outros fatores a ter em conta são as correntes de ar e as obstruções na secção de teste, dado que este tipo de túnel é sensível aos mesmos, uma vez que a pressão estática na secção de teste é, geralmente, inferior à pressão atmosférica (devido à maior velocidade do escoamento). Uma vez que existem perfurações na secção de teste para colocar os equipamentos de medição e/ou corpos para estudo, poderá haver fugas de escoamento (dado que a pressão atmosférica é superior à da secção de teste, esta força o ar a entrar pelos orifícios e pode influenciar os resultados dos testes efetuados, como por exemplo, aumentando o caudal e/ou perturbando o escoamento) (Bradshaw & Pankhurst, 1964).

Barlow et al. (1999) afirmam que os túneis de vento de circuito aberto são preferíveis para escolas e universidades dado o baixo custo inicial e também uma vez que os mesmos são usados para trabalhos de aula e pesquisa, onde não é requerida a sua utilização frequente.

2.3.2. Túneis de vento de circuito fechado

Relativamente aos túneis de vento de circuito fechado, estes são vantajosos em relação aos de circuito aberto porque requerem menos energia para operarem, dado que existe a recirculação do escoamento, o que se traduz em menores custos de operação, podendo ser um aspeto importante no caso de o túnel ser utilizado frequentemente (cerca de 5/6 dias por semana) para realizar experiências, tanto mais quanto maior for o túnel de vento. O escoamento consegue ser bem controlado através de curvas, células em forma de favo de abelha (*honeycomb*) e redes (*screens*) e independente das condições atmosféricas, emitindo também menos ruído quando estão em funcionamento. Contudo, o custo inicial associado à sua construção é superior à dos túneis de vento de circuito aberto, devido às condutas de retorno e às curvas/defletores (Barlow et al., 1999). A recirculação do escoamento tem também aspetos menos positivos se o objetivo principal do túnel for a visualização do escoamento, uma vez que se pode formar uma nuvem de fumo homogénea no túnel, o que é oposto ao pretendido, dado que se pretende uma visualização localizada do escoamento. Visto que o ar recircula constantemente no túnel e as propriedades do mesmo se alteram com a variação da temperatura, é em geral necessário colocar um refrigerador de ar para manter as características do mesmo (Cattafesta et al., 2010).

2.4. Design dos túneis de vento

Para proceder ao fabrico de um túnel de vento é obrigatório passar primeiro pela fase de *design* do mesmo. Este depende de vários aspetos, nomeadamente dos objetivos intrínsecos das experiências a realizar (se é para visualizar o escoamento, medir forças, etc.), orçamento inicial, espaço disponível no laboratório ou divisão onde se pretende operar com o túnel de vento assim como os meios disponíveis para a construção dos diversos componentes. Devido a diversas restrições, este processo é bastante iterativo até chegar a uma solução final (Cattafesta et al., 2010). Assim sendo, nas secções seguintes são referidos o método de *design* e a função dos diferentes componentes de um túnel de vento de circuito aberto.

2.4.1. Contração

O escoamento obtido na secção de teste depende do tamanho e da forma da contração (Cattafesta et al., 2010; Derbunovich et al., 1987), tendo esta como principal função aumentar a velocidade média do escoamento (Mehta & Bradshaw, 1979). A contração pode ser dividida em três secções distintas, tais como a secção de entrada ou câmara de estabilização (*settling chamber*), central e de saída – Figura 3, onde U_C e U_{ST} representam a velocidade do escoamento na contração e na secção de teste, respetivamente. Na secção de entrada estão alojados o favo de abelha e as redes, que são abordados na subsecção 2.4.2, na secção central é reduzida a área transversal da secção, aumentando a velocidade do escoamento, e por fim, a secção de saída que conduz o escoamento de forma uniforme para a secção de teste. O comprimento total da contração corresponde à soma do comprimento das três secções referidas, sendo normalmente o comprimento da secção de entrada igual a metade do diâmetro hidráulico da mesma (Barlow et al., 1999) e o total entre 0,75 e 1,25 vezes o diâmetro inicial da contração (Morel, 1975).

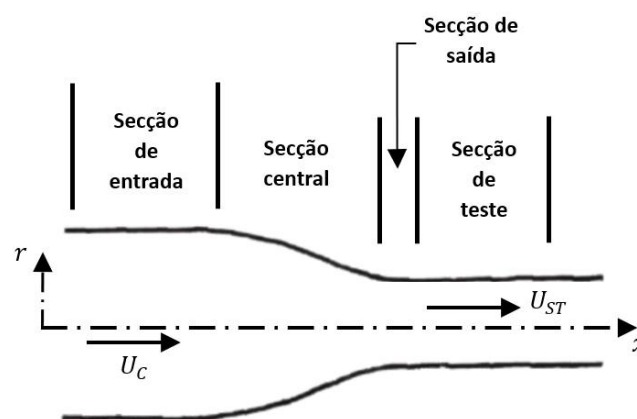


Figura 3 - Diferentes secções da contração, adaptado de (Barlow et al., 1999).

A forma da parede da contração, procura que esta seja curta de forma a minimizar o crescimento da camada limite (secção 3.5) e reduzir as perdas por atrito, o custo e espaço ocupado. No entanto, a contração deve ser longa o suficiente para evitar gradientes de pressão adversos gerados pela curvatura das paredes, prevenindo que ocorra a separação do escoamento (Bradshaw & Pankhurst, 1964; Cattafesta et al., 2010; Morel, 1975).

Outro parâmetro importante é a razão de contração c , sendo esta a relação entre a área de secção de entrada A_e e a área da secção de saída A_s , $c = \frac{A_e}{A_s}$. Mehta & Bradshaw (1979) referem que razões de contração maiores são preferíveis dado que o fator de potência das redes (*screens*) λ - equação (1) (Bradshaw & Pankhurst, 1964) - varia em função da razão de contração em $\frac{1}{c^2}$, logo quanto maior for a razão de contração menor será o fator de potência, ou seja, o túnel requer menos potência para operar para uma determinada velocidade. Contudo razões de contração maiores implicam também custos de construção superiores, eventualmente maior ruído e ainda problemas de separação do escoamento nas paredes, sendo geralmente utilizadas razões de contração entre 6 e 9 (Barlow et al., 1999; Breuer et al., 2022; Mehta & Bradshaw, 1979).

$$\lambda = \frac{H}{\frac{1}{2}\rho U^3 A} \quad (1)$$

Nota: H representa a potência inicial disponível, U a velocidade média do escoamento e A a área da secção de teste.

O processo de *design* da contração é complexo dado que existem, inevitavelmente, gradientes de pressão mais elevados nas paredes em relação à linha central, tornando difícil tanto a escolha da variação de velocidade do escoamento como do formato das paredes. Por esse motivo, para efeitos de projeto, Bradshaw & Pankhurst (1964) assumem que o escoamento e a camada limite se comportam de igual forma tanto em secções octogonais como circulares, sendo que segundo os autores geralmente são utilizadas secções octogonais. Por outro lado, Mehta & Bradshaw (1979) afirmam que, em contrações cuja secção transversal não seja circular, pode haver o risco de ocorrer a separação do escoamento junto dos cantos de uma determinada secção. No entanto, os mesmos referem que numa contração quadrada este efeito pode ser minimizado através da adição de pequenos *fillets* de 45° nos cantos (de maneira a obter um formato aproximado do octogonal (Barlow et al., 1999)), contudo deve ser evitado que a contração termine abruptamente na secção de teste, dado que é desejável um fluxo uniforme e constante na saída da contração, sem que ocorra a separação do escoamento nas paredes.

Segundo Barlow et al. (1999) e Eckert et al. (1976), o coeficiente de perda de carga por fricção na contração K_c pode ser obtido através da equação (2), sendo f_{av} o coeficiente de fricção médio entre a entrada e a saída da contração, L o comprimento da contração e D_{hst} o diâmetro hidráulico da secção de teste (igual à da secção de saída da contração). Geralmente a perda de carga na contração ronda os 3% da perda total do circuito (Barlow et al., 1999). De notar que os valores dos coeficientes de fricção podem ser calculados a partir da equação (10) ou (11).

$$K_c = 0,32 f_{av} \frac{L}{D_{hst}} \quad (2)$$

Mehta & Bradshaw (1979) afirmam que é mais importante o desenho da forma e suavidade da curva e o formato das extremidades do que propriamente as dimensões exatas da contração. Mencionam também que os raios de curvatura da parede devem ser superiores no início da contração e inferiores na extremidade junto da secção de teste, uma vez que o gradiente de pressão é favorável, ou seja, o escoamento tem uma velocidade inferior no início e superior no final. Deste modo o escoamento é acelerado e uniformizado, minimizando a turbulência. Nas extremidades, tanto na entrada como na saída da contração, a área deve ser constante de forma a obter um fluxo de escoamento paralelo (Barlow et al., 1999; Bradshaw & Pankhurst, 1964; Mehta & Bradshaw, 1979).

2.4.2. Rede e favo de abelha

Um dos objetivos a ter em conta no *design* de um túnel de vento é tornar mais simples a visualização do escoamento em torno de um corpo, sendo que para isso deve ser evitada ou minimizada a turbulência na secção de teste, tentando ao máximo atingir um escoamento laminar o mais uniforme possível. Para facilitar esta tarefa são utilizadas redes e células em forma de favo de abelha no interior da contração (Cattafesta et al., 2010), como visível na Figura 4 (a) e (b).

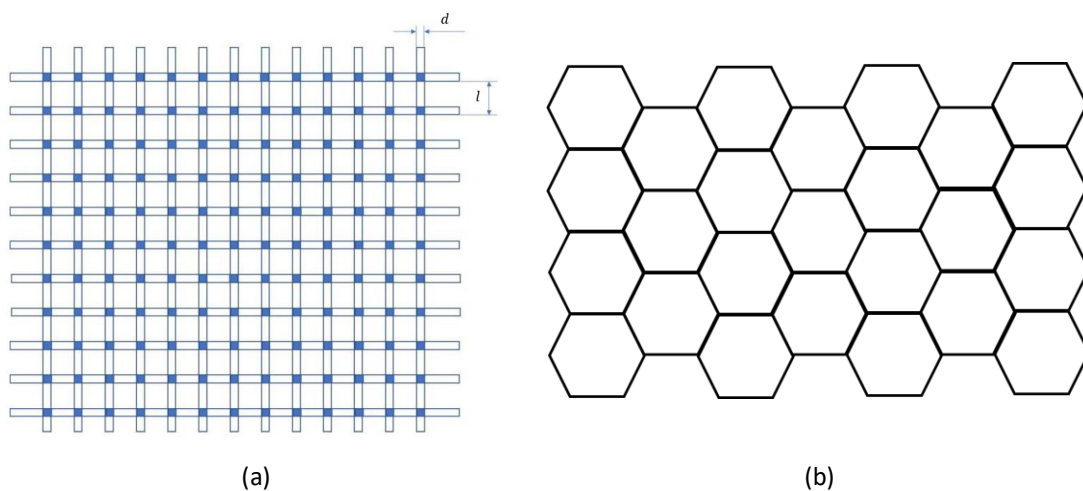


Figura 4 - Componentes para melhorar a qualidade do escoamento. (a) Rede, adaptado de (Mauro et al., 2017). (b) Favo de abelha com secção hexagonal.

Nota: O formato do favo de abelha pode variar, como descrito mais adiante nesta subsecção.

G. K. Batchelor (1953) constatou que com o aumento do coeficiente de resistência das redes K_s , indicado na equação (3) (Loehrke & Nagib, 1972), a intensidade da turbulência do escoamento reduz significativamente com a utilização de redes, tanto para a componente u (longitudinalmente à direção do escoamento) como para a componente v (transversalmente à direção do escoamento). Contudo, para a componente u a redução da intensidade da

turbulência aumenta proporcionalmente com o aumento de K_S , já para a componente v , apesar de também ser reduzida a intensidade da turbulência proporcionalmente com o aumento de K_S , é obtida a redução máxima da turbulência do escoamento para um coeficiente máximo de $K_S \approx 4$.

Associado ao coeficiente de resistência, existe também outro parâmetro essencial denominado de proporção de área aberta β , que representa a razão entre a área aberta total não ocupada pelos fios e a área total da rede – equação (4), assumindo d o diâmetro do fio e l o espaçamento entre os fios. Este deve ser superior a 0,57 uma vez que para valores inferiores o escoamento sofre de instabilidade, podendo resultar em variações na ordem dos 10% da espessura da camada limite (secção 3.5) (Bradshaw & Pankhurst, 1964). No entanto, Barlow et al. (1999) referem que o valor da porosidade da malha deve constar entre 0,50 e 0,80.

Por outro lado, existe também a solidez da malha, que representa a razão de área da rede que é ocupada pelos fios, sendo calculada através da equação (5). Os autores recomendam a utilização de cerca de 4 a 5 redes, de modo a conseguir minimizar bastante o nível de turbulência na secção de teste, sendo que cada um deles deve ter um $K_S = 1,6$, $d \cong 0,38$ mm e $D = 500 \times d$, sendo D o espaçamento entre as redes. Para determinar o valor do coeficiente de perda de carga nas redes sem depender da diferença de pressão entre dois pontos, pode ser utilizada a equação (6) (Barlow et al., 1999; Eckert et al., 1976; Idelchik, 2008).

A seleção da rede deve também ter em conta a designação da malha, que indica o número de fios por polegada, que afeta também a redução da turbulência, sendo que cada designação da malha corresponde a um diâmetro de fio específico (Scheiman, 1981).

$$K_S = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2} \quad (3)$$

$$\beta = \left(1 - \frac{d}{l}\right)^2 \quad (4)$$

$$\sigma = 1 - \beta \quad (5)$$

$$K_S = K_{mesh} \cdot K_{Rn} \cdot \sigma_s + \frac{\sigma_s^2}{\beta_s^2} \quad (6)$$

Onde:

$$\begin{cases} K_{mesh} = 1,0 \rightarrow \text{fio metálico novo} \\ K_{mesh} = 1,3 \rightarrow \text{fio metálico circular} \\ K_{mesh} = 2,1 \rightarrow \text{fio de seda} \end{cases}$$

$$\begin{cases} K_{Rn} = 0,785 \cdot \left(1 - \frac{Re_w}{354}\right) + 1,01, & 0 < Re_w < 400 \\ K_{Rn} = 1,0, & Re_w > 400 \end{cases}$$

Nota: O valor de Re_w pode ser calculado a partir da equação (38), utilizando o diâmetro do fio como D_h .

Relativamente ao favo de abelha, este tem como principal função alinhar o escoamento com o eixo longitudinal do túnel, e como função secundária reduzir a turbulência transversal do escoamento (Cattafesta et al., 2010). Para tal, o seu comprimento deve ser longo o suficiente para assegurar uma redução significativa da turbulência, minimizando o crescimento da camada limite (secção 3.5). Geralmente o rácio entre o comprimento L_h e o diâmetro hidráulico D_h do favo de abelha varia entre cerca de 6 a 8 e o ângulo de incidência do escoamento não deve ser superior a cerca de 10° (Bradshaw & Pankhurst, 1964).

Há vários formatos de favo de abelha, tais como circulares, quadrados e hexagonais, sendo este último o mais utilizado devido à menor perda de carga (Barlow et al., 1999). Para a mesma perda de carga, Lumley (1964) afirma que o favo de abelha é mais eficiente do que as redes no que diz respeito à minimização da intensidade da turbulência. Bradshaw & Pankhurst (1964) afirmam que devido às redes serem menos eficazes na eliminação de vórtices e variações laterais da velocidade média do escoamento, se utiliza o favo de abelha para esse efeito. Valores de coeficientes de perda de carga no favo de abelha K_h foram obtidos experimentalmente para os diferentes tipos de formato anteriormente referidos e para um rácio entre L_h e D_h igual a 6. Para o tipo circular $K_h = 0,30$, quadrado $K_h = 0,22$ e hexagonal $K_h = 0,20$. No caso de se pretender um rácio diferente de 6, pode ser utilizada a equação (7) para se calcular o coeficiente de perda de carga nos favos de abelha. De notar que a razão de área aberta do favo de abelha β_h deve ser próximo de 0,8, resultando em coeficientes de perda de cerca de 0,5 (Barlow et al., 1999; Eckert et al., 1976).

$$K_h = f_h \cdot \left(\frac{L_h}{D_h} + 3 \right) \cdot \left(\frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2 \quad (7)$$

Onde:

$$\begin{cases} f_h = 0,375 \cdot \left(\frac{\epsilon}{D_h} \right)^{0,4} \cdot Re_h^{-0,1}, & Re_h \leq 275 \\ f_h = 0,214 \cdot \left(\frac{\epsilon}{D_h} \right)^{0,4}, & Re_h > 275 \end{cases}$$

Nota: O valor de Re_h pode ser calculado a partir da equação (38), utilizando o diâmetro do fio como D_h .

No caso de se tratar de um túnel de vento subsónico de circuito aberto e cujo objetivo seja um baixo nível de turbulência, em que apenas é utilizado o favo de abelha para a sua redução, é necessário utilizar células com menor diâmetro de modo que esse processo seja mais rápido. Considera-se para este cenário que o fator de resistência é normalmente cerca de 0,5, ou seja, bastante inferior em comparação com o coeficiente das redes (Bradshaw & Pankhurst, 1964). No entanto, apesar de o favo de abelha ser mais eficaz no alinhamento do escoamento, este não é tão eficiente na suavização das não uniformidades na velocidade do mesmo como as redes (Barlow et al., 1999). De notar que devido às forças exercidas nos testes realizados, as paredes dos favos de abelha devem ser rígidas o suficiente, de maneira a não deformarem significativamente (Cattafesta et al., 2010).

2.4.3. Secção de teste

Segundo Katz (2016), existem dois tipos de secções de teste, as abertas e as fechadas.

A secção aberta oferece as vantagens de ser possível testar corpos de maiores dimensões, dado não existir o efeito das paredes no escoamento (que provoca o aumento da velocidade do escoamento junto do modelo (Tropea et al., 2007)), de ser mais fácil aceder ao modelo em estudo e de a pressão estática do escoamento variar menos do que numa secção fechada, resultando em medições de forças de arrasto mais credíveis (Katz, 2016). Por outro lado, tem também desvantagens, relativamente ao comprimento do modelo utilizado, uma vez que o escoamento proveniente da contração se mistura com o ar presente no *plenum* (câmara que envolve a secção de teste), e como este se encontra em repouso existe um aumento da turbulência. Devido à turbulência gerada existem mais perdas, logo é necessária mais energia para realizar a experiência, comparativamente com uma secção de teste fechada. Por fim este tipo de secção de teste é mais ruidoso do que a secção fechada e para túneis climáticos é necessário colocar painéis de grande dimensão de maneira a garantir o isolamento da câmara da secção de teste (Tropea et al., 2007).

Relativamente à secção de teste fechada, também é conveniente que sejam desenhadas de maneira a facilitar o acesso ao modelo em estudo, assim como aos instrumentos de medição utilizados (Cattafesta et al., 2010). Este tipo de secção apresenta vantagens no que diz respeito ao comprimento útil para testar os modelos, que é superior à da secção de teste aberta (Tropea et al., 2007). O crescimento da camada limite ao longo da secção de teste, em particular da sua espessura de deslocamento, faz diminuir a área com escoamento uniforme, como esquematizado na Figura 5 (a). Este problema pode ser contornado através do aumento contínuo da área da secção de teste na direção do escoamento (Barlow et al., 1999; Tropea et al., 2007), como representado na Figura 5 (b). Este método corrige o crescimento da espessura de deslocamento da camada limite na secção de teste livre. A obstrução causada pelos corpos em estudo não é corrigida por este método. É recomendado para primeira aproximação um ângulo de divergência de $0,5^\circ$ nas paredes (Barlow et al., 1999).

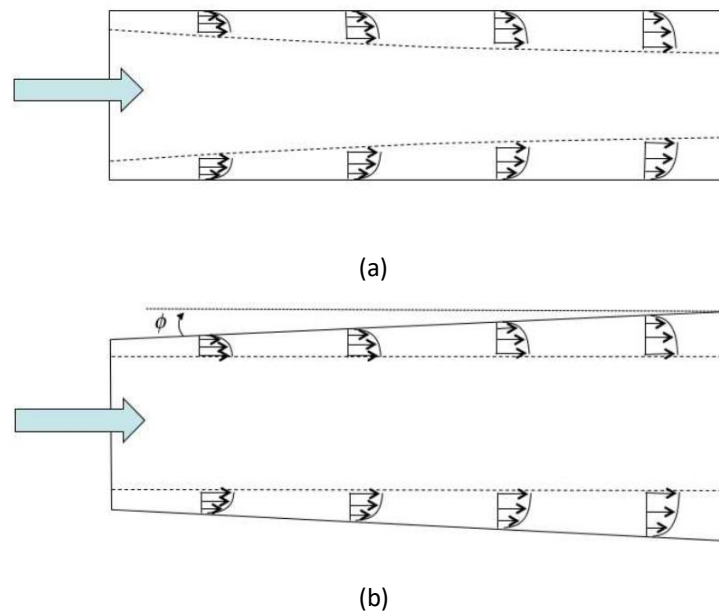


Figura 5 - Aumento da espessura da camada limite nas paredes da secção de teste, extraído de (Dommelen, 2013). (a) Área da secção de teste constante. (b) Aumento contínuo da área da secção de teste.

Como se pode verificar na Figura 6, a presença do corpo em conjunto com as paredes da secção de teste faz com que a velocidade do escoamento aumente entre os dois, alterando assim as forças de sustentação e arrasto (Katz, 2016) para valores mais distantes da realidade.

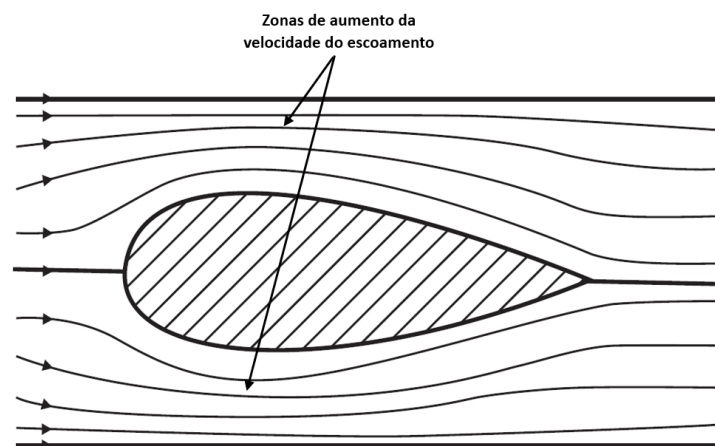


Figura 6 - Escoamento em torno de um corpo, adaptado de (Katz, 2016).

Katz (2016) refere ainda que numa secção de teste fechada a sensibilidade ao efeito de obstrução ϕ é outra desvantagem, sendo que este fator representa a razão entre a secção de área frontal do modelo A_f e a secção de área da secção de teste A_{ST} , como apresentado na equação (8). Segundo Tropea et al. (2007), quanto menor for o valor do fator de obstrução (de

modo a reduzir o efeito das paredes, aumentando a velocidade entre o modelo e as paredes, como referido anteriormente) mais próximo se está de se obter a semelhança cinemática do escoamento, uma vez que numa situação real fora de um túnel de vento não existe fator de obstrução. No entanto é preciso ter em conta que quanto menor for este fator, maior é a secção de teste, aumentando os custos de construção e energéticos; ou menor é o modelo, contudo quanto mais pequeno este for menos detalhe se consegue reproduzir. É recomendado um fator de obstrução inferior a 10% baseado na área frontal do modelo (Barlow et al., 1999; Cattafesta et al., 2010; Katz, 2016).

$$\varphi = \frac{A_f}{A_{ST}} \quad (8)$$

Uma vez que a área da secção de teste tem uma variação muito pequena, as perdas podem ser semelhantes a uma secção de área constante, que para escoamento totalmente desenvolvido é dada pela equação (9), onde f pode ser calculado através da equação de *Colebrook*, apresentada na equação (10) e, por conseguinte, Re pela equação (38). Por outro lado, Frank M. White (2011) refere que devido à equação de *Colebrook* ser implícita, ou seja, contém o termo f dos dois lados da equação, se pode utilizar a equação de *Halaand* (11), que apenas apresenta um desvio de 2% em relação à de *Colebrook*. O coeficiente de perda de carga numa secção de teste K_{ST} pode ser determinado a partir da equação (12).

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{L}{D_h} \frac{\bar{U}^2}{2} \quad (9)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10}(Re\sqrt{f}) - 0,8$$

ou

$$f = [2 \log_{10}(Re\sqrt{f}) - 0,8]^{-2} \quad (10)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{\epsilon/d}{3,7} \right)^{1,11} \right]$$

ou

$$f = \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{\epsilon/d}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2} \quad (11)$$

$$K_{ST} = f \frac{L}{D_h} \quad (12)$$

Ao longo dos anos foram usados inúmeros formatos para a secção de teste, desde circular, quadrado, retangular, hexagonal e octogonal, tendo-se constatado que o custo e a potência energética necessária depende diretamente da área e do comprimento da secção, e não

propriamente do formato da secção de teste, podendo este ser seleccionado consoante o que se pretenda testar. Relativamente ao comprimento total da secção de teste é recomendado um comprimento de, no mínimo, duas vezes o seu diâmetro hidráulico. A potência e também o consumo de energia aumentam com o cubo da velocidade, como apresentado na equação (13), portanto restrições como o consumo de energia ou o espaço disponível podem limitar a área da secção de teste. Por sua vez o tamanho do modelo poderá ser limitado devido ao fator de obstrução, tal como abordado anteriormente (Barlow et al., 1999).

$$\dot{W} \propto \rho U^3 A_{ST} \quad (13)$$

2.4.4. Difusor (Expansão)

Tal como abordado na secção 2.1, a introdução do difusor nos túneis de vento foi uma grande evolução dado que permite reduzir a potência requerida para testar os modelos, uma vez que, devido à conservação de massa (subsecção 3.2.1), a velocidade do escoamento diminui proporcionalmente ao aumento da secção, e conseqüentemente, conforme a equação de Bernoulli (subsecção 3.2.3), a pressão aumenta, reduzindo a diferença de pressão antes e depois do ventilador (Chanetz, 2017).

Cattafesta et al. (2010) reafirma estes princípios notando que o difusor de um túnel de vento deve ser desenhado de forma a aumentar a pressão estática do escoamento, reduzindo, conseqüentemente, a velocidade do mesmo e a potência necessária para operar. No *design* deste componente é preciso ter em conta o escoamento que sai da secção de teste, que é influenciado tanto pela razão de obstrução como pela orientação do corpo em estudo. Mehta & Bradshaw (1979) afirmam que a área do difusor deve aumentar gradualmente ao longo da direção do escoamento e o ângulo de expansão deve ser inferior a 5°, de maneira a ter um escoamento uniforme e a prevenir que ocorra a separação do mesmo das paredes do difusor, ou no máximo 10° no caso de se pretender uma maior recuperação de pressão, mas correndo maior risco de separação do escoamento. Barlow et al. (1999) constataram que para se reduzir a probabilidade de ocorrer a separação do escoamento das paredes do difusor, o ângulo das paredes deve aumentar muito suavemente ao longo do seu comprimento, não devendo exceder 3°. Dado que normalmente são utilizadas secções retangulares, o ângulo equivalente θ_e pode ser calculado a partir da equação (14), onde R_1 e R_2 representam metade do diâmetro hidráulico da secção de entrada e de saída do difusor, respetivamente, L o comprimento do difusor, A_R a razão entre a área da secção de saída e a de entrada (A_2/A_1) e D_1 o diâmetro hidráulico da secção de entrada do difusor, como visível na Figura 7.

$$\theta_e = \tan^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1}{L} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{2} \frac{\sqrt{A_R} - 1}{\frac{L}{D_1}} \right) \quad (14)$$

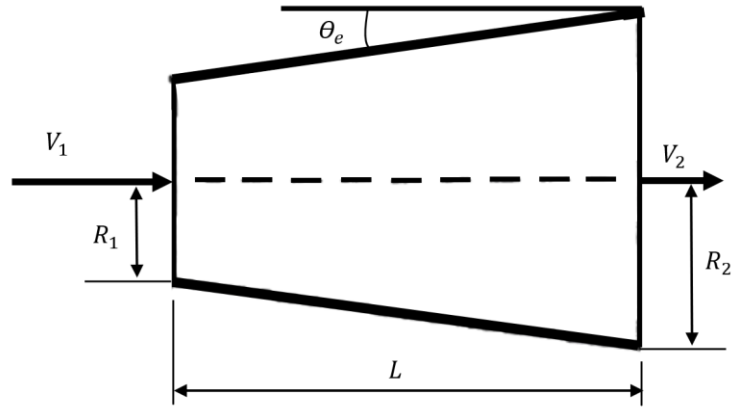


Figura 7 - Geometria de um difusor, adaptado de (Barlow et al., 1999)

Os mesmos autores afirmam que A_R deve constar próximo de um rácio de 3:1, sendo o limite máximo de 5:1 ou 6:1 e não recomendam a utilização difusores muito longos, pois ocorre o risco de separação do escoamento. Para se uniformizar a velocidade do escoamento podem ser utilizadas redes, assim como utilizado também na câmara de estabilização da contração.

No difusor também existem perdas, como o coeficiente de fricção entre o escoamento e as paredes K_f - equação (15) - e o coeficiente de expansão K_{ex} - equação (16). A soma destes dois coeficientes resulta num coeficiente de perda total do difusor K_D , como apresentado na equação (17) (Barlow et al., 1999).

$$K_f = \left(1 - \frac{1}{A_R^2}\right) \frac{f}{8 \sin \theta} \quad (15)$$

$$K_{ex} = K_e(\theta) \left(\frac{A_R - 1}{A_R}\right)^2 \quad (16)$$

$$K_D = K_f + K_{ex} \quad (17)$$

Dependendo do formato da secção do difusor, o fator $K_e(\theta)$ pode ser calculado de diferentes formas. No caso de a secção ser circular, através da equação (18), ou no caso de ser quadrada, através da equação (19) - (Barlow et al., 1999).

$$K_{e_{circular}}(\theta) = \begin{cases} 0,1033 - 0,02389 \theta, & 0^\circ \leq \theta \leq 1,5^\circ \\ 0,1709 - 0,117 \theta + 0,0326 \theta^2 + 0,001078 \theta^3 - 0,0009076 \theta^4 \\ \quad - 0,00001331 \theta^5 + 0,00001345 \theta^6, & 1,5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ - 0,09661 + 0,04672 \theta, & \theta > 5^\circ \end{cases} \quad (18)$$

$$K_{eQuadrada}(\theta) = \begin{cases} 0,09623 - 0,004152 \theta, & 0^\circ \leq \theta \leq 1,5^\circ \\ 0,1222 - 0,0459 \theta + 0,02203 \theta^2 - 0,003269 \theta^3 \\ \quad - 0,0006145 \theta^4 + 0,00028 \theta^5 \\ \quad - 0,00002337 \theta^6, & 1,5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ - 0,1322 + 0,05866 \theta & \theta > 5^\circ \end{cases} \quad (19)$$

Nota: Nestas equações, θ deve ser inserido em graus ($^\circ$).

2.4.5. Sistema propulsor (*drive system*)

Como referido na secção 2.3, um túnel de vento de circuito aberto pode ser do tipo sopro ou do tipo sucção, no caso de se colocar o sistema propulsor antes ou após a secção de teste, respetivamente.

O sistema propulsor tem como principal função fazer deslocar o ar ao longo do túnel de vento, sendo que o mesmo pode ser um ventilador centrífugo (ou para grandes diferenças de pressão, um compressor) ou um ventilador axial, tal como apresentado na Figura 8 (a) e (b), respetivamente (Cattafesta et al., 2010).

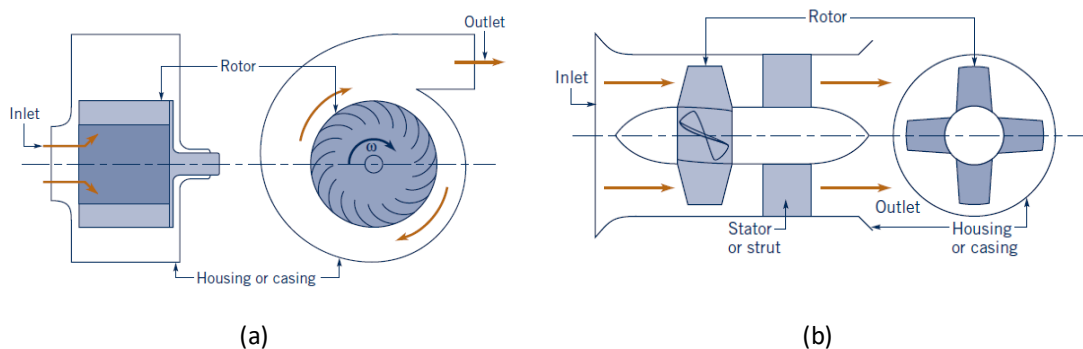


Figura 8 - Tipos de sistema propulsor. (a) Ventilador centrífugo, extraído de (Munson et al., 2013).
(b) Ventilador axial, extraído de (Munson et al., 2013).

Um túnel de vento de circuito aberto do tipo sucção cujo sistema propulsor seja um ventilador axial, oferece vantagens relativamente à uniformidade do escoamento na secção de teste, dado que o ar é aspirado da atmosfera em repouso (Brederode, 2014; Mehta & Bradshaw, 1979). Uma desvantagem dos túneis do tipo sucção é que a pressão ao longo do mesmo é sempre inferior à atmosférica, logo, qualquer zona que não esteja devidamente selada pode levar a que o ar à pressão atmosférica do exterior do túnel entre pelas fissuras e perturbe o escoamento (Brederode, 2014).

Por outro lado, Brederode (2014) afirma que os túneis de vento de circuito aberto do tipo sopro têm a vantagem de que a pressão na secção de teste é superior à pressão atmosférica, logo, no caso de, tal como referido para os túneis de vento do tipo sucção, existir uma zona que não esteja estanque, o escoamento do interior do túnel irá sair pelas fissuras para o exterior do mesmo, dado que tem maior pressão. Isto oferece a vantagem de o escoamento não ser obstruído na presença de fugas. Outro aspeto positivo deste tipo de túnel é que não é

necessário ter nenhum componente após a secção de teste pois a estabilização do ar é feita após o ventilador e antes da secção de teste – Figura 2 (b). Contudo, este tipo de túnel apresenta desvantagens relacionadas com a não uniformidade do escoamento na secção de teste.

Cattafesta et al. (2010) afirmam que um compressor é capaz de fornecer maior pressão no escoamento por um custo reduzido e que são maioritariamente utilizados em túneis de vento de alta velocidade, onde é pretendida alta pressão de estagnação. Constatam também que os compressores não conseguem fornecer um caudal de forma contínua, limitando assim o tempo de uso do túnel a apenas poucos minutos. Em contrapartida os ventiladores axiais permitem o fornecimento contínuo de escoamento, no entanto, para caudais volúmicos elevados o custo de operação aumenta muito. Sendo assim, os ventiladores axiais são preferíveis para túneis de vento de baixa velocidade.

2.5. Visualização do escoamento

A visualização do escoamento num túnel de vento não é algo recente, visto que Étienne-Jules Marey, no ano de 1899, em França, contruiu uma máquina de fumo que permitiu a realização das primeiras visualizações do escoamento de fluidos (Chanetz, 2017).

Atualmente existem diversas técnicas que permitem a visualização do escoamento em torno de objetos num túnel de vento. Barlow et al. (1999) afirmam que o método mais comum e simples é a colagem de fios sobre a superfície do corpo em estudo – Figura 9 (a) – e analisar o comportamento dos fios com a passagem do escoamento, sendo que estes devem ser leves e flexíveis, permitindo a sua moldação ao escoamento. No caso de os fios se manterem paralelos e estáveis relativamente à superfície do corpo indicam que a camada limite é laminar e se se mantiverem paralelos, mas oscilarem, indicam camada limite turbulenta. Porém, o que geralmente se procura são situações em que os fios perdem a direção do escoamento, indicando a separação do mesmo (Newey, 2017).

Outra forma bastante utilizada para a visualização do escoamento é a utilização de uma máquina de fumo e de tubos estreitos para o libertar, de modo a se obter linhas de corrente (Hucho, 1987), como visível na Figura 9 (b). Katz (2016) afirma que esta técnica é muito apreciada para a fotografia, contudo é limitada a escoamentos de baixa velocidade e maioritariamente laminares. Outra maneira muito parecida e também para escoamento de baixa velocidade é a utilização de bolhas de sabão cheias com hélio, que através de uma fonte de iluminação é possível visualizar o escoamento (Barlow et al., 1999; Hucho, 1987; Katz, 2016).

Outro modo de visualização, já utilizado desde 1980, é a partir de PIV (*particle image velocimetry*), que consiste no posicionamento de um laser a 90° do escoamento e através de uma ou várias câmaras é possível captar com pormenor a distribuição da velocidade em qualquer plano do escoamento, como apresentado na Figura 14, tendo a capacidade de analisar o escoamento numericamente através dos dados de velocidade captados e de validar códigos de CFD (Adrian, 1991, 2005; Çengel & Cimbala, 2006). Este método é referido com mais detalhe na subsecção 2.6.3.

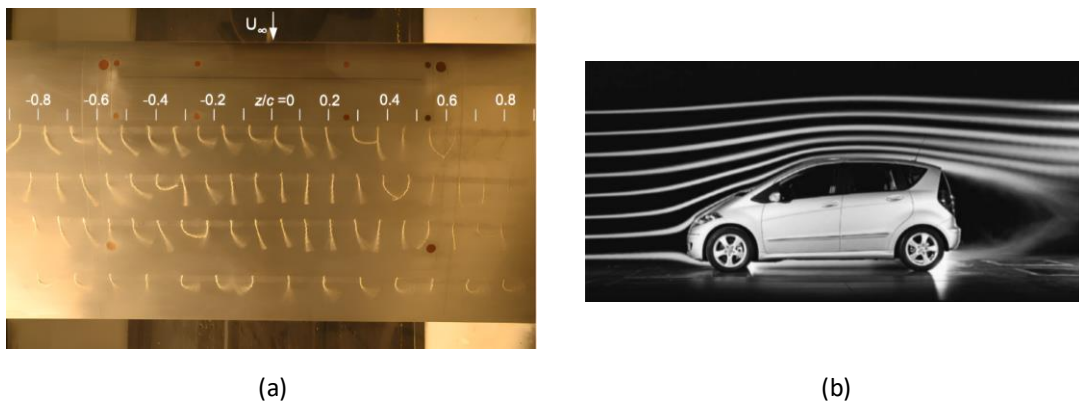


Figura 9 - Técnicas de visualização de escoamento. (a) Colagem de fios numa asa, extraído de (Feero et al., 2017). (b) Utilização de fumo, extraído de (Schuetz, 2015).

2.6. Medição de parâmetros (velocidade e pressão)

Atualmente existem vários equipamentos e técnicas para medir a velocidade e pressão do escoamento, nomeadamente através do tubo de *Pitot* simples em conjunto com uma tomada de pressão colocada na parede do túnel de vento, tubo de *Pitot* estático, anemómetros de fio quente, *laser doppler velocimetry* (LDV) e *particle image velocimetry* (PIV) (Cattafesta et al., 2010). Munson et al. (2013) refere que estes parâmetros (velocidade e pressão) são importantes para caracterizar o escoamento de um fluido. A medição de forças no corpo em estudo não é o foco deste trabalho, uma vez que é um tema muito abrangente, não sendo, por isso, abordado nesta dissertação. Informações detalhadas relativamente a balanças de túneis de vento e a medição de forças e momentos em corpos estão presentes em Hufnagel (2022).

2.6.1. Tubo de *Pitot* simples e estático

Um dos métodos de medição da pressão é através da utilização de um tubo de *Pitot* simples, como visível na Figura 10 (a). O tubo de *Pitot* está inserido paralelamente no escoamento, de maneira que a extremidade aberta fique num plano perpendicular com o mesmo, no ponto A. No outro extremo, representado com a letra B, está presente uma tomada com um manómetro. Após os primeiros milissegundos da inserção do tubo de *Pitot* no escoamento, o ar entra pela extremidade aberta do mesmo, preenchendo-o na totalidade. Uma vez que o circuito está fechado no ponto B, o ar não tem escapatória e por esse motivo irá estagnar, reduzindo a sua velocidade a zero em todo o interior do tubo, incluindo na extremidade aberta no ponto A. Consequentemente o escoamento que incide diretamente no ponto A irá abrandar, e dado que a velocidade neste ponto é nula, a velocidade do escoamento no ponto A também será zero. Sendo nula a velocidade do escoamento neste ponto, o mesmo é designado por ponto de estagnação do escoamento. Devido a não existir fluxo do escoamento dentro do tubo de *Pitot*, a pressão p_0 exercida pelo escoamento no ponto A é também exercida por todo o interior do tubo, pelo que a pressão medida pelo manómetro no ponto B será também p_0 (Anderson, 2017). Uma vez que o tubo de *Pitot* simples mede apenas a pressão total ou de estagnação, para determinar a velocidade do escoamento é necessário medir também a pressão estática do

mesmo a partir de uma tomada de pressão num ponto ao longo da parede da secção de teste ou então na superfície do corpo, como demonstrado na Figura 10 (b), desde que o escoamento ocorra paralelamente à superfície e que não incida diretamente nos orifícios (Milliken et al., 1995). Assim sendo, após determinadas as pressões total (p_0) e estática (p_1), a partir da equação de *Bernoulli* (subsecção 3.2.3), é possível calcular a pressão dinâmica q e consequentemente a velocidade do escoamento U , como apresentado nas equações (20) e (21), respetivamente (Anderson, 2017).

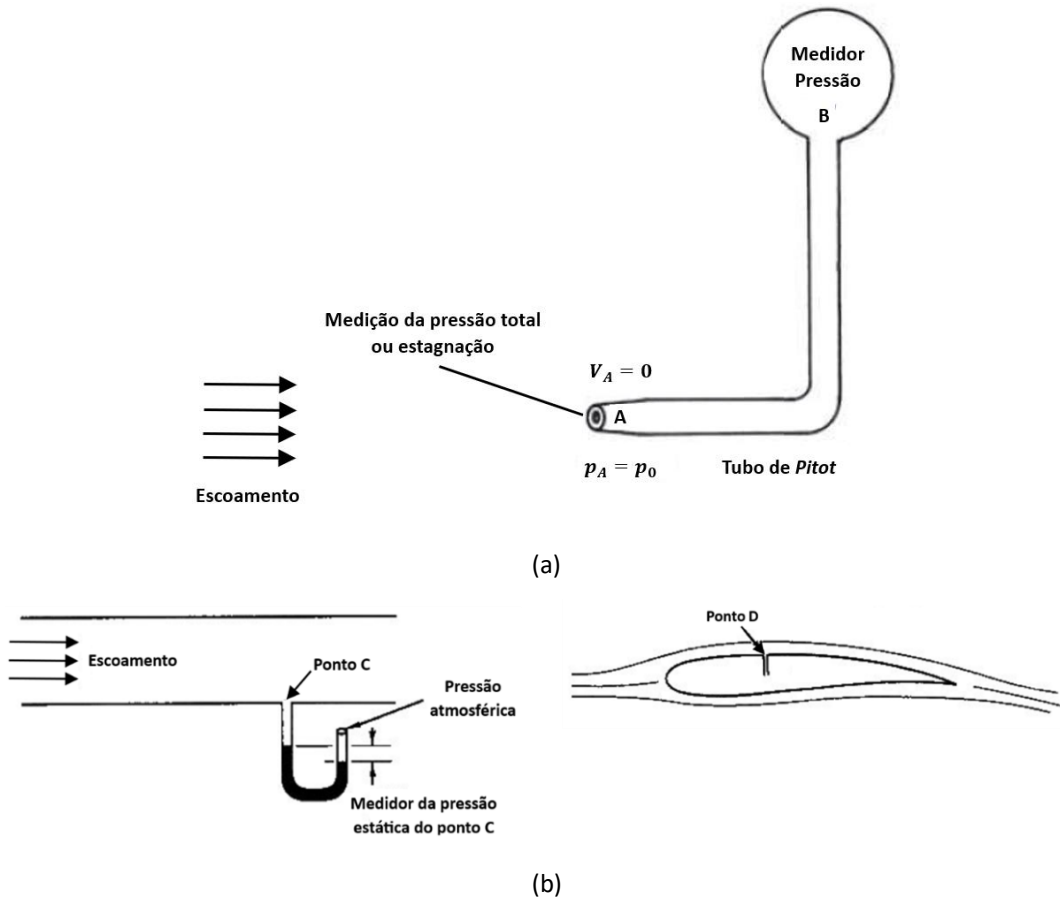


Figura 10 - Medição de pressão. (a) Tubo de *Pitot* simples, adaptada de (Anderson, 2017). (b) Pressão estática na superfície, adaptada de (Milliken et al., 1995).

$$q = \frac{1}{2} \rho U^2 = p_0 - p_1 \quad (20)$$

$$U = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_0 - p_1)}{\rho}} \quad (21)$$

Outra forma de medição da pressão total e estática é através da utilização de um tubo de *Pitot* estático, cujo método para determinar a pressão total ou de estagnação é igual ao anteriormente referido, contudo este possui furos de pequeno diâmetro à sua volta, como

representado na Figura 11, que permitem a medição da pressão estática, sendo que esta deve ser igual à pressão do escoamento não perturbado (Katz, 2016). Estes furos encontram-se ligeiramente distanciados da extremidade aberta do tubo de maneira que o escoamento seja o mais paralelo possível nessa zona, de modo que o escoamento não incida diretamente nos mesmos (Milliken et al., 1995). Tal como no método anterior, após determinadas as pressões total e estática, a partir da equação de *Bernoulli* (subsecção 3.2.3) é possível determinar a pressão dinâmica, e por sua vez, também a velocidade do escoamento (Anderson, 2017).

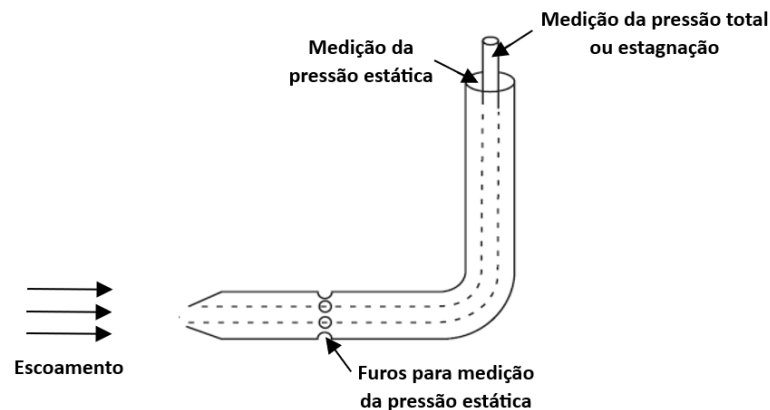


Figura 11 - Tubo de *Pitot* estático, adaptado de (Katz, 2016)

2.6.2. Anemômetros de fio quente

Segundo Hucho (1987), existem dois métodos para determinar a velocidade do escoamento a partir de anemômetros de fio quente. Num método mantém-se constante a tensão (CVA – *Constant Voltage Anemometer*) ou a corrente (CCA – *Constant Current Anemometer*) do fio e no outro a temperatura do fio (CTA – *Constant Temperature Anemometer*).

Os métodos CVA e CCA são idênticos, apenas variando no parâmetro de medição. Para este tipo de anemômetros, o fio está a uma determinada temperatura e a tensão/corrente é mantida constante. Com a passagem do escoamento, a temperatura do fio diminui, alterando assim a sua resistência. Com esta variação de resistência, é possível determinar a velocidade do escoamento no ponto de medição. O parâmetro que distingue estes dois métodos é que para o CVA a medição da velocidade tem em conta a variação da corrente, enquanto o CCA se rege pela variação da tensão ($R = V/I$) (Hucho, 1987).

Çengel & Cimbala (2006) referem que o método CTA é mais comum e consiste em manter constante a temperatura do fio (em cerca de 200 °C). À medida que o escoamento passa pelo mesmo e de maneira a manter constante a temperatura, é necessário variar a tensão/corrente elétrica. Esta variação permite determinar a velocidade do escoamento, sendo que quanto maior for a velocidade mais tensão é requerida para manter a temperatura constante.

Na Figura 12 (a), (b) e (c) estão apresentados três tipos de anemômetros de fio quente, sendo que podem ser utilizados para medir diferentes componentes da velocidade do escoamento simultaneamente, tanto numa, duas e três dimensões, respetivamente. Na seleção do tipo de

anemómetro a utilizar deve-se ter em consideração o nível de contaminação do fluido, a quantidade de componentes de velocidade a serem medidas, a zona de medição e a resolução pretendida. De notar que estes equipamentos são compostos por sensores (fios) com dimensões muito pequenas (cerca de 0,005 mm) que permitem a medição sem a perturbação significativa do escoamento, contudo podem partir-se facilmente, especialmente se a velocidade do escoamento for muito elevada (Barlow et al., 1999; Çengel & Cimbala, 2006; Hucho, 1987).

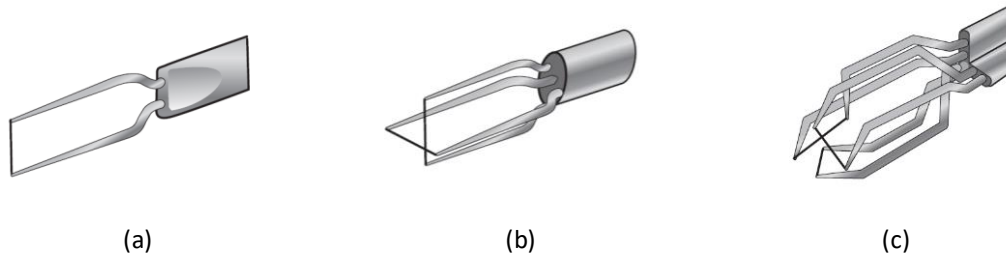
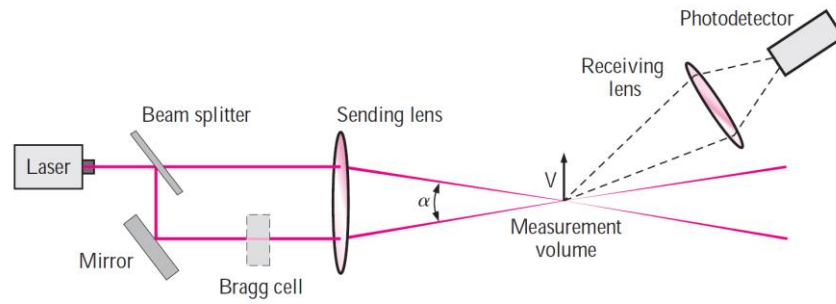


Figura 12 - Anemómetros de fio quente. (a) Um sensor. (b) Dois sensores. (c) Três sensores.

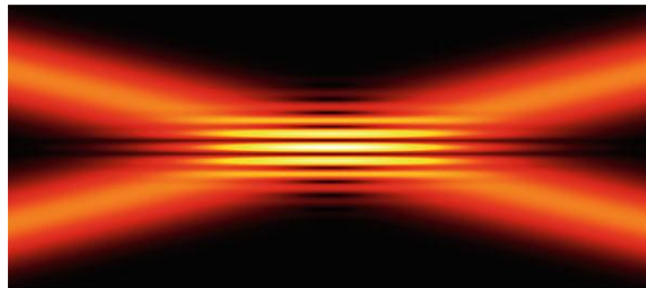
2.6.3. LDV e PIV

A técnica de medição por *Laser Doppler Velocimetry* (LDV) surgiu na década de 1970 e representou uma grande evolução para a análise e medição dos campos de velocidade do escoamento nos túneis de vento, permitindo determinar a velocidade num determinado ponto do mesmo. Esta técnica consiste na divisão de um feixe de laser em dois feixes, de modo que estes se cruzem num ponto, criando assim uma zona de medição, como representado na Figura 13 (a) e (b). Com a passagem das partículas – Figura 13 (c) – o recetor lê a frequência da luz dispersada, possibilitando o cálculo da velocidade do escoamento no ponto de cruzamento dos feixes de luz (Chanetz et al., 2020).

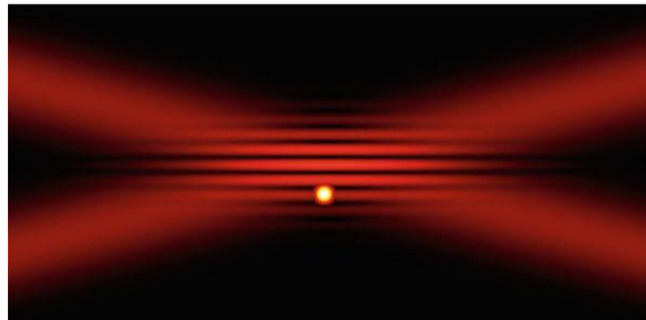
Tal como abordado no final da secção 2.5, a técnica de medição por PIV – Figura 14 (a) – consiste na captação de imagens de partículas (sólidas ou líquidas) introduzidas no escoamento, analisando o seu deslocamento ao longo do tempo. A partir da análise de *frames* consecutivos é possível calcular a velocidade do escoamento. Com o avanço tecnológico e desenvolvimento dos computadores e das câmaras, esta técnica de medição avançou e melhorou significativamente, aumentando assim a resolução espacial, sendo possível obter com mais detalhe a distribuição do campo de velocidades – Figura 14 (b) – do escoamento, incluindo até escoamentos turbulentos, contudo este método é muito dispendioso (Adrian, 2005; Çengel & Cimbala, 2006).



(a)



(b)



(c)

Figura 13 - LDV. (a) Princípio de funcionamento, extraído de (Çengel & Cimbala, 2006). (b) Exemplo de um padrão de feixes de luz, extraído de (Chanetz et al., 2020). (c) Partícula que atravessa o padrão de feixes de luz, dispersando-a, extraído de (Chanetz et al., 2020).

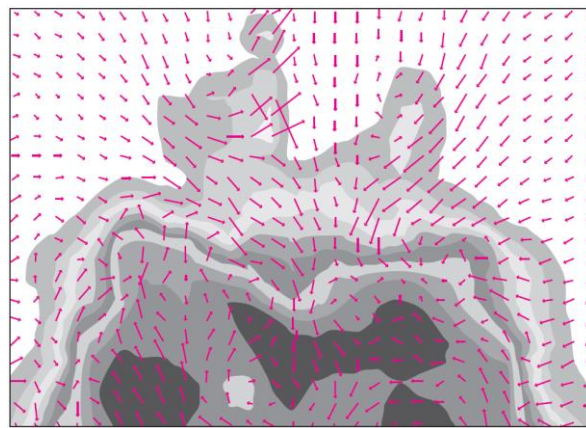
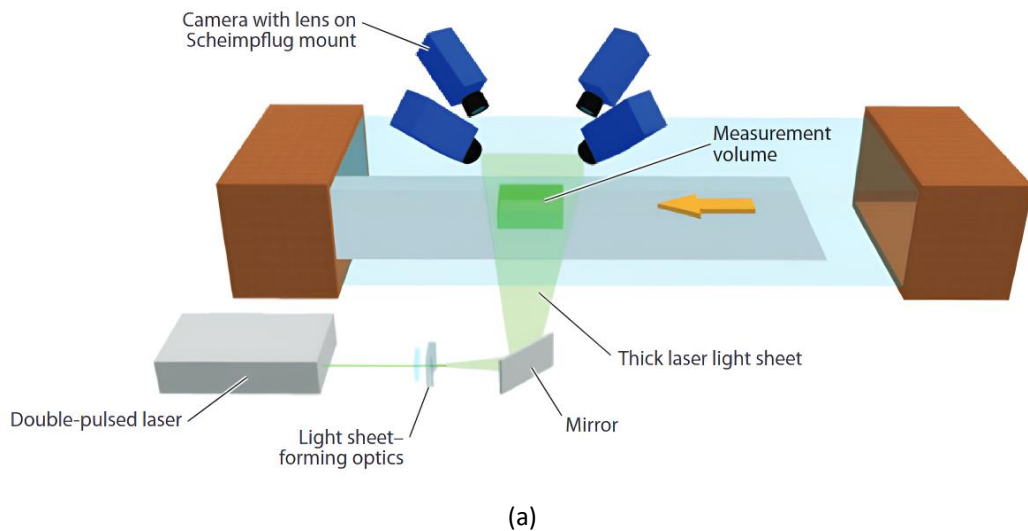


Figura 14 - PIV. (a) Princípio de funcionamento, extraído de (Westerweel et al., 2013). (b) Exemplo de um campo de velocidades medido, extraído de (Çengel & Cimbala, 2006).

Num estudo relacionado com velocimetria de laser pulsada (PLV), realizado por Adrian & Yao (1985), demonstrou que a dimensão ótima das partículas introduzidas no escoamento é um pouco subjetiva, uma vez que se pretendem partículas de maiores dimensões dado que são mais facilmente captadas pelas câmaras, no entanto, as de menor dimensão permitem uma melhor precisão na medição da velocidade. Com este estudo constataram que as partículas são detetáveis para diâmetros entre 0,5 e 10 μm e que para escoamentos cujo fluido é ar (como no caso dos túneis de vento abordados) uma boa escolha é o diâmetro da partícula entre 4 e 5 μm .

Outro estudo relacionado com estes métodos foi realizado por Lopes et al. (2024), com o objetivo de investigar o fluxo de ar em torno de contentores para o transporte de matérias perigosas, comparando resultados obtidos em túneis de vento e em simulações computacionais. Para este ensaio foi utilizado um modelo à escala de 1:50, cumprindo os requisitos da similaridade (secção 3.4). Foram utilizados ambos os métodos (LDV e PIV), tendo-se verificado resultados semelhantes na medição de velocidade de escoamento tanto entre cada método como na medição real. Por fim, concluíram que os modelos em CFD necessitam

de ser melhorados de modo a conseguir prever com mais rigor o fluxo de ar. Posto isto, os dados adquiridos no túnel de vento podem ser utilizados de forma a melhorar e validar os modelos computacionais.

2.7. Importância do avanço tecnológico dos computadores e do CFD

Apesar da melhoria significativa da capacidade computacional, esta ainda não está perto de substituir as experiências realizadas em túneis de vento, existindo a necessidade de dados obtidos experimentalmente em projetos de investigação e desenvolvimento de estudos. Posto isto, não existem previsões credíveis para a substituição total dos túneis de vento por estudos realizados apenas em simulação computacional, uma vez que a turbulência é um parâmetro muito complexo de ser reproduzido em CFD dado que é necessária uma malha de cálculo muito grande. Sendo assim, os túneis de vento são uma ferramenta essencial nos estudos e na investigação na área da aerodinâmica (Barlow et al., 1999).

O avanço tecnológico e o aumento da capacidade dos equipamentos de computação possibilitaram a comparação direta entre os resultados das simulações realizadas em CFD com os das experiências reais em túneis de vento, permitindo validar e melhorar a precisão das simulações. Com o avanço tecnológico na capacidade computacional, a relação entre o custo-benefício dos túneis de vento foi aprimorada, pois é possível realizar simulações no computador antes de utilizar o túnel, que é mais dispendioso. Atualmente, tanto túneis de vento mais pequenos como túneis de maiores dimensões possuem um computador dedicado à gestão da recolha e apresentação de dados, de modo a controlar a experiência. Após a medição, o tempo de recolha dos dados e apresentação dos mesmos em tabelas ou gráficos é geralmente na ordem dos milissegundos. É comum os engenheiros da área da aerodinâmica compararem os dados das previsões analíticas com os dados obtidos experimentalmente, podendo tomar uma decisão quanto aos parâmetros a selecionar no teste seguinte, sendo normalmente os que mais divergem das previsões analíticas ou computacionais (Barlow et al., 1999).

Estes avanços permitiram que os processos de conceção e construção de novos modelos tenham sido efetuados essencialmente em computador, o que permite melhorar o processo de *design* e construção dos modelos, aumentando a efetividade dos túneis de vento (Barlow et al., 1999).

Um estudo realizado por Seddik et al. (2019) demonstrou a importância das simulações computacionais na medida em que foi possível verificar a distribuição da velocidade e da pressão do escoamento ao longo de um túnel de vento de circuito aberto, para ângulos de expansão de 3° e 6°. Com isto verificaram que para o ângulo de 6° a eficiência energética do túnel é superior comparativamente com o de 3°, uma vez que requer menor quantidade de energia para operar para a mesma velocidade.

3. Métodos e Aplicação

Após uma noção geral acerca dos túneis de vento, é necessário perceber quais as equações da aerodinâmica e da mecânica dos fluidos que são aplicadas nos mesmos. Neste capítulo é descrito inicialmente o princípio da relatividade, passando para as equações principais, parâmetros adimensionais, semelhança entre o modelo e o protótipo e, por fim, a definição de camada limite.

3.1. Princípio da relatividade

O princípio da relatividade, enunciado por Isaac Newton em 1687 (Chanetz, 2017), é a base do túnel de vento, pois afirma que as forças exercidas sobre um corpo imerso num fluido e sobre o fluido são as mesmas, quer o sólido se desloque através do fluido em repouso, quer o fluido se desloque através do sólido, assumindo que os dois se deslocam à mesma velocidade para cada um dos cenários.

Tomando como exemplo um veículo que se desloca a uma velocidade U através do ar que está parado. Para respeitar o princípio da relatividade, o túnel de vento deve produzir uma região com velocidade constante do ar igual a U .

3.2. Principais equações aplicadas em túneis de vento

Ao longo desta secção são apresentadas as principais equações da aerodinâmica e da mecânica dos fluidos, nomeadamente a conservação de massa, segunda lei de *Newton* e primeira lei da termodinâmica ou conservação de energia.

3.2.1. Conservação de massa

Frank M. White (2011) afirma que assumindo um sistema com uma quantidade fixa de massa m , esta é conservada e não se altera, atendendo que as reações nucleares são desprezáveis, onde a massa pode ser transformada em energia. Posto isto, admite-se que:

$$m_{sistema} = \text{constante} \quad \text{ou} \quad \frac{dm}{dt} = 0 \quad (22)$$

Sendo assim, a conservação de massa pode ser escrita a partir das equações (23) e (24), assumindo CV como o volume de controlo (*Control Volume*), CS como a secção de área de controlo (*Cross Section*), s a saída e e a entrada da CS .

$$\int_{CV} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{CS} \rho(U \cdot n) dA = 0 \quad (23)$$

$$\int_{CV} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \sum_i (\rho_i A_i U_i)_s - \sum_i (\rho_i A_i U_i)_e = 0 \quad (24)$$

Assumindo que o escoamento dentro do volume de controlo é constante, então $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$. Sendo assim, as equações (23) e (24) ficam simplificadas a:

$$\int_{CS} \rho(U \cdot n) dA = 0 \quad (25)$$

$$\sum_i (\rho_i A_i U_i)_s - \sum_i (\rho_i A_i U_i)_e = 0 \quad (26)$$

Logo, verifica-se que o fluxo de escoamento que entra é igual ao que sai do volume de controlo, ficando a equação simplificada em:

$$\sum_i (\rho_i A_i U_i)_s = \sum_i (\rho_i A_i U_i)_e$$

Uma vez que o caudal mássico $\dot{m}_i = \rho_i A_i U_i$,

$$\sum_i \dot{m}_{i_s} = \sum_i \dot{m}_{i_e} \quad (27)$$

3.2.2. Segunda lei de *Newton*

De acordo com a segunda lei de *Newton*, apresentada na equação (28), no caso de uma força externa ser aplicada numa massa de fluido, esta entrará em aceleração, assumindo que se ignoram os efeitos da relatividade onde a segunda lei de *Newton* pode ser modificada (Frank M. White, 2011).

$$F = ma = m \frac{dU}{dt} = \frac{d}{dt}(mU) \quad (28)$$

$$\sum F = \frac{d}{dt} \left(\int_{CV} U \rho dV \right) + \int_{CS} U \rho (U \cdot n) dA \quad (29)$$

$$\sum F = \frac{d}{dt} \left(\int_{CV} U \rho dV \right) + \sum_i (\dot{m}_i U_i)_s - \sum_i (\dot{m}_i U_i)_e \quad (30)$$

Nesta situação pode assumir-se o mesmo que na equação da conservação de massa (subsecção 3.2.1), ou seja, o escoamento ocorre em regime permanente. Consequentemente o primeiro termo das equações (29) e (30) é zero, ficando esta última reduzida a:

$$\sum F = \sum_i (\dot{m}_i U_i)_s - \sum_i (\dot{m}_i U_i)_e \quad (31)$$

3.2.3. Primeira lei da termodinâmica / Conservação de energia

A primeira lei da termodinâmica ou conservação de energia rege-se pelo princípio físico de que a energia não pode nem ser criada nem destruída, apenas pode ser transformada (Anderson, 2017).

A equação de *Bernoulli*, apresentada na equação (32), pode ser obtida da primeira lei da termodinâmica [(Frank M. White, 2011) secção 3.7], onde se desprezam as trocas de calor e o trabalho. Contudo, existem algumas restrições implicadas para ser possível utilizar esta equação, ou seja, o escoamento deve ser permanente e incompressível ($M < 0,3$) para que a sua densidade não se altere, isento de atrito ou fricção e seguir a mesma linha de corrente.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + g(z_2 - z_1) = 0$$

ou

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2}U_1^2 + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2}U_2^2 + gz_2 = \text{constante} \quad (32)$$

3.2.4. Tubo de Venturi

Com base na equação de *Bernoulli* juntamente com a conservação de massa, pode-se deduzir a equação (33). Esta expressão pode ser adaptada a túneis de vento, por exemplo, a partir da diferença de pressão estática entre a entrada e a saída da contração, sendo possível calcular a velocidade de entrada na contração Brederode (2014).

$$U_e = \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_e - p_s}{\left(\frac{A_e}{A_s}\right)^2 - 1}} \quad (33)$$

Por sua vez, através da equação da conservação de massa, obtém-se a velocidade de saída da contração a partir da equação (34).

$$U_s = U_e \frac{A_e}{A_s} \quad (34)$$

3.3. Parâmetros adimensionais

Existem vários números adimensionais, entre os quais o número de *Froude* [Fr], *Mach* [M], *Prandtl* [Pr] e *Reynolds* [Re].

O número de *Froude* – equação (35) – relaciona as forças de inércia e gravíticas, contudo para objetos/corpos rígidos que estão fixos numa determinada posição e também completamente imersos num único fluído, que é o que acontece nos túneis de vento, os resultados não dependem do número de *Froude* (Barlow et al., 1999).

$$Fr = \sqrt{\frac{u^2}{L}} \quad (35)$$

Relativamente ao número de *Mach*, este relaciona a velocidade do escoamento com a velocidade do som no ar (a), como representado na equação (36). Bradshaw & Pankhurst (1964) afirmam que em túneis de vento de baixa velocidade, onde o número de *Mach* é muito inferior a 1, o mesmo pode ser desconsiderado, sendo desnecessária a sua similaridade (Cattafesta et al., 2010).

$$M = \frac{U}{a} \quad (36)$$

Quanto ao número de *Prandtl*, este pode ser calculado pela equação (37), retirada de (Frank M. White, 2011), e pode ser desconsiderado para túneis de vento subsónicos uma vez que não existem superfícies aquecidas/refrigeradas e o mesmo depende da temperatura (Barlow et al., 1999). Neste caso, k representa a condutividade térmica [$W/(m \cdot K)$] e C_p o calor específico a pressão constante [$J/(kg \cdot K)$].

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (37)$$

Concluindo com o número de *Reynolds*, este representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas e é o parâmetro mais importante para caracterizar o regime de escoamento (laminar ou turbulento). Para experiências em túneis de vento subsónicos (para $M < 0,3$) o número de *Reynolds* é a similaridade primária quando o objeto está fixo. Sendo assim, Barlow et al. (1999) afirmam que o número de *Reynolds* é a principal preocupação, sendo apresentado de seguida na equação (38) as duas formas que permitem calculá-lo. De notar que o comprimento característico pode variar consoante o caso de estudo, correspondendo ao

comprimento L no caso de uma placa plana, à corda no caso de uma asa, ao diâmetro interior no caso de um tubo ou ao diâmetro hidráulico no caso de outras secções de conduta.

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} = \frac{UL}{\nu} \quad (38)$$

Por outro lado, existem mais três parâmetros adimensionais comuns que resultam da interação entre um corpo e um fluido, como o coeficiente de resistência de atrito ou coeficiente de arrasto C_D , coeficiente de sustentação C_L e coeficiente de momento C_M . Estes coeficientes representam as forças adimensionais de arrasto, sustentação e momento, e podem ser calculados a partir das equações (39) (40) e (41), respetivamente (Brederode, 2014; Hucho, 1987).

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (39)$$

Onde D representa a força de arrasto (*drag*).

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (40)$$

Onde L representa a força de sustentação (*lift*).

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho U^2 Ax} \quad (41)$$

Onde M representa o momento em relação ao centro do perfil e x o comprimento característico.

3.4. Semelhança entre o modelo e o protótipo

O objetivo num túnel de vento é obter a semelhança geométrica, cinemática e dinâmica (ou total), contudo cada nível de semelhança requer obrigatoriamente a semelhança anterior, ou seja, a semelhança cinemática exige a semelhança geométrica e a semelhança dinâmica ou total carece da semelhança cinemática (Frank M. White, 2011).

De maneira a obter semelhança geométrica, o modelo e o protótipo têm, obrigatoriamente, de ser geometricamente semelhantes, onde todas as dimensões do objeto em estudo têm o mesmo fator de escala nas três coordenadas, assim como os pontos homólogos (pontos que têm a mesma localização relativa), como demonstrado na Figura 15. De notar que têm de ser preservados todos os ângulos, assim como a direção do escoamento e orientação do modelo e do protótipo. Esta similaridade deve ser garantida antes de o modelo ser testado, caso contrário, modelos que pareçam ser semelhantes no seu formato, mas que violam a semelhança geométrica não devem ser comparados (Frank M. White, 2011).

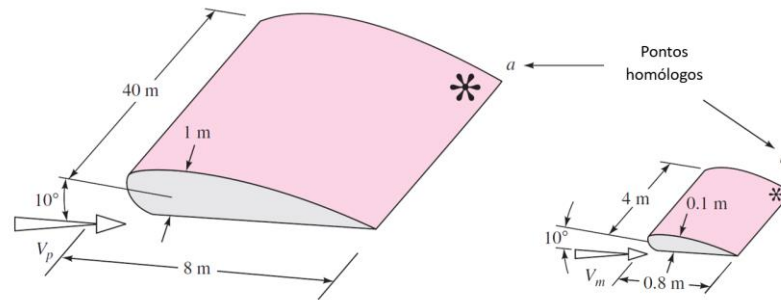


Figura 15 - Similaridade geométrica, adaptado de (Frank M. White, 2011).

Passando agora para a semelhança cinemática, esta requer não só a semelhança geométrica, como referido no primeiro parágrafo, onde o fator de escala das dimensões é o mesmo, como também o mesmo fator de escala do tempo entre o modelo e o protótipo. Posto isto, o fator de escala da velocidade entre os dois será igual (Frank M. White, 2011).

Após confirmar as duas semelhanças anteriores, Frank M. White (2011) afirma que para existir uma semelhança dinâmica num escoamento incompressível sem superfície livre, que é o caso do túnel de vento, o número de *Reynolds* tem de ser igual tanto no protótipo como no modelo (designados nas equações (42) e (43) pelas letras *p* e *m*, respetivamente). Este tipo de semelhança é importante uma vez que as forças exercidas no escoamento do protótipo são, a partir de um fator de escala constante, exercidas no escoamento do modelo. Cattafesta et al. (2010) afirmam que mesmo em escoamentos incompressíveis, atingir a similaridade do número de *Reynolds* entre o modelo e o protótipo é uma tarefa complexa, dado que, admitindo as condições padrão do ar, para ser possível igualar o número de *Reynolds* entre o modelo e o protótipo tem de se aumentar a velocidade do escoamento no túnel de vento. No entanto, caso a velocidade do protótipo seja elevada, o número de *Mach* no modelo poderá exceder o limite de incompressibilidade. O autor constata que devido à velocidade máxima possível de ser atingida no escoamento (de modo que $M < 0,3$), existe um máximo número de *Reynolds* na secção de teste, sendo que, dependendo do objetivo da experiência, este possa condicionar a validação dos resultados.

$$Re_m = Re_p \quad (42)$$

$$\frac{\rho_m U_m L_m}{\mu_m} = \frac{\rho_p U_p L_p}{\mu_p} \quad (43)$$

Assumindo as seguintes propriedades do ar padrão, apresentadas na Tabela 1, é possível calcular o valor máximo da velocidade do escoamento assim como o número de *Reynolds* máximo para um escoamento incompressível ($M < 0,3$), sendo apresentados respetivamente nas equações (44) e (45).

Tabela 1 - Propriedades do ar padrão, extraído de (Frank M. White, 2011)

Propriedades	Valor	Unidades [SI]
Temperatura (T)	293,15	K
Pressão (P)	$1,013 \times 10^5$	Pa
Massa volúmica (ρ)	1,2	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Viscosidade dinâmica (μ)	$1,8 \times 10^{-5}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$
Viscosidade cinemática (ν)	$1,5 \times 10^{-5}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Velocidade do som no ar (a)	343	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$

$$M = \frac{U}{a} \Leftrightarrow U = 0,3 \times 343 \cong 100 \text{ m/s} \quad (44)$$

A partir da análise dos túneis de vento comerciais das marcas G.U.N.T. (G.U.N.T., 2023) e Armfield (Armfield, 2020), cujos modelos estão apresentados nos anexos A e B, respetivamente, arbitrou-se um valor para o diâmetro hidráulico de 300 mm.

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} = \frac{1,2 \times 100 \times 0,3}{1,8 \times 10^{-5}} = 2 \times 10^6 \quad (45)$$

3.5. Camada limite

De acordo com Anderson (2017) e McLean (2013), o conceito de camada limite foi estabelecido por *Prandtl*, em 1904, e pode ser representado pela delimitação de uma determinada região do escoamento que mantém o contacto com a superfície do corpo em estudo, onde os efeitos viscosos são predominantes, para outra zona afastada do corpo, onde os efeitos viscosos podem ser desprezáveis. Posto isto, entende-se por camada limite a região do escoamento junto da superfície. A espessura da camada limite (δ) aumenta à medida que o fluido se move ao longo da superfície e é normalmente arbitrada desde a superfície do corpo, onde a velocidade do escoamento é zero (assumindo que não existe escorregamento), até ao ponto onde a velocidade é 99% da velocidade do escoamento livre U_∞ , como visível na Figura 16. Apesar da espessura da camada limite ser bastante pequena em comparação com o resto do escoamento, esta é fundamental na medida em que é na camada limite que ocorre o arrasto por atrito devido à fricção do fluido com a superfície e que pode ocorrer a separação ou descolamento do mesmo. Quando isto se verifica (separação) existe uma alteração na distribuição de pressão na superfície, aumentando o arrasto de pressão (*pressure drag*). Uma das razões para ocorrer a separação do escoamento é o aumento da pressão na direção do

mesmo, surgindo assim um gradiente de pressão adverso, sendo consequentemente reduzida a velocidade do escoamento.

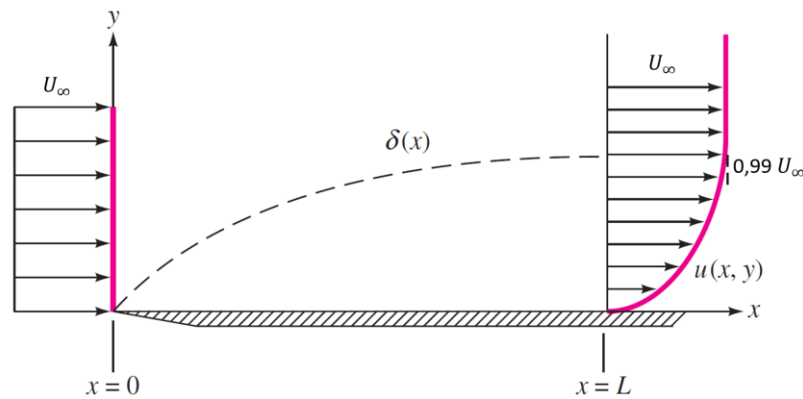


Figura 16 - Crescimento da camada limite numa placa plana, adaptado de (Frank M. White, 2011).

Para escoamentos onde não ocorre a separação do fluido e cuja espessura da camada limite é bastante mais pequena do que o corpo em estudo, a pressão num determinado ponto da fronteira da camada limite é igual à pressão aplicada no ponto da superfície do corpo que seja perpendicular a este, como visível na Figura 17, onde $P_a = P_b$. Isto oferece a vantagem de se conseguir prever a pressão na superfície do corpo através de métodos de escoamento inviscido, desprezando a viscosidade do fluido, mesmo tendo a presença da camada limite onde os efeitos viscosos são predominantes (Anderson, 2017).

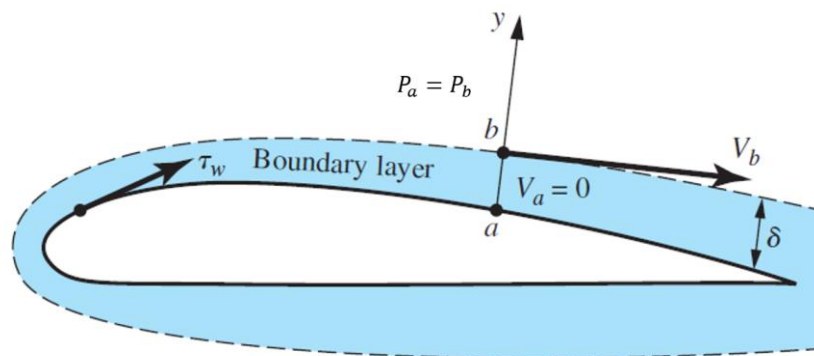


Figura 17 - Espessura reduzida da camada limite, onde $P_a = P_b$, adaptado de (Anderson, 2017).

Anderson (2017) afirma que existem dois regimes de escoamento, laminar e turbulento. Num escoamento laminar as linhas de corrente são suaves e o fluido move-se de forma simples e previsível. Por outro lado, num escoamento turbulento o fluido move-se de forma irregular e imprevisível. Deste modo, o número de *Reynolds* tem uma grande influência sobre as propriedades da camada limite, sobretudo para escoamentos viscosos. Munson et al. (2013) referem que a transição da camada limite de regime laminar para turbulento depende da rugosidade da superfície do corpo assim como da intensidade de turbulência do escoamento acima da fronteira da camada limite, ocorrendo para valores de *Reynolds* entre 2×10^5 e 3×10^6 para o escoamento sobre uma placa plana. Por outro lado, Frank M. White (2011) refere que para o mesmo caso de estudo, um valor mais realista para o *Reynolds* de transição

é 5×10^5 , para as superfícies comerciais típicas. A partir das equações (46) e (47) é possível calcular a espessura da camada limite para escoamento laminar e turbulento, respetivamente (Frank M. White, 2011).

$$\frac{\delta}{x} \approx \frac{5,0}{Re_x^{1/2}}, \quad 10^3 < Re_x < 10^6 \quad (46)$$

$$\frac{\delta}{x} \approx \frac{0,16}{Re_x^{1/7}}, \quad Re_x > 10^6 \quad (47)$$

Outra característica aliada à camada limite e referido pelo mesmo autor é a espessura de deslocamento da camada limite δ^* , que representa, como a própria denominação indica, o deslocamento vertical que o escoamento sofre devido à redução da velocidade no interior da camada limite, visando satisfazer o princípio da conservação de massa (subsecção 3.2.1). Este parâmetro encontra-se esquematizado na Figura 18 e é útil para o dimensionamento da secção de teste, na medida em que indica o valor que tem de ser respeitado na divergência das paredes de maneira a se obter um volume efetivo constante sem interferência significativa desta característica. Através das equações (48) e (49) é possível determinar a espessura de deslocamento para escoamento laminar e turbulento, respetivamente.

$$\frac{\delta^*}{x} \approx \frac{1,721}{Re_x^{1/2}}, \quad 10^3 < Re_x < 10^6 \quad (48)$$

$$\frac{\delta^*}{x} \approx \frac{0,02}{Re_x^{1/7}}, \quad Re_x > 10^6 \quad (49)$$

Nota: A espessura de deslocamento para regime turbulento pode ser estimada em $\frac{1}{8}\delta$, resultando nesta equação.

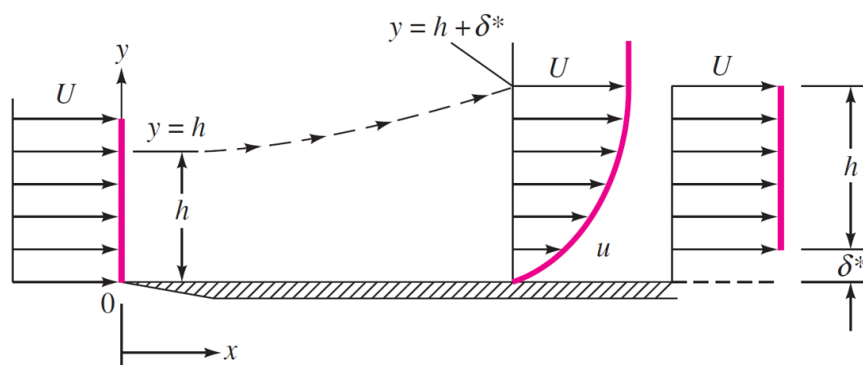


Figura 18 - Espessura de deslocamento da camada limite numa placa plana, adaptado de (Frank M. White, 2011).

4. Projeto e construção do túnel de vento

Neste capítulo será abordado o processo de seleção dos materiais, o dimensionamento e a construção de cada componente do túnel de vento, tendo como base a revisão da literatura anteriormente apresentada, iniciando pela secção de teste, seguindo para a contração, rede e favo de abelha, difusor e, finalmente, o ventilador. Na última secção são apresentados os resultados obtidos a partir das medições efetuadas no túnel de vento. Os cálculos realizados para a obtenção da perda de carga associada aos diversos componentes do túnel de vento estão apresentados em detalhe no anexo C, considerando as propriedades do fluido (ar) da Tabela 1.

Inicialmente o objetivo centrava-se em construir uma secção de teste com secção de 300x300 mm de maneira a permitir testar objetos/corpos maiores e conseqüentemente com maior detalhe e a ir também de encontro dos túneis de vento comerciais presentes nos anexos A e B, contudo o espaço disponível no laboratório de mecânica dos fluidos do ISEP e o caudal necessário para a velocidade máxima pretendida de 20 m/s tornaram esta opção inviável. Para estas condições seria necessário um caudal volúmico de $1,8 \text{ m}^3/\text{s}$ ($Q = UA$) e um comprimento total do túnel próximo de 4 metros. Sendo assim, optou-se por outra alternativa, como descrito de seguida na secção 4.2.

4.1. Seleção dos materiais

Segundo Barlow et al. (1999) e Bradshaw & Pankhurst (1964), existe uma variedade de materiais que podem ser utilizados no fabrico de túneis de vento, entre os quais a madeira, madeira contraplacada (*plywood*), metal fino (como aço ou alumínio), plástico e fibra de vidro. No entanto, afirmam que para túneis de vento didáticos institucionais, cujo propósito são apenas breves pesquisas, o material mais apropriado é a madeira contraplacada. Este material oferece vantagens no que diz respeito à facilidade de remendar furos/aberturas através do enchimento com resina, conseguindo manter uma superfície interior lisa. Com intuito de evitar fugas entre as distintas secções, recomendam o fabrico de flanges (ou cantoneiras) que permitam o aparafusamento entre as mesmas, sendo que entre cada uma delas é colocado um vedante, garantindo assim a estanquicidade do túnel de vento, como visível na Figura 19.

Uma etapa fundamental do projeto é a seleção do material para a construção de cada componente do túnel de vento. Por exemplo, a contração apresenta curvas que podem ser mais simples de fabricar a partir de um determinado material, a secção de teste deve ser transparente de modo a se conseguir visualizar o escoamento, assim como ter uma forma de abrir e fechar a mesma para colocar o objeto em estudo e ser possível criar aberturas para

colocar os instrumentos de medição; e em geral as superfícies internas devem apresentar baixa rugosidade de forma a evitar a separação do escoamento.



Figura 19 - Cantoneira e junta de vedação.

O material que se selecionou inicialmente para o interior da contração e do difusor foi uma chapa de alumínio com espessura inferior a 1 mm, devido à facilidade de o conformar plasticamente e também ao baixo peso específico em comparação com o aço (cerca de 1/3) (Callister & Rethwisch, 2018), reduzindo assim a massa total tornando mais prático o transporte e o manuseamento durante a construção. Devido à reduzida espessura da chapa é facilitado o processo de corte. No entanto, esta opção foi descartada, uma vez que, devido às grandes dimensões das chapas e reduzida espessura, as mesmas não teriam rigidez suficiente para manter a forma pretendida no processo de fabrico que tínhamos acesso. Assim, para a contração optou-se por selecionar o policloreto de vinilo (PVC) como elemento estrutural e a madeira contraplacada para a criação do molde com o formato desejado, estando apresentado com mais detalhe o processo de construção na secção 4.3. Por outro lado, para o difusor decidiu-se utilizar a madeira contraplacada, uma vez que o seu formato é mais simples, não apresentando curvas como a contração. As faces exteriores da contração e do difusor envolvem-se com plástico reforçado com fibra de vidro, de forma a aumentar a rigidez dos componentes e contribuindo para uma maior estanquicidade.

Para a secção de teste optou-se por selecionar o policarbonato para a região onde estará colocado o modelo em estudo, devido ao facto de este ser transparente e permitir a abertura de rasgos para inserir os instrumentos de medição. Para a restante estrutura da secção de teste optou-se por construir em acrilonitrilo butadieno estireno (ABS) a partir de impressão 3D, dada a facilidade de construção assim como a redução dos custos associados.

4.2. Secção de teste

Tendo em conta os aspetos anteriormente apresentados, o objetivo seguinte foi construir uma secção de teste com secção de 200x200 mm, mantendo a velocidade máxima do escoamento em 20 m/s. Com estes dois parâmetros é possível calcular o caudal volúmico necessário, obtendo-se o valor de 0,8 m³/s, adequado ao espaço onde se vai montar o ventilador e reduzindo consequentemente a potência do ventilador e os consumos energéticos associados.

A partir da literatura (subsecção 2.4.3), dimensionou-se o comprimento total da secção de teste com um fator de 2,5 vezes o diâmetro hidráulico da secção de entrada, resultando num comprimento de 500 mm (2,5 · 200). Inicialmente, para estudar a camada limite, foi necessário calcular o valor do número de *Reynolds* (Re_x), tendo-se verificado que o mesmo se encontra dentro dos valores de *Reynolds* de transição considerando a abordagem do caso de uma placa plana de Munson et al. (2013) ou já em regime turbulento, assumindo a constatação de Frank M. White (2011) (secção 3.5). De seguida, considerando um cenário menos positivo e assumindo o escoamento como turbulento desde o início da secção de teste, a partir das equações (47) e (49) calculou-se a espessura da camada limite e a espessura de deslocamento da camada limite, obtendo-se o valor de cerca de 12 mm e 1,5 mm, respetivamente, como apresentado na Tabela 2. Assim sendo, para manter um volume efetivo constante do escoamento sem interferência da espessura de deslocamento da camada limite, como abordado anteriormente, é necessário que cada parede da secção de teste divirja 1,5 mm, obtendo-se assim uma secção de saída da secção de teste de 203x203 mm. Quanto ao valor da espessura da camada limite, este praticamente não afeta o corpo em estudo uma vez que o seu valor máximo (no final da secção de teste, para $L = 500$ mm) é de cerca de 12 mm, contudo tendo em conta os 1,5 mm que a parede diverge, apenas se aproxima, no máximo, cerca de 10,5 mm (12-1,5) do corpo em análise. Deste modo o perfil de velocidades junto do mesmo dificilmente é afetado pela espessura da camada limite, assumindo que o corpo se encontra centrado na secção de teste e mais próximo da entrada da mesma, onde a espessura da camada limite é menor.

Para a sua construção modelou-se através do *software* de modelação *SolidWorks*® as estruturas da base e de topo para posteriormente serem impressas a partir de uma impressora 3D “Creality CR-10” – Figura 20.



Figura 20 - Processo de impressão 3D.

Devido às dimensões da impressora 3D utilizada, foi necessário dividir a secção de teste em quatro partes, de maneira a não ultrapassar os limites do tabuleiro da impressora 3D. Assim sendo, na Figura 21 (a), (b), (c) e (d) estão presentes a base de entrada, a base de saída, o topo de entrada e o topo de saída da secção de teste, respetivamente. De referir que nesta impressora a construção de cada base demorou cerca de 16 horas e cada topo cerca de 7 horas, pesando 569 g e 243 g, respetivamente. A ranhura presente nas diferentes peças, conta com 20 mm de profundidade e tem como objetivo alojar uma placa de policarbonato com 6 mm de espessura de cada lado da secção de teste, de maneira a permitir a visualização para o interior da mesma. Tanto na base como no topo será colada uma placa de policarbonato com 4 mm de espessura com intuito de reduzir a rugosidade das paredes, diminuindo assim o atrito. A razão para a utilização de diferentes espessuras deve-se ao facto de aumentar a rigidez das paredes laterais, permitindo uma maior diferença de pressão entre o interior e o exterior do túnel.

A ideia inicial para acoplar a tampa à base visava a utilização de um veio em cada canto da secção de teste, contudo após a montagem verificou-se que existia bastante dificuldade em conseguir acertar os quatro veios em simultâneo assim como demasiada resistência/atrito para colocar e retirar a tampa. Assim sendo, para o acoplamento destes dois componentes apenas se utilizou as ranhuras que alojam o policarbonato das faces laterais. Para unir as duas bases (a de entrada e de saída) foi colado o policarbonato nas duas superfícies através de supercola, fixando assim as três peças.

O furo presente na face superior de cada base tem o propósito de permitir a passagem de um veio para fixar o objeto em estudo.

Uma vez que é necessário abrir a secção de teste de maneira a ser possível substituir o objeto em estudo, optou-se por selecionar a face de topo como a amovível, ao invés de ter uma janela na parede lateral que implicaria que os parafusos atravessassem a secção de teste, interferindo com o escoamento. Por outro lado, para uma maior versatilidade, as placas de policarbonato presente nas laterais também podem ser retiradas, no caso de ser necessário ou de se pretender aceder mais facilmente ao corpo em análise. Com intuito de facilitar o manuseamento durante a troca do objeto em estudo, colou-se uma ripa de madeira no topo da secção de teste com supercola e fixou-se uma maçaneta na mesma, facilitando assim a abertura e fecho da secção de teste – Figura 22 (a) e (b).

Na Figura 23 (a), (b) e (c) encontram-se presentes a base, a tampa e a secção de teste finalizada, respetivamente. De notar também a presença do vedante em diferentes zonas da secção de teste de maneira a não existir entradas de ar do exterior (“fugas”).

Para fixar a secção de teste à contração e ao difusor – Figura 24 – foi aparafusada uma placa de madeira contraplacada nos aros correspondentes (rodeado a vermelho) assim como na impressão 3D (rodeado a azul). Para sustentar o peso da secção de teste, de maneira a não estar apenas fixa na madeira contraplacada, construiu-se um suporte com as ripas já anteriormente mencionadas, tendo sido também realizado um rasgo na madeira contraplacada no centro da secção de teste de modo a permitir atravessar o veio com o objeto em estudo.

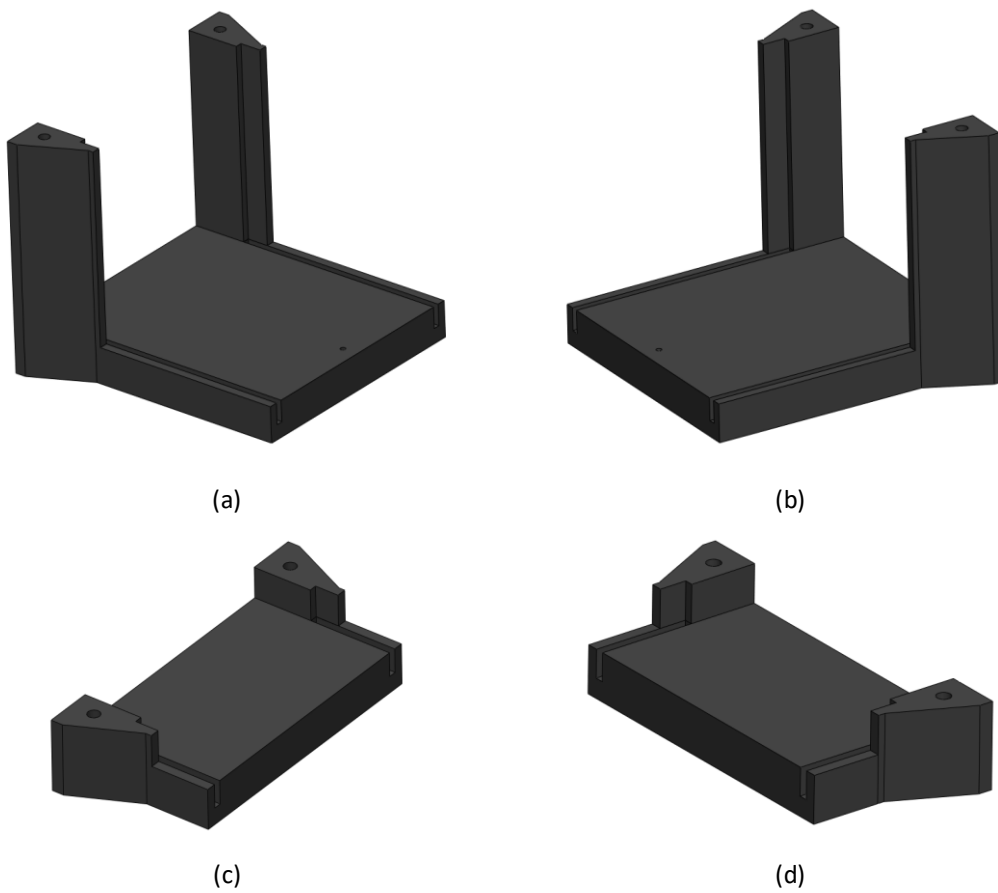


Figura 21 - Secção de teste. (a) Base de entrada. (b) Base de saída. (c) Topo de entrada. (d) Topo de saída.

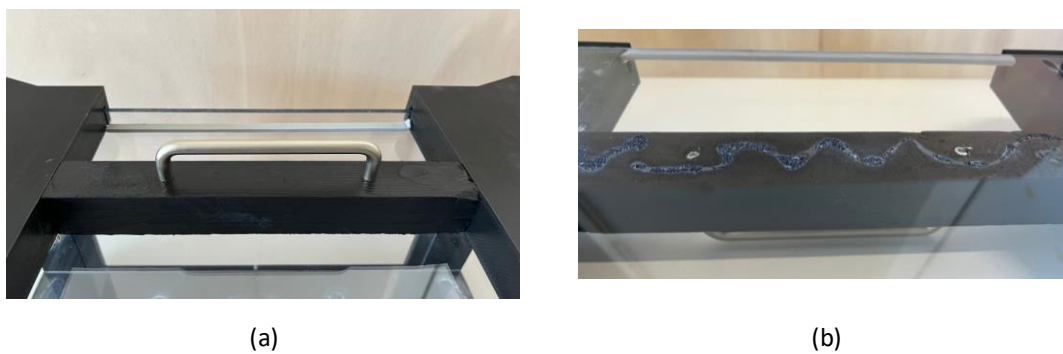


Figura 22 - Secção de teste. (a) Maçaneta da secção de teste. (b) Modo de fixação da ripa e da maçaneta.



(a)



(b)



(c)

Figura 23 - Secção de teste. (a) Base. (b) Tampa. (c) Secção de teste montada.



Figura 24 - Suporte da secção de teste.

Uma sugestão para o futuro, como medida de segurança, seria colocar ímanes na tampa e nos topos das paredes da base da secção de teste de forma que a tampa fique sempre assente e não corra o risco de levantar. Contudo, tal como referido anteriormente, uma vez que durante o funcionamento do túnel de vento a pressão atmosférica no exterior é superior à pressão no interior do mesmo, a tampa será forçada a fechar a secção de teste, no entanto, este método poderia ser aplicado no caso de se pretender uma redundância na fixação da tampa à base da secção de teste.

Relativamente à perda de carga associada à secção de teste, esta foi calculada com recurso às equações apresentadas na subsecção 2.4.3, optando pela equação de *Halaand* para o cálculo do valor do coeficiente de fricção f . Assim sendo, na Tabela 2 estão apresentados os valores dos parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga na secção de teste.

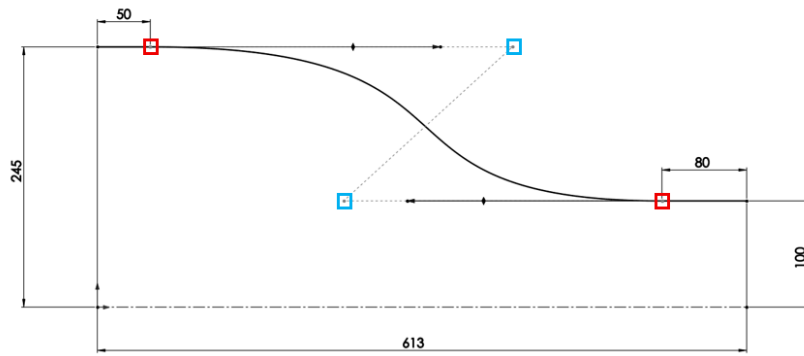
Tabela 2 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga na secção de teste.

Propriedades	Valor	Unidades
Re_x	$6,67 \times 10^5$	-
δ	12	mm
δ^*	1,5	mm
Re_d	$2,67 \times 10^5$	-
f	0,0147	-
K_{ST}	0,037	-
ΔP	8,83	Pa

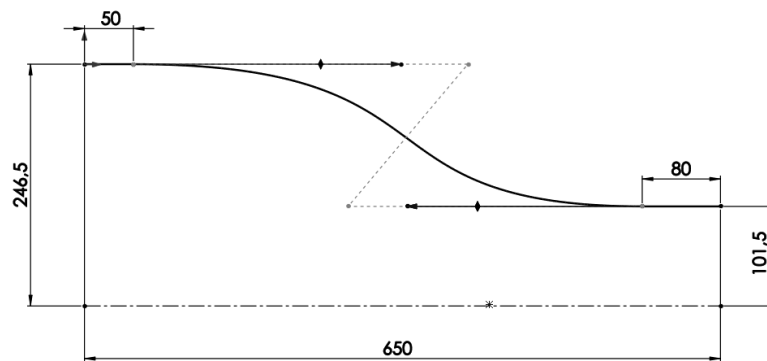
4.3. Contração

Para o dimensionamento da contração selecionou-se o limite inferior da razão de contração aconselhada pelos vários autores mencionados anteriormente, de 6:1, com o objetivo de reduzir os custos de construção e as dimensões, de modo a ser possível de colocar no laboratório de mecânica dos fluidos do ISEP. Assim, obtém-se uma secção quadrada de entrada da contração de 490x490 mm com um comprimento de cerca de 613 mm, tendo sido utilizado um fator de 1,25 vezes o diâmetro hidráulico da secção de entrada da contração de maneira a evitar que ocorra a separação do escoamento e a obter uma curva suave, tendo em conta o referido na subsecção 2.4.1. O material selecionado para a sua construção foi o PVC e a madeira contraplacada, como abordado na secção 4.1. As curvas foram desenhadas segundo as curvas de *Bézier* utilizando 4 pontos de controlo, sendo dois pontos fixos (assinalados a vermelho), um na entrada e outro na saída, e dois pontos livres na direção horizontal de cada um destes (assinalados a azul), com intuito de suavizar a curva, como apresentado na Figura 25 (a). A curva apresentada corresponde à curvatura de cada placa de madeira contraplacada para o interior do túnel (de encontro com a linha central e longitudinal do túnel), sendo moldado o PVC em torno da mesma. Na Figura 25 (b) está presente a planificação da placa de PVC a ser moldada. Definiu-se uma margem de 3 mm em relação às dimensões do molde para ser compensada a espessura do PVC (3 mm) no processo de montagem.

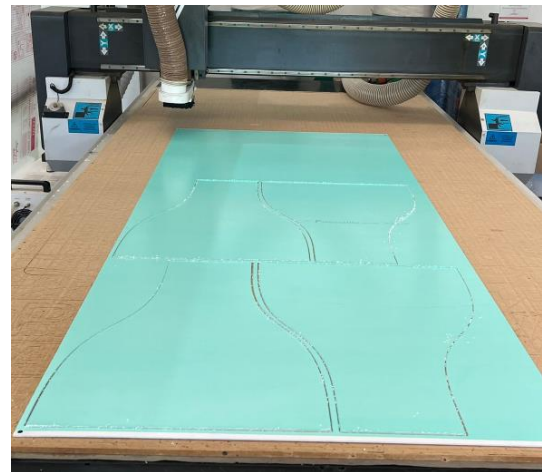
O processo de construção passou pelo corte dos materiais através de uma máquina fresadora CNC - controlo numérico computadorizado - para obter os contornos das curvas o mais perfeito possível, como visível na Figura 25 (c). De seguida, com as placas de madeira contraplacada e ripas de madeira (com cerca de 190 mm de comprimento), construiu-se o molde, como demonstrado na Figura 26 (a). De notar que para o PVC manter uma superfície plana no início da contração se utilizou uma placa rígida em cima do molde colada com fita cola de dupla face – Figura 26 (b) – para que o PVC não descaísse nos cantos. Para moldar as quatro faces de PVC utilizou-se uma pistola de ar quente e, no final, um pano molhado com água fria para reduzir bruscamente a temperatura de maneira a manter o PVC com o formato pretendido.



(a)



(b)



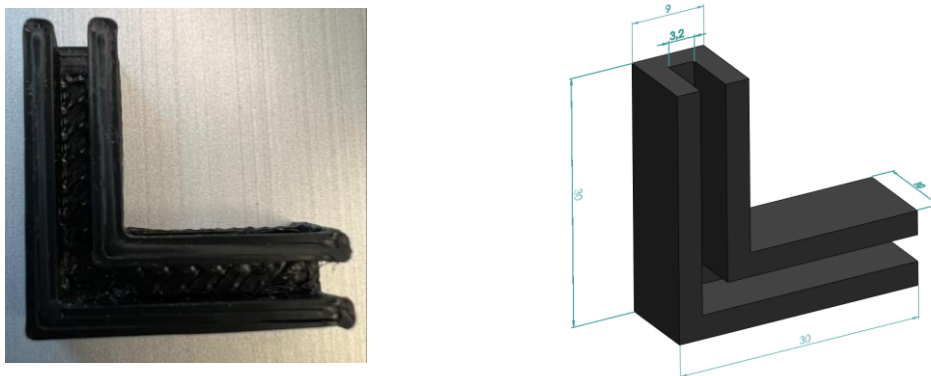
(c)

Figura 25 - Contração. (a) Curva do molde de madeira contraplacada. (b) Curva da planificação do PVC. (c) Corte dos materiais através de uma máquina fresadora CNC.



Figura 26 - Molde para dobragem do PVC. (a) Estrutura em madeira. (b) Estrutura com a placa rígida.

Após moldar todas as faces, imprimiu-se através de uma impressora 3D oito cantoneiras em formato de “L”, sendo colocadas uma em cada canto para manter as faces posicionadas, como apresentado na Figura 27 (a) e (b), sendo estas posteriormente coladas com cola quente.



(a)



(b)

Figura 27 - Cantoneira. (a) Impressão 3D e dimensões em milímetros. (b) Fixação das placas de PVC.

Após coladas as faces que fornecem a estrutura propriamente dita, construiu-se um aro em volta da secção de entrada e de saída da contração utilizando ripas de madeira com secção quadrada de 34 mm, como visível na Figura 28 (a) e (b). Para a sua construção foram utilizados

parafusos auto-roscentes com 4 mm de diâmetro e 50 mm de comprimento. Estes aros têm como objetivo auxiliar a manter as superfícies na entrada e na saída o mais planas possíveis, tentando aproximar ao máximo da curva projetada, assim como, no caso do aro da secção de saída, para servir de ligação à secção de teste. Para unir os aros ao PVC foi utilizada manta de fibra de vidro e resina de poliéster. Relativamente às faces exteriores da contração, foram fixas várias placas de poliuretano ao PVC (uma na zona de entrada e outra na de saída, para cada face) através de resina de poliéster, sendo posteriormente utilizada espuma expansiva de maneira a preencher o exterior – Figura 29. De seguida cortou-se algumas zonas da espuma com o propósito de tentar aperfeiçoar a superfície para posteriormente se fibrar a toda a volta com manta de fibra de vidro, com intuito de aumentar a rigidez das paredes da contração, e aplicou-se juta para melhorar o acabamento exterior. Para este processo utilizou-se resina de poliéster, 2% de catalisador peróxido MEKP e 0,2% de acelerador (cobalto a 1%) da quantidade de resina. No final do processo cortou-se o excesso de juta para melhorar o acabamento final – Figura 30.

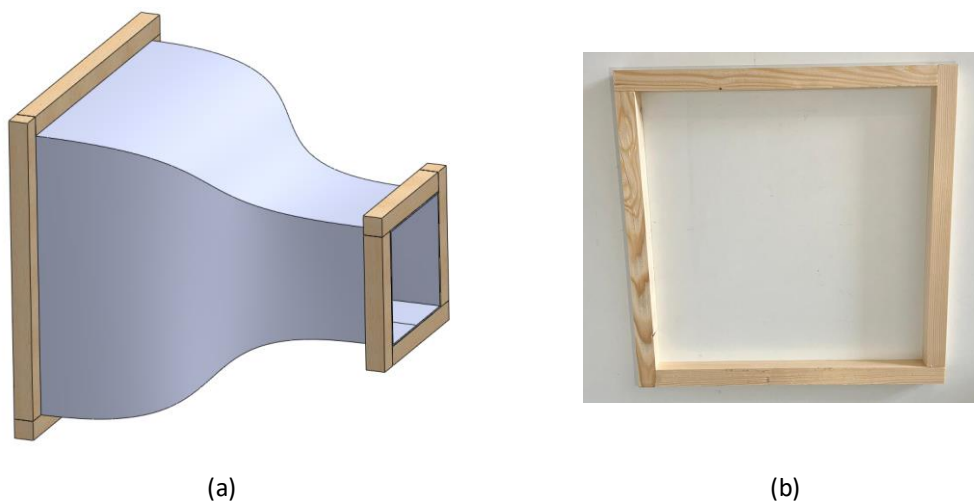


Figura 28 - Aros. (a) Modelação em 3D da contração com os aros na secção de entrada e de saída. (b) Construção dos aros através das ripas de madeira.



Figura 29 - Fixação das placas de poliuretano e aplicação da espuma expansiva.



Figura 30 - Contração fibrada exteriormente.

No que diz respeito à perda de carga na contração, na Tabela 3 estão presentes os valores dos parâmetros necessários para o cálculo da mesma, tendo como base a equação (2). De referir que Re_e , Re_s , f_e e f_s representam os valores de *Reynolds* de entrada, *Reynolds* de saída, coeficiente de fricção de entrada e coeficiente de fricção de saída da contração, respetivamente. Verifica-se que o valor da perda de carga corresponde a 0,13% da perda de carga total do túnel de vento (Tabela 18), sendo inferior aos 3% referidos na subsecção 2.4.1.

Tabela 3 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga na contração.

Propriedades	Valor	Unidades
Re_e	$1,09 \times 10^5$	-
Re_s	$2,67 \times 10^5$	-
f_e	0,0175	-
f_s	0,0147	-
f_{av}	0,0161	-
K_C	0,016	-
ΔP	0,105	Pa

4.4. Rede e favo de abelha

Iniciando pela rede e como abordado na revisão bibliográfica, esta tem de ter uma proporção de área aberta β superior a 0,57. Por uma questão de praticidade decidiu-se utilizar uma rede já existente e disponível para este projeto – Figura 31. A rede possui fios com diâmetro de 1 mm e uma distância entre fios de 4 mm. Esta opção cumpre com o valor mínimo de β , apresentando uma proporção de área aberta de 0,56, uma diferença inferior a 2% em relação ao mínimo recomendado (cálculos apresentados no anexo C). Colocou-se a rede antes da secção de entrada da contração uma vez que o escoamento apresenta uma velocidade inferior em comparação com a secção de saída da mesma, reduzindo assim a perda de carga. Quanto a

esta, na Tabela 4 estão presentes os parâmetros relevantes da rede para o cálculo da mesma. Para fixar a rede à câmara de estabilização utilizou-se fita cola de dupla face, como demonstrado na Figura 32.

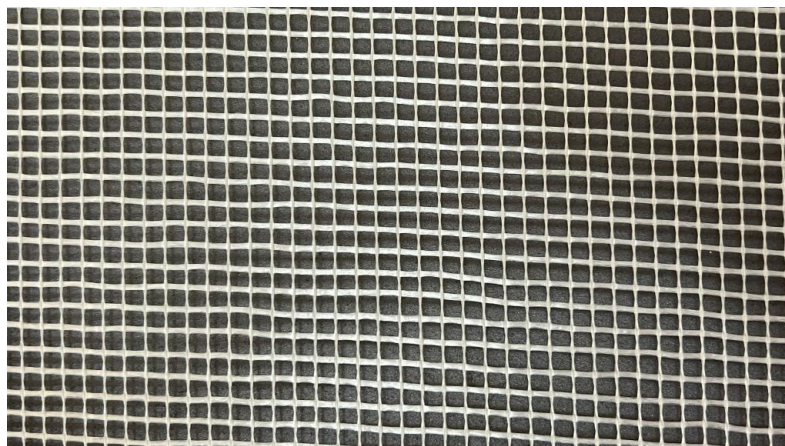


Figura 31 - Rede.

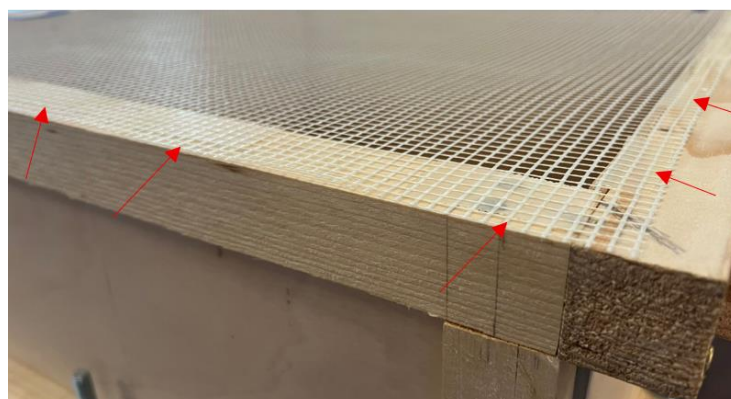


Figura 32 - Colagem da rede.

Tabela 4 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga na rede.

Propriedades	Valor	Unidades
β	0,563	-
σ_s	0,437	-
K_{mesh}	2,1	-
Re_w	222,2	-
K_{Rn}	1,3	-
K_S	1,8	-
ΔP	12	Pa

Quanto ao favo de abelha foi ponderado, inicialmente, construir-se através de impressora 3D, conseguindo assim definir a geometria e as dimensões consoante o pretendido, contudo esta solução foi desconsiderada devido ao custo associado, uma vez que seria necessário muito material assim como o tempo para a impressão, sendo este superior a 24 horas para $\frac{1}{4}$ da área da secção de entrada da contração. A solução seguinte foi a utilização de tubos de PVC com secção circular, conseguindo assim reduzir o tempo de construção e o custo de fabrico. Selecionou-se o diâmetro interior de 16 mm com 2 mm de espessura, resultando assim num diâmetro exterior de 20 mm. Assim sendo, dividindo os cerca de 500 mm da dimensão da secção de entrada da contração pelo diâmetro exterior dos tubos utilizados, obtém-se 25 tubos por cada “linha” do favo de abelha, sendo no total 25 linhas, resultando em 625 tubos. Esta solução permite obter uma proporção de área aberta próxima de 0,8. De maneira a manter a razão entre L_h e D_h entre 6 e 8, seleccionou-se o comprimento dos tubos em 120 mm, resultando assim numa razão de 7,5.

De forma a conseguir fixar a estrutura do favo de abelha, construiu-se um aro em volta da mesma, à semelhança do que foi feito na contração. Para a construção do favo de abelha foi necessário cortar os tubos com a dimensão pretendida, melhorar o acabamento da superfície retirando as rebarbas e colar os tubos com cola quente, como visível na Figura 33 e Figura 34. A estrutura final do favo de abelha está presente na Figura 35 e os parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga estão apresentados na Tabela 5.

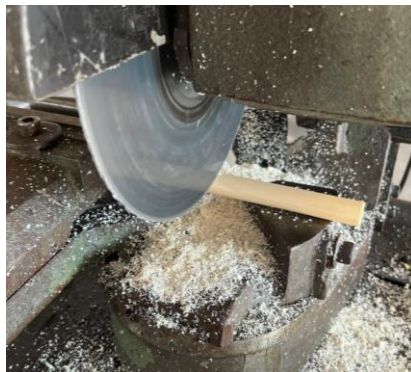


Figura 33 - Processo de corte dos tubos.

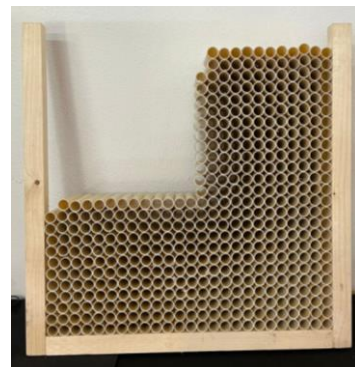
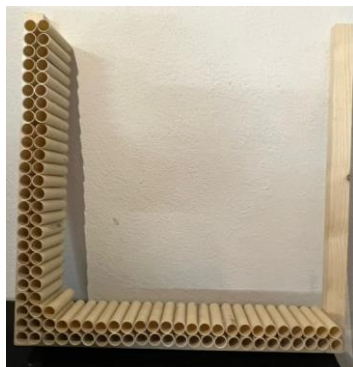


Figura 34 - Colagem dos tubos com cola quente.



Figura 35 - Estrutura do favo de abelha finalizada.

Tabela 5 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga no favo de abelha.

Propriedades	Valor	Unidades
β_h	0,72	-
Re_h	3552	-
f_h	0,00524	-
K_h	0,26	-
ΔP	1,73	Pa

Para além destes dois componentes, foi ainda necessário construir a câmara de estabilização (*settling chamber*) de modo a espaçar a estrutura do favo de abelha e a rede, melhorando assim a qualidade do escoamento. Tal como abordado na literatura, é recomendado um comprimento da câmara de estabilização de cerca de metade do diâmetro hidráulico da secção de entrada da contração, resultando assim num comprimento de cerca de 250 mm. Para a sua construção foi utilizada a madeira contraplacada e as ripas de madeira, tal como apresentado na Figura 36. Para fixar as placas de madeira aos aros foram utilizados parafusos auto-roscantes com 4 mm de diâmetro e 20 mm de comprimento e para unir a câmara de estabilização à estrutura do favo de abelha foram utilizados parafusos, anilhas e porcas M10 – Figura 37. Uma vez que os furos realizados nas ripas são furos passantes, não é necessário roscar e desroscar sempre que se quer tirar alguma das estruturas, não danificando assim a madeira e prolongando a vida útil dos componentes. Foi também colado um vedante entre as duas estruturas de maneira a não haver fugas, como apresentado na Figura 38.

Por outro lado, para unir a estrutura da câmara de estabilização à contração, foram aparafusadas duas ripas de madeira (com um furo passante) à ripa já existente em duas faces da câmara de estabilização assim como nas faces correspondentes da contração, tendo-se utilizado parafusos auto-roscantes com 4 mm de diâmetro e 50 mm de comprimento. O modo de acoplamento destes dois componentes é idêntico ao anteriormente apresentado, tendo sido utilizados parafusos, anilhas e porcas M10, como demonstrado na Figura 39.



Figura 36 - Câmara de estabilização.

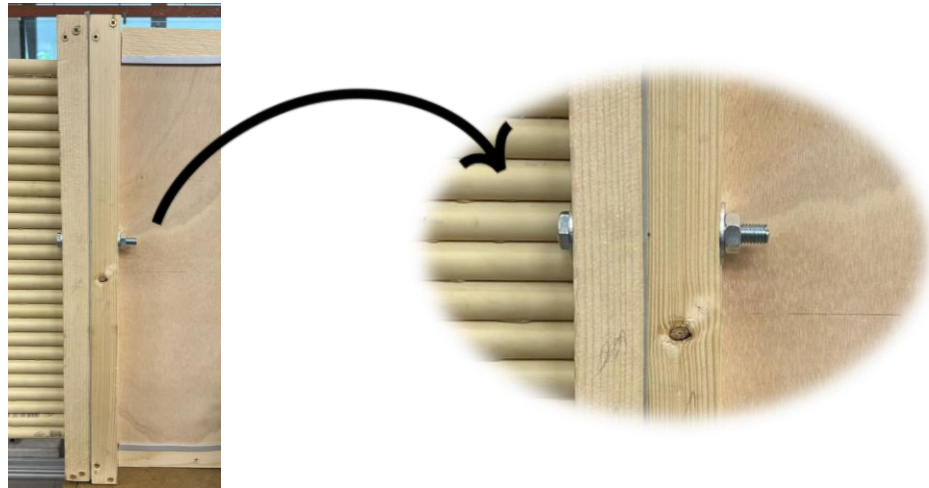


Figura 37 - Modo de acoplamento da câmara de estabilização à estrutura do favo de abelha.



Figura 38 - Vedante.



Figura 39 - Modo de acoplamento da contração à câmara de estabilização.

4.5. Difusor

No que diz respeito ao difusor, selecionou-se uma razão de expansão de 1:2,5 (próximo de 1:3, como recomendado na literatura e descrito na subsecção 2.4.4), obtendo-se assim uma secção quadrada de saída de cerca de 321x321 mm. O ângulo de expansão é cerca de 4° e o comprimento total de 844 mm – equação (14). O material que se utilizou para a sua construção foi a madeira contraplacada, tal como referido na secção 4.1.

Relativamente ao modo de construção, inicialmente foi efetuado o corte das peças planificadas e, de seguida, unidas umas às outras com cola branca própria para madeira, obtendo-se assim o formato desejado, como demonstrado na Figura 40 (a) e (b), respetivamente. À semelhança do que foi feito na contração, para o difusor também foi construído um aro em torno da secção de entrada, de maneira a permitir a conexão à secção de teste, e na secção de saída, de modo a facilitar a união ao ventilador. Neste caso as ripas foram aparafusadas através do interior do difusor com recurso a parafusos auto-roscentes com 4 mm de diâmetro e 20 mm de comprimento – Figura 41. No exterior do difusor aplicou-se duas camadas de véu de superfície composto por fibra de vidro, com intuito de aumentar a rigidez do difusor, resistindo assim a maiores diferenças de pressão entre o interior e o exterior do mesmo sem deformação significativa, assim como para garantir a estanquicidade. Para isso, tal como referido no processo de construção da contração, utilizou-se resina de poliéster, 2% de catalisador peróxido MEKP e 0,2% de acelerador (cobalto a 1%) da quantidade de resina. Optou-se por manter as placas de madeira como elemento estrutural ao invés de aplicar várias camadas de manta de fibra de vidro, tanto para garantir uma estrutura mais robusta como uma superfície interior lisa, uma vez que a remoção das placas de madeira após a aplicação da fibra de vidro poderia danificar a face interna da fibra, exigindo a repetição de todo o processo, o que não seria viável devido a restrições de tempo.



(a)



(b)

Figura 40 - Difusor. (a) Processo de corte. (b) Colagem.



Figura 41 - Ripas de madeira aparafusadas na secção de entrada do difusor.

Na secção de saída do difusor foi ainda necessário obstruir a área em volta do ventilador de maneira que todo o escoamento seja obrigado a passar pelo mesmo, garantindo assim uma

maior eficiência energética e criando um diferencial de pressão entre o interior e o exterior do túnel de vento. Na secção seguinte é demonstrada a vedação em volta do ventilador.

Quanto à perda de carga presente no difusor, na Tabela 6 estão apresentados os parâmetros relevantes para o cálculo da mesma.

Tabela 6 - Parâmetros relevantes para o cálculo da perda de carga no difusor.

Propriedades	Valor	Unidades
Re	$2,7 \times 10^5$	-
f	0,025	-
K_f	0,0379	-
$K_e(\theta)$	0,119	-
K_{ex}	0,0428	-
K_D	0,0807	-
ΔP	19,4	Pa

4.6. Ventilador

Uma vez que se trata de um túnel de vento de circuito aberto, o escoamento não recircula no túnel, portanto admite-se na saída do ventilador uma perda de 100%, ou seja, $K_{SV} = 1$. Calculando a velocidade na saída do difusor é possível determinar a perda de carga associada, obtendo-se assim o valor de cerca de 7,76 m/s e 36,2 Pa, respetivamente. Assim sendo, somando todas as perdas de carga ao longo do túnel de vento, obtém-se o valor da perda de carga total de cerca de 78 Pa. Como referido no início deste capítulo, os cálculos da perda de carga estão apresentados em detalhe no anexo C.

Tendo em consideração o caudal de projeto ($Q = 0,8 \text{ m}^3/\text{s}$) e a perda de carga total do túnel de vento, é necessário seleccionar um ventilador que seja capaz de superar as perdas, debitar o caudal pretendido e cujas dimensões sejam idênticas às da saída do difusor. Após uma intensa pesquisa de vários fabricantes e modelos de ventiladores, constatou-se que o ventilador portátil “Unicraft MV 30” (Stürmer Maschinen GmbH, 2025) cumpre com os requisitos necessários a um preço inferior. De seguida estão presentes as características do ventilador:

- Caudal máximo: $3900 \text{ m}^3/\text{h}$;
- Diâmetro das hélices: 300 mm;
- Massa: 15 kg;
- Potência: 500 W;
- Tensão: 230 V;
- Dimensões: 420x380x380 mm.

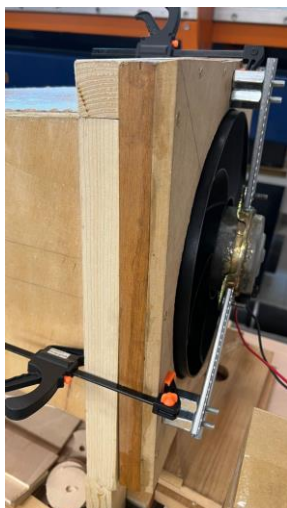
Nota: Não é fornecida a curva característica do ventilador.

Uma vez que este ventilador não possui de fábrica um variador de frequência para alterar a velocidade do escoamento consoante o pretendido, futuramente é necessário realizar a instalação de um no mesmo.

Devido a questões burocráticas e à demora excessiva para a aprovação da compra do ventilador, foi utilizado um ventilador de um radiador existente no laboratório automóvel do ISEP para efetuar ensaios no túnel de vento (secção 4.8). Este tem 300 mm de diâmetro, podendo assim ser adaptado provisoriamente no túnel de vento. Tal como referido na secção anterior, foi necessário vedar a saída do difusor, de maneira que todo o escoamento flua pelo interior do ventilador. Assim sendo, foram utilizadas uma placa de madeira com cerca de 10 mm de espessura e uma ripa de madeira com secção de 20x25 mm para fixar o ventilador e para vedar a secção de saída em volta do mesmo, tal como demonstrado na Figura 42 (a) e (b), respetivamente.



(a)



(b)

Figura 42 - Ventilador. (a) Modo de fixação. (b) Vedação da secção de saída do difusor.

Nota: A fixação ao difusor foi feita através da utilização de grampos na medida em que é uma solução provisória, não tendo sido aparafusada de maneira a não danificar o aro na secção de saída do difusor.

De notar que este ventilador trabalha a 12 V e 20 A (resultando em 240 W). Para operar com este ventilador utilizou-se um transformador para converter a tensão elétrica de 220 V para 12 V, uma ponte retificadora para reduzir as oscilações elétricas, um reóstato para variar a velocidade, dois fusíveis como medida de segurança para não danificar nenhum componente e ainda um dissipador de calor para evitar o sobreaquecimento do sistema, como demonstrado na Figura 43. Caso se pretendesse utilizar este ventilador em ambiente didático, seria necessário melhorar a segurança.

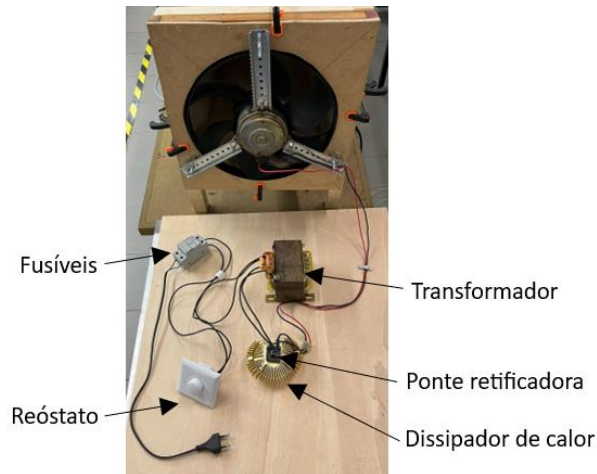


Figura 43 - Componentes para operar o ventilador.

Após todas as medições realizadas (secção 4.8), obteve-se o novo ventilador – Figura 44. Foi aproveitada a estrutura para vedar a área em torno do mesmo, tendo-se fixado o ventilador através de quatro parafusos, anilhas e porcas M8 – Figura 45 (a). Foi colocado um vedante entre o ventilador e a estrutura de madeira assim como entre o ventilador e as peças metálicas, de modo que quando se aperte a porca contra o parafuso não seja danificado o ventilador. Para permitir variar a altura do ventilador utilizou-se um veio roscado, uma porca e uma contraporca M8, como apresentado na Figura 45 (b).



Figura 44 - Ventilador portátil "Unicraft MV 30".



(a)



(b)

Figura 45 - Ventilador. (a) Fixação à estrutura de madeira. (b) Mecanismo para variar a altura do ventilador.

4.7. Suporte do túnel de vento

Para além do dimensionamento e da construção do túnel de vento, foi ainda projetado para construção futura um suporte para o mesmo, utilizando vários perfis de alumínio com secção de 30x30x1,5 mm e uniões em PVC – Figura 46. Foi acordado com o orientador a projeção de três mesas, sendo uma para suportar a estrutura do favo de abelha, câmara de estabilização e contração, outra para a secção de teste e a última para o difusor e para o ventilador, como demonstrado na Figura 47 (a), (b) e (c), respetivamente. Com intuito de facilitar a substituição dos objetos em estudo e de operar com o túnel de vento, foi definida uma altura das mesas de cerca de 750 mm, uma largura de 600 mm e comprimento de 600, 500 e 1250 mm, para cada mesa anteriormente mencionada, respetivamente. De referir que os restantes 150 mm (750 - 600) de altura se devem à colocação de rodas para permitir o transporte do túnel de vento, tanto para facilitar a arrumação como para a eventualidade de se pretender realizar uma demonstração noutra local. Após a construção das estruturas é colocada uma chapa metálica na parte superior de modo a colocar o túnel de vento.

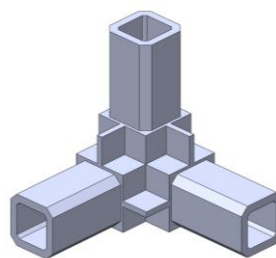
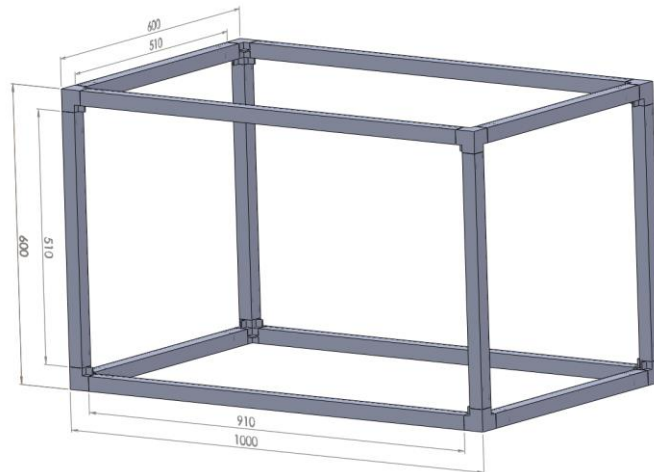
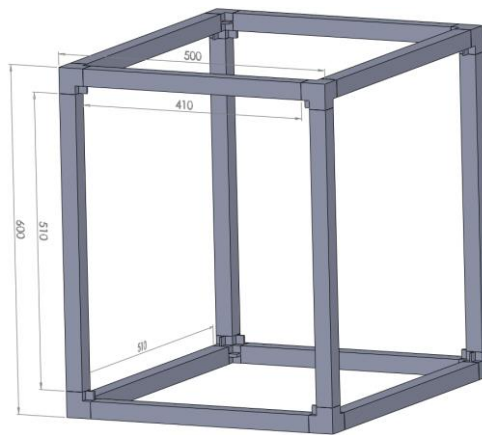


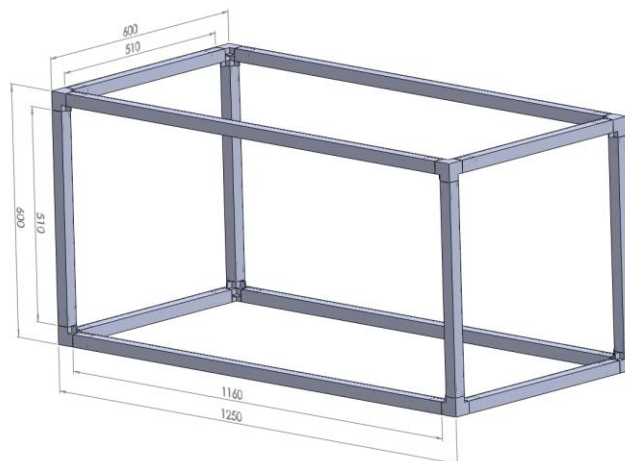
Figura 46 - União entre perfis.



(a)



(b)



(c)

Figura 47 - Projeto das mesas. (a) Mesa de suporte da estrutura do favo de abelha, câmara de estabilização e contração. (a) Mesa de suporte da secção de teste. (a) Mesa de suporte do difusor e ventilador.

4.8. Ensaio no túnel de vento com ventilador do radiador

Para concluir com os objetivos desta dissertação procedeu-se à medição da velocidade do escoamento em vários pontos da secção de teste, de modo a perceber se existe ou não variação da velocidade no escoamento ao longo da secção de teste. Os resultados apresentados de seguida foram obtidos a partir do ventilador disponível inicialmente – Figura 42.

Para a medição da pressão dinâmica do escoamento foi utilizado um tubo de *Pitot* estático (KIMO Instruments, 2005) e um manómetro de pressão diferencial digital KIMO AMI 300 (KIMO Instruments, 2005). Definiu-se vários pontos de medição ao longo da secção de teste, tendo-se selecionado dez pontos na direção do escoamento (L), três alturas (y) e cinco pontos na direção perpendicular ao escoamento (x), efetuando-se medições a 10 e 50 mm de cada placa lateral de policarbonato e no centro da secção de teste (100 mm). Na Figura 48 encontram-se representados os pontos de medição e na Tabela 7 as coordenadas respetivas, tendo como referência de origem o início da secção de teste e a base da mesma, junto da placa de policarbonato lateral onde é inserido o tubo de *Pitot*. Da Tabela 8 à Tabela 17 estão presentes os resultados obtidos nas medições da pressão dinâmica do escoamento realizadas para os diferentes pontos. Foi utilizado o submenu “Automatic average” de modo a obter a pressão dinâmica mínima, máxima e média, durante um determinado período (cerca de 30 segundos). Por sua vez, a velocidade do escoamento foi calculada a partir da equação (21).

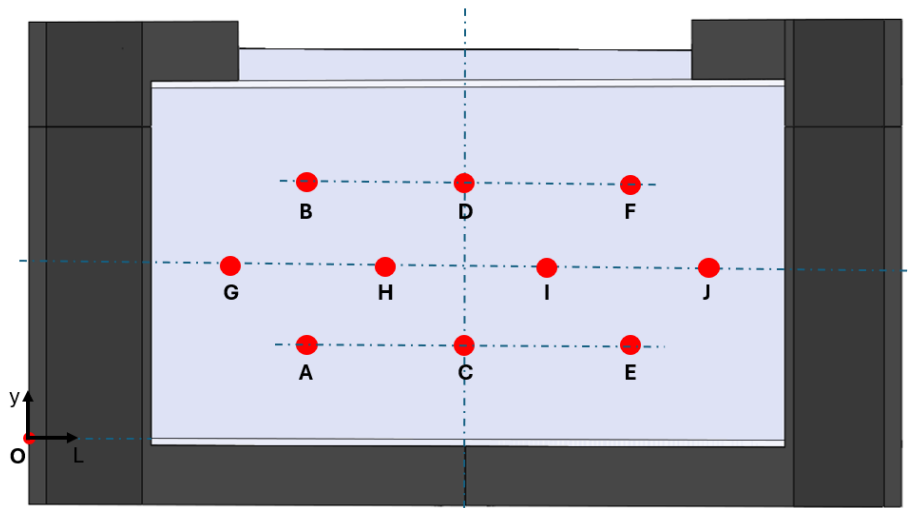


Figura 48 - Pontos de medição.

Tabela 7 - Coordenadas dos pontos de medição.

Ponto	L (mm)	y (mm)
A	160	60
B	160	140
C	250	60
D	250	140
E	340	60
F	340	140
G	90	100
H	205	100
I	295	100
J	410	100

Tabela 8 - Medições no ponto A.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	106	108	108	13,5			
50	104	107	106	13,4			
100	107	109	108	13,5	13,4	13,5	0,1
150	104	108	106	13,4			
190	105	107	107	13,5			

Tabela 9 - Medições no ponto B.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	108	111	110	13,7			
50	108	109	109	13,6			
100	110	111	110	13,7	13,5	13,7	0,2
150	106	108	108	13,5			
190	106	108	107	13,5			

Tabela 10 - Medições no ponto C.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	106	109	108	13,5			
50	106	107	107	13,5			
100	106	108	107	13,5	13,4	13,5	0,1
150	105	107	106	13,4			
190	104	107	106	13,4			

Tabela 11 - Medições no ponto D.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	104	108	107	13,5			
50	105	110	108	13,5			
100	106	110	109	13,6	13,5	13,6	0,1
150	107	109	108	13,5			
190	106	108	107	13,5			

Tabela 12 - Medições no ponto E.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	109	111	110	13,7			
50	112	114	113	13,8			
100	109	114	112	13,8	13,7	13,8	0,1
150	111	113	112	13,8			
190	109	111	110	13,7			

Tabela 13 - Medições no ponto F.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	108	112	110	13,7			
50	109	112	111	13,7			
100	113	114	113	13,8	13,7	13,8	0,1
150	111	112	112	13,8			
190	108	112	111	13,7			

Tabela 14 - Medições no ponto G.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	105	107	107	13,5			
50	105	107	107	13,5			
100	105	107	107	13,5	13,5	13,6	0,1
150	106	108	107	13,5			
190	106	109	109	13,6			

Tabela 15 - Medições no ponto H.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	105	107	106	13,4			
50	105	107	106	13,4			
100	106	108	108	13,5	13,4	13,5	0,1
150	104	106	106	13,4			
190	105	107	106	13,4			

Tabela 16 - Medições no ponto I.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	106	109	108	13,5			
50	106	108	107	13,5			
100	105	107	107	13,5	13,5	13,5	0
150	106	108	107	13,5			
190	105	108	107	13,5			

Tabela 17 - Medições no ponto J.

x (mm)	q_{min} (Pa)	q_{max} (Pa)	q_{med} (Pa)	U (m/s)	U_{min} (m/s)	U_{max} (m/s)	ΔU (m/s)
10	109	111	110	13,7			
50	109	110	110	13,7			
100	109	110	110	13,7	13,7	13,7	0
150	109	111	111	13,7			
190	109	113	111	13,7			

Analisando cada tabela, constata-se que a variação máxima de velocidade segundo a direção x é de cerca de 0,2 m/s, a mais comum de 0,1 m/s e a mínima é nula. Por outro lado, verifica-se que a variação de velocidade para os pontos com valor de L igual, ou seja, entre A/B, C/D e E/F, é de, respetivamente, 0,3, 0,2 e 0,1 m/s. Já para os pontos G, H, I e J, constata-se que a variação de velocidade entre os mesmos e ao longo da secção de teste é de cerca de 0,1 a 0,3 m/s. Tendo em conta os resultados, conclui-se que a velocidade ao longo da secção de teste é estável e não apresenta oscilações significativas, pelo que se pode afirmar que o escoamento ao longo da mesma é uniforme, permitindo ao equipamento cumprir o princípio da relatividade (secção 3.1).

Uma vez que o ventilador MV 30 foi entregue na última semana da submissão da dissertação, apenas foi possível realizar algumas medições no ponto de entrada (G) e no de saída (J) para verificação, apresentando uma velocidade média de 18 m/s, superior ao ventilador anterior. Relativamente à variação de velocidade, esta permaneceu em concordância com os valores obtidos nos ensaios apresentados. Esta velocidade é inferior em 10% ao valor de projeto de 20 m/s, uma diferença dentro do que seria de se esperar para as expressões utilizadas no cálculo das perdas de carga. Após a montagem de todos os componentes, na Figura 49 encontra-se apresentado o túnel de vento construído.



Figura 49 - Túnel de vento finalizado.

Nota: O túnel de vento foi colocado numa mesa existente no ISEP, sendo futuramente colocado na estrutura projetada (secção 4.7).

5. Conclusão

A pesquisa bibliográfica permitiu constatar que os túneis de vento têm uma grande importância na área da engenharia dado que permitem a realização de testes a inúmeros corpos, quer em escala real ou reduzida. Verificou-se também que as análises teóricas e as simulações computacionais não são suficientes para garantir a segurança do projeto em investigação. Assim sendo, a utilização dos túneis de vento oferece uma maior confiança dos resultados adquiridos, principalmente no que diz respeito a situações onde o escoamento é turbulento. A evolução dos túneis de vento ao longo do tempo é notável, existindo túneis com dimensões de armazéns (como por exemplo o do [MIT – Massachusetts Institute of Technology](#)) e outros em escala reduzida que permitem o estudo de escoamentos em torno de corpos por um custo muito inferior.

Nesta dissertação foi documentado todo o processo desde a conceção, projeto e construção de um túnel de vento de circuito aberto em escala reduzida, com intuito de expor toda a informação e de detalhar para o leitor o processo completo e todas as etapas realizadas.

O dimensionamento do túnel de vento foi realizado tendo em conta o espaço disponível no laboratório de mecânica dos fluidos do ISEP assim como os custos de fabrico associados. Para isso selecionou-se uma secção de teste com secção de 200x200 mm com um comprimento de 500 mm, aplicando um fator de 2,5 vezes o diâmetro hidráulico da secção de entrada. Selecionou-se uma razão de contração de 6:1 e um fator de 1,25 vezes o diâmetro hidráulico da secção de entrada da contração para o seu comprimento, resultando em cerca de 613 mm, uma razão de expansão de 1:2,5 e um ângulo de expansão de 4°, resultando num comprimento do difusor de cerca de 844 mm. A estrutura da câmara de estabilização teve em conta as dimensões da secção de entrada da contração e as da estrutura do favo de abelha, tendo-se selecionado um fator de 0,5 vezes o diâmetro hidráulico da secção de entrada da contração para o seu comprimento, correspondendo a cerca de 250 mm. A razão selecionada entre L_h e D_h no favo de abelha foi de 7,5, resultando num comprimento de 120 mm. A rede utilizada neste projeto conta com uma proporção de área aberta de 0,56, estando próximo do valor inferior enunciado por Bradshaw & Pankhurst (1964) e dentro dos valores recomendados por Barlow et al. (1999). O ventilador foi dimensionado consoante a velocidade inicialmente estipulada de 20 m/s para uma secção de 200x200 mm, resultando num caudal volumétrico de 0,8 m³/s. O ventilador selecionado consta com 1,08 m³/s e com 420 mm de comprimento. Assim sendo o comprimento total do túnel de vento é de cerca de 2750 mm.

Os materiais selecionados tiveram em consideração os meios e ferramentas disponíveis para a construção dos diversos componentes do túnel de vento no laboratório de materiais compósitos e no laboratório de tecnologia mecânica do ISEP, à exceção de uma etapa para a

construção da contração. Optou-se por realizar o corte do PVC e da madeira contraplacada através de uma máquina fresadora CNC para a construção do molde da contração, na medida em que se pretendeu um formato o mais próximo possível do que foi projetado e pelo facto de no ISEP não existir uma máquina disponível para este tipo de trabalho.

Após ter sido completada a montagem do túnel de vento foram realizados cinquenta ensaios ao longo da secção de teste, tendo-se definido 10 pontos com 5 medições cada um, de modo a obter a pressão dinâmica do escoamento através de um tubo de *Pitot* estático e de um manómetro de pressão diferencial digital. A partir da pressão dinâmica calculou-se a velocidade do escoamento, tendo-se obtido uma velocidade média de cerca de 13,6 m/s utilizando o ventilador de um radiador de um automóvel. Com os resultados obtidos concluiu-se que a velocidade na secção de teste apresenta uma variação reduzida, cerca de 0,1 a 0,2 m/s segundo a direção x e 0,1 a 0,3 m/s ao longo da secção de teste. Assim sendo, constatou-se que o escoamento é estável e que não apresenta variações expressivas, indo assim de encontro com o propósito deste projeto.

Com o novo ventilador obteve-se resultados com variações semelhantes e em linha com os valores obtidos, apresentando uma velocidade máxima de 18 m/s. Esta velocidade é inferior em 10% ao valor de projeto de 20 m/s, uma diferença dentro do que seria de se esperar para as expressões utilizadas no cálculo das perdas de carga.

A realização e conclusão deste trabalho possibilita aos estudantes de engenharia do ISEP a realização de estudos práticos, quer sobre conceitos abordados durante as aulas de aerodinâmica e de mecânica dos fluidos quer para projetos futuros que envolvam a necessidade de ensaios práticos, conciliando com estudos em CFD, por exemplo. Este trabalho é uma mais-valia tanto para o ISEP como para os estudantes, acrescentando valor científico.

5.1. Trabalhos futuros

São muitos os trabalhos que se podem considerar na continuidade deste. Seguem-se algumas sugestões.

Construir um suporte para o túnel de vento que permita a deslocação do mesmo no laboratório, facilitando a arrumação quando não se pretenda a sua utilização ou até para realizar uma demonstração noutra local, conforme apresentado na secção 4.7.

Instalar um variador de frequência no ventilador MV 30 de modo a permitir a variação da velocidade do escoamento conforme pretendido.

Para a visualização do escoamento em torno de corpos implementar um sistema que permita a injeção localizada de fumo sobre o objeto em análise.

Utilizar um *router* CNC para construir o molde da contração. Desta forma seria possível a construção da contração em chapa de alumínio, obtendo também melhor acabamento exterior e menor peso.

Preparar, executar e documentar trabalhos de referência usando o túnel de vento. Definir a curva característica do ventilador e incorporar uma balança para medição de forças.

6. Referências

- Adrian, R. J. (1991). Particle-Imaging Techniques for Experimental Fluid Mechanics. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 23(1), 261–304.
<https://doi.org/10.1146/annurev.fl.23.010191.001401>
- Adrian, R. J. (2005). Twenty years of particle image velocimetry. *Experiments in Fluids*, 39(2), 159–169. <https://doi.org/10.1007/s00348-005-0991-7>
- Adrian, R. J., & Yao, C.-S. (1985). Pulsed laser technique application to liquid and gaseous flows and the scattering power of seed materials. *Applied Optics*, 24(1), 44.
<https://doi.org/10.1364/AO.24.000044>
- Anderson, J. D. (2017). *Fundamentals of aerodynamics*. (VI). McGraw-Hill Education. ISBN: 978-1-259-12991-9.
- Armfield. (2020). *Armfield Computer Controlled Wind Tunnel - C30 Datasheet*.
<https://doi.org/10.5281/zenodo.14262319>
- Barlow, J. B., Rae, W. H. Jr., & Pope, Alan. (1999). *Low-speed wind tunnel testing* (3rd ed.). John Wiley & Sons. ISBN: 0-471-55774-9.
- Bradshaw, P., & Pankhurst, R. C. (1964). The design of low-speed wind tunnels. *Progress in Aerospace Sciences*, 5(C), 1–69. [https://doi.org/10.1016/0376-0421\(64\)90003-X](https://doi.org/10.1016/0376-0421(64)90003-X)
- Brederode, V. (2014). *Aerodinâmica Incompressível: Fundamentos* (IST Press, Ed.; 1st ed.). ISBN: 978-989-8481-32-0.
- Breuer, K., Drela, M., Fan, X., & Di Luca, M. (2022). Design and performance of an ultra-compact, low-speed, low turbulence level, wind tunnel for aerodynamic and animal flight experiments. *Experiments in Fluids*, 63(11), 169. <https://doi.org/10.1007/s00348-022-03519-1>
- Callister, W. D., & Rethwisch, D. G. (2018). *Materials Science and Engineering An Introduction by William D. Callister, Jr., David G. Rethwisch* (z-lib.org) (10th ed.). John Wiley & Sons. ISBN: 978-1-119-32159-0.
- Cattafesta, L., Bahr, C., & Mathew, J. (2010). Fundamentals of Wind-Tunnel Design. In *Encyclopedia of Aerospace Engineering*. Wiley.
<https://doi.org/10.1002/9780470686652.eae532>
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (1st ed.). McGraw-Hill. ISBN: 0-07-247236-7.
- Chan, W.-L., Eng, Y., Ge, Z., Lim, C. W. C., Gobeawan, L., Poh, H. J., Wise, D. J., Burcham, D. C., Lee, D., Cui, Y., & Khoo, B. C. (2020). Wind Loading on Scaled Down Fractal Tree Models of Major Urban Tree Species in Singapore. *Forests*, 11(8), 803.
<https://doi.org/10.3390/f11080803>
- Chanetz, B. (2017). A century of wind tunnels since Eiffel. *Comptes Rendus. Mécanique*, 345(8), 581–594. <https://doi.org/10.1016/j.crme.2017.05.012>
- Chanetz, B., Déleroy, J., Gilliéron, P., Gnemmi, P., Gowree, E. R., & Perrier, P. (2020). *Experimental Aerodynamics*. Springer International Publishing.
<https://doi.org/10.1007/978-3-030-35562-3>

- Derbunovich, G. I., Zemskaya, A. S., Repik, E. U., & Sosedko, Yu. P. (1987). Effect of flow contraction on the level of turbulence. *Fluid Dynamics*, 22(2), 289–294. <https://doi.org/10.1007/BF01052265>
- Dommelen, R. van. (2013). *Design of an Atmospheric Wind Tunnel*. MSc dissertation. Eindhoven University of Technology.
- Eckert, W. T., Mort, K. W., & Jope, J. (1976). Aerodynamic design guidelines and computer program for estimation of subsonic wind tunnel performance. *NASA Ames Research Center, Moffett Field, CA, United States. Work of the US Gov. Public Use Permitted. Report 19770005050*.
- Feero, M. A., Lavoie, P., & Sullivan, P. E. (2017). Three-dimensional span effects of high-aspect ratio synthetic jet forcing for separation control on a low Reynolds number airfoil. *Journal of Visualization*, 20(1), 45–51. <https://doi.org/10.1007/s12650-016-0365-7>
- Frank M. White. (2011). *Fluid Mechanics* (7th ed.). McGraw-Hill. ISBN: 978-0-07-352934-9.
- G. K. Batchelor. (1953). *The theory of homogeneous turbulence*. Cambridge University Press. ISBN: 0 521 04117 1.
- G.U.N.T. (2023). *HM 170 Wind Tunnel*. <https://doi.org/10.5281/zenodo.14262242>
- Hucho, W. H. (1987). *Aerodynamics of Road Vehicles: From Fluid Mechanics to Vehicle Engineering* (1st ed.). Butterworth-Heinemann. ISBN: 0-408-01422-9.
- Hufnagel, Klaus. (2022). *Wind Tunnel Balances*. Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-97766-5>
- Idelchik, I. E. (2008). *Handbook of Hydraulic Resistance* (4th ed.). Begell House, Inc. ISBN: 978-1-56700-251-5.
- Katz, J. (2016). *Automotive Aerodynamics*. John Wiley & Sons. ISBN: 9781119185734.
- KIMO Instruments. (2005). *Smart Multi-Functions Devices AMI 300 and 300 STD*. <https://doi.org/https://doi.org/10.5281/zenodo.15984345>
- Loehrke, R. I., & Nagib, H. M. (1972). *Experiments on Management of Free Stream Turbulence*. AGARD. Report 598.
- Lopes, P. V. d. F., Spicer, T., & Smith, C. T. (2024). Laser Doppler velocimetry and particle image velocimetry measurements in a wind tunnel model of the jack rabbit II special sonic anemometer study. *Atmospheric Environment*, 333, 120657. <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2024.120657>
- Lumley, J. L. (1964). Passage of a Turbulent Stream Through Honeycomb of Large Length-to-Diameter Ratio. *Journal of Basic Engineering*, 86(2), 218–220. <https://doi.org/10.1115/1.3653039>
- Mauro, S., Brusca, S., Lanzafame, R., Famoso, F., Galvagno, A., & Messina, M. (2017). Small-Scale Open-Circuit Wind Tunnel: Design Criteria, Construction and Calibration. *International Journal of Applied Engineering Research*, 12(23), 13649–13662.
- McLean, D. (2013). *Understanding Aerodynamics: Arguing From The Real Physics*. John Wiley & Sons, Ltd. ISBN: 978-1-119-96751-4.
- Mehta, R. D., & Bradshaw, P. (1979). Design rules for small low speed wind tunnels. *The Aeronautical Journal*, 83(827), 443–453. <https://doi.org/10.1017/S0001924000031985>
- Milliken, W. F., Milliken, D. L., & Metz, L. D. (1995). *Aerodynamic Fundamentals* (SAE international, Ed.; 1st ed., Vol. 400, pp. 83–111). ISBN: 1–56091–526–9.
- Morel, T. (1975). Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions. *Journal of Fluids Engineering*, 97(2), 225–233. <https://doi.org/10.1115/1.3447255>
- Munson, B. Roy., Okiishi, T. H., Huebsch, W. W., & Rothmayer, A. P. (2013). *Fundamentals of fluid mechanics*. John Wiley & Sons, Inc. ISBN: 978-1-118-11613-5.
- Newey, A. (2017). *How to build a car* (1st ed.). HarperCollinsPublishers.
- Scheiman, J. (1981). *Comparison of experimental and theoretical turbulence reduction characteristics for screens, honeycomb, and honeycomb-screen combinations*. NASA

- Langley Research Center Hampton, VA, United States. Report N° 19820006182.
<https://ntrs.nasa.gov/citations/19820006182>
- Schuetz, T. C. (2015). *Aerodynamics of Road Vehicles, Fifth Edition* (5th ed.). SAE International. ISBN: 978-0-7680-8253-1. <https://doi.org/10.4271/r-430>
- Seddik, A., Ahmed, M., Ayman, M., & Guaily, A. (2019). Design and Numerical Analysis of an Open-Circuit Low-Speed Wind Tunnel. *2019 Novel Intelligent and Leading Emerging Sciences Conference (NILES)*, 71–75. <https://doi.org/10.1109/NILES.2019.8909313>
- Sharma, D., Namboodiri V, V., & Goyal, R. (2024). Flow measurement in a wind tunnel with blockage screens. *Flow Measurement and Instrumentation*, 100, 102741. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2024.102741>
- Stürmer Maschinen GmbH. (2025). *Série MV - Ventiladores portáteis para uso diverso*. <https://doi.org/https://doi.org/10.5281/zenodo.15623837>
- Tropea, C., Yarin, A. L., & Foss, J. F. (2007). *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics* (1st ed., Vol. 1). Springer. ISBN: 978-3-540-25141-5.
- Westerweel, J., Elsinga, G. E., & Adrian, R. J. (2013). Particle Image Velocimetry for Complex and Turbulent Flows. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 45(1), 409–436. <https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-120710-101204>

Declaração de Integridade

DECLARAÇÃO DE INTEGRIDADE

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração. Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim. Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO.

NOME: João Afonso Oliveira Silva

ISEP, Porto, 25 de julho de 2025

Anexo A

Túnel de vento subsônico de circuito aberto do tipo sucção da marca G.U.N.T. e modelo HM 170 (G.U.N.T., 2023) - Figura 50.



Figura 50 - Túnel de vento G.U.N.T. HM 170, extraído de (G.U.N.T., 2023).

Principais características do túnel de vento:

- Tipo de túnel de vento: Circuito aberto;
- Velocidade do ar: 1,3 a 25 m/s;
- Tipo de secção de teste: Transparente e fechada;
- Dimensões da secção de teste: 292x292x420 mm;
- Potência do ventilador: 3,4 kW;
- Alcance de medições:
 - Sustentação: ± 4 N;
 - Arrasto: ± 4 N;
 - Ângulo de inclinação: $\pm 180^\circ$;
- Dimensões totais: 2870x890x1540 mm;
- Massa total: 250 kg.

Anexo B

Túnel de vento subsónico de circuito aberto do tipo sucção da marca *Armfield* e modelo C30 (Armfield, 2020) - Figura 51.



Figura 51 - Túnel de vento *Armfield* C30, extraído de (Armfield, 2020).

Principais características do túnel de vento:

- Tipo de túnel de vento: Circuito aberto;
- Velocidade do ar: 0 a 40 m/s;
- Tipo de secção de teste: Transparente e fechada;
- Dimensões da secção de teste: 310x310x600 mm;
- Potência do ventilador: 4 kW;
- Alcance de medições:
 - Sustentação: ± 10 N;
 - Arrasto: ± 10 N;
 - Ângulo de inclinação: $\pm 180^\circ$;
 - Momento de picada: ± 3 N.
- Dimensões totais: 3835x990x1860 mm;
- Massa total: 655 kg;
- Rpm máximo da ventoinha: 3000.

Anexo C

Este anexo é dedicado à apresentação detalhada dos cálculos efetuados para obter a perda de carga dos diferentes componentes do túnel de vento, sendo, no final, apresentada a Tabela 18 com o resumo dos valores obtidos.

Secção de teste

Considerou-se a rugosidade do material igual à do plástico ($\epsilon = 0,0015$ mm) (Frank M. White, 2011).

$$\begin{aligned}Re_x &= \frac{\rho U x}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 20 \cdot 0,500}{1,8 \times 10^{-5}} = 666\,666,7 \\ \delta &= \frac{0,16 \cdot L}{Re_x^{\frac{1}{7}}} \approx \frac{0,16 \cdot 0,500}{666666,7^{\frac{1}{7}}} \approx 12 \text{ mm} \\ \delta^* &= \frac{0,02 \cdot L}{Re_x^{\frac{1}{7}}} \approx \frac{0,02 \cdot 0,500}{666666,7^{\frac{1}{7}}} \approx 1,5 \text{ mm} \\ Re_d &= \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 20 \cdot 0,200}{1,8 \times 10^{-5}} = 266\,666,7 \\ f &= \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{\epsilon/d}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2} \\ &= \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{266\,666,7} + \left(\frac{0,0015 \cdot 10^{-3}}{0,200} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2} = 0,0147 \\ K_{ST} &= f \frac{L}{D_h} = 0,0147 \cdot \frac{0,500}{0,200} = 0,037 \\ \Delta P &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot K_{ST} = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 20^2 \cdot 0,037 = 8,83 \text{ Pa}\end{aligned}$$

Rede

Como referido na secção 4.4, utilizou-se uma rede cujos fios têm um diâmetro de 1 mm e uma distância entre fios de 4 mm.

$$\beta = \left(1 - \frac{d}{l}\right)^2 = \left(1 - \frac{1}{4}\right)^2 = 0,563$$

$$\sigma_s = 1 - \beta = 1 - 0,563 = 0,437$$

$$K_{mesh} = 2,1 \rightarrow \text{fio de seda}$$

$$Re_w = \frac{\rho UD}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 3,33 \cdot 0,001}{1,8 \times 10^{-5}} = 222,2$$

$$K_{Rn} = 0,785 \cdot \left(1 - \frac{Re_w}{354}\right) + 1,01 = 0,785 \cdot \left(1 - \frac{222,2}{354}\right) + 1,01 = 1,3$$

$$K_S = K_{mesh} \cdot K_{Rn} \cdot \sigma_s + \frac{\sigma_s^2}{\beta^2} = 2,1 \cdot 1,3 \cdot 0,437 + \frac{0,437^2}{0,563^2} = 1,8$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2 \cdot K_S = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 3,33^2 \cdot 1,8 = 12 \text{ Pa}$$

Favo de abelha

Como abordado na secção 4.4, foram utilizados tubos com diâmetro interior de 16 mm e espessura de 2 mm, resultando assim num diâmetro exterior de 20 mm e num total de tubos utilizados igual a 625. Considerou-se a rugosidade do material (PVC) igual à do plástico ($\epsilon = 0,0015 \text{ mm}$) (Frank M. White, 2011).

$$A_{secc\tilde{a}o \text{ entrada}} = 0,500 \cdot 0,500 = 0,25 \text{ m}^2$$

$$A_{int \text{ tubo}} = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,000201 \text{ m}^2$$

$$A_{ext \text{ tubo}} = \frac{\pi D_e^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,020^2}{4} = 0,000314 \text{ m}^2$$

$$A_{Sup. \text{ Frontal}} = A_{ext \text{ tubo}} - A_{int \text{ tubo}} = 0,000314 - 0,000201 = 0,000113 \text{ m}^2$$

$$A_{Sup. \text{ Frontal Total}} = N^{\circ} \text{ tubos} \cdot A_{Sup. \text{ Frontal}} = 625 \cdot 0,000113 = 0,071 \text{ m}^2$$

$$A_{Aberta} = A_{secc\tilde{a}o \text{ entrada}} - A_{Sup. \text{ Frontal Total}} = 0,25 - 0,071 = 0,179 \text{ m}^2$$

$$\beta_h = \frac{A_{Aberta}}{A_{secc\tilde{a}o \text{ entrada}}} = \frac{0,179}{0,25} = 0,72$$

$$Re_h = \frac{\rho UD}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 3,33 \cdot 0,016}{1,8 \times 10^{-5}} = 3552$$

$$f_h = 0,214 \cdot \left(\frac{\epsilon}{D_h}\right)^{0,4} = 0,214 \cdot \left(\frac{0,0015 \cdot 10^{-3}}{0,016}\right)^{0,4} = 0,00524$$

$$K_h = f_h \cdot \left(\frac{L_h}{D_h} + 3\right) \cdot \left(\frac{1}{\beta_h}\right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1\right)^2$$

$$= 0,00524 \cdot (7,5 + 3) \cdot \left(\frac{1}{0,72}\right)^2 + \left(\frac{1}{0,72} - 1\right)^2 = 0,26$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2 \cdot K_h = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 3,33^2 \cdot 0,26 = 1,73 \text{ Pa}$$

Contração

Assumindo o princípio da conservação de massa (subsecção 3.2.1) e que o caudal se mantém ao longo do circuito, a velocidade do escoamento na entrada da contração pode ser calculada através de $Q = UA$, sendo $Q = 0,8 \text{ m}^3/\text{s}$ e $A = 0,490 \cdot 0,490 = 0,24 \text{ m}^2$, obtendo assim uma velocidade na entrada $U_e = 3,33 \text{ m/s}$. Considerou-se a rugosidade do material (PVC) igual à do plástico ($\epsilon = 0,0015 \text{ mm}$) (Frank M. White, 2011).

$$Re_e = \frac{\rho U_e D_e}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 3,33 \cdot 0,490}{1,8 \times 10^{-5}} = 108\,888,9$$

$$Re_s = \frac{\rho U_s D_s}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 20 \cdot 0,200}{1,8 \times 10^{-5}} = 266\,666,7$$

$$f_e = \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re_e} + \left(\frac{\epsilon/D_e}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2}$$

$$= \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{108866,2} + \left(\frac{\frac{0,0015 \cdot 10^{-3}}{0,490}}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2} = 0,0175$$

$$f_s = \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re_s} + \left(\frac{\epsilon/D_s}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2}$$

$$= \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{266666,7} + \left(\frac{\frac{0,0015 \cdot 10^{-3}}{0,200}}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2} = 0,0147$$

$$f_{av} = \frac{f_e + f_s}{2} = \frac{0,0175 + 0,0147}{2} = 0,0161$$

$$K_C = 0,32 \cdot f_{av} \cdot \frac{L}{D_s} = 0,32 \cdot 0,0161 \cdot \frac{0,613}{0,200} = 0,016$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2 \cdot K_C = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 3,33^2 \cdot 0,016 = 0,105 \text{ Pa}$$

Difusor

Considerou-se a rugosidade do material (madeira contraplacada) igual à da madeira ($\epsilon = 0,5$ mm) (Frank M. White, 2011).

$$Re_d = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 20 \cdot 0,203}{1,8 \times 10^{-5}} = 270\,667$$

$$f = \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{\epsilon/d}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2}$$

$$= \left[-1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{270667} + \left(\frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{\frac{0,203}{3,7}} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2} = 0,025$$

$$K_f = \left(1 - \frac{1}{A_R^2} \right) \frac{f}{8 \sin \theta} = \left(1 - \frac{1}{2,5^2} \right) \frac{0,025}{8 \sin(4)} = 0,0379$$

$$K_{e_{\text{Quadrada}}}(\theta) = 0,1222 - 0,0459 \theta + 0,02203 \theta^2 - 0,003269 \theta^3$$

$$- 0,0006145 \theta^4 + 0,00028 \theta^5 - 0,00002337 \theta^6$$

$$= 0,1222 - 0,0459 \cdot 4 + 0,02203 \cdot 4^2 - 0,003269 \cdot 4^3 -$$

$$0,0006145 \cdot 4^4 + 0,00028 \cdot 4^5 - 0,00002337 \cdot 4^6 = 0,119$$

$$K_{ex} = K_e(\theta) \left(\frac{A_R - 1}{A_R} \right)^2 = 0,119 \cdot \left(\frac{2,5 - 1}{2,5} \right)^2 = 0,0428$$

$$K_D = K_f + K_{ex} = 0,0379 + 0,0428 = 0,0807$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot K_D = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 20^2 \cdot 0,0807 = 19,4 \text{ Pa}$$

Saída do ventilador

$$Q = 0,8 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = 0,321 \cdot 0,321 = 0,103 \text{ m}^2$$

$$U = \frac{Q}{A} = \frac{0,8}{0,103} = 7,76 \text{ m/s}$$

$$K_{SV} = 1$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot K_{SV} = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 7,76^2 \cdot 1 = 36,2 \text{ Pa}$$

Na Tabela 18 está apresentado o resumo dos valores obtidos da perda de carga de cada componente considerando a velocidade do escoamento de 20 m/s. No entanto, como os valores de velocidade obtidos a partir do ventilador utilizado são inferiores, na Tabela 19 está apresentado o resumo dos valores de perda de carga obtidos para cada componente considerando a velocidade média obtida nos resultados experimentais de cerca de 13,6 m/s.

Tabela 18 - Resumo das perdas de carga para $U = 20$ m/s.

Componente	K	ΔP (Pa)	%
Contração	0,016	0,105	0,13
Redes	1,8	12	15,35
Favo de abelha	0,26	1,75	2,24
Secção de teste	0,037	8,83	11,28
Difusor	0,109	19,4	24,79
Saída do ventilador	1	36,17	46,21
Total		78,26	100

Tabela 19 - Resumo das perdas de carga para $U = 13,6$ m/s.

Componente	K	ΔP (Pa)	%
Contração	0,017	0,053	0,14
Redes	1,94	6,5	17,36
Favo de abelha	0,26	0,804	2,15
Secção de teste	0,0395	4,38	11,69
Difusor	0,081	8,99	24,01
Saída do ventilador	1	16,72	44,65
Total		37,44	100

Nota: Para o cálculo de δ e δ^* na secção de teste foram utilizadas as equações (46) e (48), dado que o valor de Re_x é inferior a 5×10^5 , correspondendo a um regime laminar.

Anexo D

Na Figura 52 encontra-se apresentado o túnel de vento construído.



Figura 52 - Túnel de vento construído.

Principais características do túnel de vento:

- Tipo de túnel de vento: Circuito aberto;
- Velocidade do ar: 18 m/s (0 a 18 m/s quando for instalado o variador de frequência);
- Tipo de secção de teste: Transparente e fechada;
- Dimensões da secção de teste: 200x200x500 mm;
- Potência do ventilador: 0,5 kW;
- Dimensões totais: 564x564x2750 mm;
- Massa total: 50 kg (estimativa);