



Projeto e Fabrico de uma Mesa de Ensaios Aerodinâmicos

GONÇALO LAGES PEREIRA MORGADO RIBEIRO
setembro de 2025

**Projeto e Fabrico de uma Mesa de Ensaios
Aerodinâmicos**

Gonçalo Lages Pereira Morgado Ribeiro

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

**Orientador: Prof. Dr. Pedro Miguel Rosas de Almeida Areal
Co-orientador: Prof. Dra. Andresa Baptista da Silva**

Júri: Prof. Dr. Carlos Veiga Rodrigues

Presidente: Prof. Dr. Fernando José Ferreira

Porto, 20 de Setembro, 2025

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha família, a base de todo o meu percurso.

Aos meus Pais e ao meu Irmão, que estiveram comigo em cada passo. Obrigado do fundo do coração por todo o incentivo constante, ajuda incondicional e paciência infinita em toda a minha jornada acadêmica.

Ao meu Avô, Tios e Primos, um grande obrigado pelo apoio e pela confiança que sempre demonstraram ao longo da minha vida acadêmica.

Vocês foram, e serão sempre, a minha maior inspiração.

Agradecimentos

Ao meu Orientador, Professor Doutor Pedro Areal, agradeço-lhe por me ter aceitado como seu orientando, mas principalmente, agradeço por todo o tempo dedicado, toda a ajuda e toda a paciência que me forneceu ao longo destes últimos meses. Um meu sincero obrigado por tudo.

À minha Co-Orientadora, Professora Doutora Andresa Baptista, agradeço não só o tempo que dedicou a esta tese, mas também a partilha constante de ideias e novas perspetivas que me ajudaram a levar este projeto mais longe.

Aos membros do Júri, o meu sincero agradecimento pelo tempo e pela atenção dedicados à leitura e avaliação desta dissertação.

Aos meus Pais, José e Paula, um agradecimento do fundo do coração. Obrigado por me darem as condições para chegar até aqui e, mais importante, pelo apoio e pela confiança incondicionais que sempre depositaram em mim. Sem vocês, nada disto seria possível.

Ao meu Irmão, Diogo, o mais especial obrigado, não só por toda a ajuda, ideias e disponibilidade que tiveste comigo, mas essencialmente, pelo apoio que recebi da tua parte.

Ao meu Avô, Tios e Primos, um enorme obrigado por fazerem parte desta jornada e por todo o carinho e apoio que recebi e senti da vossa parte. Foram sem dúvida um dos meus maiores apoios.

Aos meus amigos, Nelson e Francisca, o meu agradecimento por me terem ajudado e acompanhado nesta longa jornada. A todas as horas que passámos juntos, não só a fazer a tese, mas também a aproveitar os bons momentos e risadas que fomos tirando pelo meio. Foram sem sombra de dúvidas um grande apoio e têm o meu profundo agradecimento.

Ao meu colega e amigo, Gonçalo, agradecer por toda a ajuda e por ter disponibilizado a sua balança de ensaios aerodinâmicos para este projeto.

Um agradecimento ao Engenheiro Joaquim, juntamente com o laboratório de AVAC, por terem fornecido o ventilador para este projeto.

Um agradecimento à empresa EVAC, por ter construído e fornecido a estrutura da mesa de ensaios.

Por fim, um agradecimento aos técnicos do laboratório de mecânica, por toda a disponibilidade e ajuda prática que me deram, especialmente na reta final do projeto.

Resumo

Este projeto abordou o desafio da inacessibilidade de túneis de vento para o ensino e a investigação em aerodinâmica, devido aos seus elevados custos. O objetivo da dissertação foi projetar, fabricar e validar uma mesa de ensaios aerodinâmicos de baixo custo, desenvolvida especificamente para o Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP). A metodologia combinou a modelação 3D com a tecnologia de fabrico por deposição de material fundido (FDM) para criar os componentes essenciais de um túnel de vento de circuito aberto, incluindo uma contração otimizada, uma curva de 180° com pás diretrizes e uma célula tipo favo de mel. A validação experimental confirmou um desempenho superior ao esperado, com a mesa de ensaios a atingir uma velocidade média de 16,35 m/s na secção de teste e uma uniformidade de escoamento notável, com uma variação de 3,3%. Para demonstrar a sua utilidade didática, foram criados e testados módulos de ensaio. Um deles, um Venturi para o estudo da equação de Bernoulli, mostrou uma boa concordância com a teoria, com erros inferiores a 6%. Adicionalmente, um módulo para medir a força de arrasto num perfil NACA 0012 mostrou resultados consistentes com as medições de referência, que também evidenciaram o impacto didático da rugosidade superficial do fabrico aditivo. Em suma, este trabalho demonstra a viabilidade de utilizar tecnologias de fabrico de baixo custo para criar plataformas didáticas eficazes e acessíveis. O projeto resultou numa ferramenta valiosa para o ISEP, fornecendo uma alternativa funcional e didática aos túneis de vento tradicionais, com um custo inferior a 2100€.

PALAVRAS-CHAVE: Túnel de Vento, Fabrico Aditivo, Mecânica dos Fluidos Experimental, Validação Aerodinâmica, Equipamento Didático, Impressão 3D.

Abstract

This project addressed the challenge of wind tunnel unaffordability for teaching and research in aerodynamics due to their high costs. The objective of the dissertation was to design, manufacture, and validate a low-cost aerodynamic test bench developed specifically for the Porto Institute of Engineering (ISEP). The methodology combined 3D modeling with fused deposition modeling (FDM) manufacturing technology to create the essential components of an open-circuit wind tunnel, including an optimized contraction, a 180° curve with guide vanes, and a honeycomb cell. Experimental validation confirmed superior performance, with the test table reaching an average speed of 16,35 m/s in the test section and remarkable flow uniformity, with a variation of 3,3%. To demonstrate its educational usefulness, test modules were created and tested. One of them, a Venturi for studying Bernoulli's equation, showed good agreement with theory, with errors of less than 6%. Additionally, a module for measuring drag force on a NACA 0012 profile showed results consistent with reference measurements, which also highlighted the educational impact of the surface roughness of additive manufacturing. In summary, this work demonstrates the feasibility of using low-cost manufacturing technologies to create effective and accessible teaching platforms. The project has resulted in a valuable tool for ISEP, providing a functional and educational alternative to traditional wind tunnels, at a cost of less than €2,100.

Índice

Dedicatória.....	iii
Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract.....	ix
Lista de Figuras.....	xv
Lista de Tabelas.....	xvii
Acrónimos e Símbolos.....	xix
1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização	1
1.2. Motivação.....	1
1.3. Objetivos	2
1.4. Metodologia de Projeto	2
1.5. Estrutura da Dissertação	3
2. Fundamentação Teórica e Estado da Arte.....	5
2.1. Túnel de vento.....	6
2.2. Túnel de Vento em Circuito Aberto	7
2.3. Túnel de Vento em Circuito Fechado.....	9
2.4. Princípios Fundamentais	10
2.4.1. Pressão.....	10
2.4.2. Princípio da Conservação de Massa.....	11
2.4.3. Equação de Bernoulli	11
2.4.4. Princípio da Semelhança.....	12
2.5. Análise Dimensional	12
2.5.1. Número de Reynolds.....	12
2.5.2. Número de Mach	13
2.6. Forças Aerodinâmicas e seus Coeficientes.....	14
2.6.1. Força e Coeficiente de Sustentação.....	14
2.6.2. Força de Arrasto e seu Coeficiente	15
2.6.3. Momento de Arfagem	16
2.7. Elementos de Construção de um Túnel de Vento.....	16
2.7.1. Expansão	16
2.7.2. Contração.....	18
2.7.3. Células do Tipo Favo de Mel	19
2.7.4. Redes de Malha.....	22
2.7.5. Curvas com Pás Diretrizes	24

2.7.6. Ventiladores.....	25
2.8. Material de Construção do Túnel.....	26
2.9. Instrumentação	27
2.9.1. Tubo de Pitot.....	28
2.9.2. Manómetro Multitubos	29
3. Projeto e Fabrico da Mesa de Ensaios Aerodinâmicos	31
3.1. Ponto de Partida e Condicionantes do Projeto.....	34
3.2. Características do Ventilador Centrífugo	36
3.3. Projeto da Mesa de Ensaios Aerodinâmicos	38
3.3.1. Projeto da Secção do Adaptador	38
3.3.2. Projeto da Secção Reta	42
3.3.3. Projeto da Curva Direcional	46
3.3.4. Projeto da Célula do Tipo Favo de Mel	49
3.3.5. Projeto da Contração	51
3.3.6. Projeto do Adaptador de Posicionamento de Instrumentação.....	54
3.4. Projeto e Fabrico dos Diferentes Módulos de Ensaios Aerodinâmicos	56
3.4.1. Projeto do Módulo de Venturi V1.....	56
3.4.2. Projeto do Módulo de Venturi V2.....	60
3.4.3. Projeto do Módulo para Ensaios de Forças Aerodinâmicas	62
4. Análise Teórica e Previsão de Desempenho	67
4.1. Cálculo das Perdas de Carga no Circuito	67
4.2. Análise do Ponto de Operação e Desempenho Real do Sistema	69
5. Ensaio Experimental e Análise de Resultados	73
5.1. Velocidades no Interior e Saída do Equipamento	73
5.2. Uniformidade do Perfil de Velocidades na Saída de Contração	78
5.3. Validação Experimental do Módulo de Bernoulli V1	82
5.3.1. Metodologia Teórica.....	82
5.3.2. Procedimento Experimental e Análise de Resultados	84
5.4. Validação Experimental do Módulo de Bernoulli V2	85
5.4.1. Análise Teórica e Experimental.....	86
5.4.2. Discussão e Conclusões do Ensaio	88
5.5. Análise da Esteira do Perfil NACA 0012.....	89
6. Conclusão	97
6.1. Conclusões Finais	97
6.2. Limitações e Trabalhos Futuros	99
Referências.....	101
Declaração de Integridade	105

Apêndice A	107
A.1. Perdas na Contração do Adaptador.....	107
A.2. Perdas nas Secções Retas	110
A.3. Perdas na Curva com Pás Diretrizes	111
A.4. Perdas na Célula do Tipo Favo de Mel.....	113
A.5. Perdas na Contração.....	115
Apêndice B	119

Lista de Figuras

Figura 1 - Mesa de ensaios aerodinâmicos (TecQuipment, 2013).....	6
Figura 2 - Túnel em circuito aberto do tipo sopro (Adaptado de Vasco de Brederode (2014)) ...	8
Figura 3 - Túnel em circuito fechado (Adaptado de Vasco de Brederode (2014))	9
Figura 4 - Separação do escoamento para ângulos superiores a 15° (Çengel & Cimbala, 2006)	15
Figura 5 - Geometria da expansão (Barlow et al., 1999).....	17
Figura 6 - Diferentes tipos de células do tipo favo de mel (Barlow et al., 1999).....	21
Figura 7 - Canto sem pás diretrizes (a), com pás diretrizes (b) (Adaptado de Munson et al. (1999))	24
Figura 8 - Tubo de pitot (a), tubo de pitot-estático (b) (Adaptado de Çengel & Cimbala (2006))	28
Figura 9 - Manómetro multitubos (TecQuipment, 2013)	29
Figura 12 - Mesa de ensaios aerodinâmicos	32
Figura 13 - Impressora 3D BambuLab A1®	35
Figura 14 - Ventilador centrífugo fornecido pelo ISEP.....	36
Figura 13 - Curvas de desempenho do ventilador DD 7/7 6M06FY (TDA, (2015))	37
Figura 16 - Dimensões geométricas – Vista de topo do adaptador	39
Figura 17 - Termofixação dos insertos no adaptador	40
Figura 18 - Dimensões geométricas - Vista frontal em corte do adaptador	41
Figura 19 - Ligação do adaptador ao ventilador e secção reta	41
Figura 20 - Dimensões da secção reta: Vista de topo	42
Figura 21 - Secção reta com chanfre de 30° - BambuStudio®.....	43
Figura 22 - Secção reta sem chanfre de 30° - BambuStudio®	44
Figura 21 - Pormenor de relevo de encaixe entre secções	44
Figura 24 - Pormenor da ranhura de encaixe entre secções	45
Figura 25 - Montagem das secções da curva	46
Figura 24 - Modelo da secção de 45° da curva	47
Figura 27 - Secção de curva de 45° - BambuStudio®.....	48
Figura 28 - Célula do tipo favo de mel	49
Figura 27 - Célula do tipo favo de mel - BambuStudio®	50
Figura 30 - Contração: Imagem de corte	51
Figura 31 - Contração com grampos de fixação rápida.....	52
Figura 32 - Contração - BambuStudio®	53
Figura 33 - Módulo de posicionamento de instrumentação	54
Figura 34 - Módulo de posicionamento de instrumentação: BambuStudio®	55
Figura 35 - Localização dos pontos de medição.....	57
Figura 36 - Termofixação dos insertos nas abas laterais do módulo	58
Figura 37 - Ligação do módulo de Venturi V1 à contração	59
Figura 38 - Detalhe dos pinos de guiamento entre as seções do módulo	61
Figura 39 - Ligação do módulo de Bernoulli V2 à contração	62

Figura 41 – Células de carga para medição das forças de arrasto e sustentação (Campos, 2025)	63
.....	63
Figura 40 - Ligação das células de carga ao módulo de ensaios	63
Figura 42 - Unidade de Controlo para leitura das forças e momento (Campos, 2025)	64
Figura 43 - Ligação do perfil NACA com variador de ângulo.....	65
Figura 44 - Determinação do ponto de operação do sistema	70
Figura 45 - Fixação da sonda de Pitot no interior túnel.....	74
Figura 46 - Fixação da sonda de Pitot no suporte externo	74
Figura 47 - Posicionamento do anemómetro de $\varnothing 100$ mm na zona de teste	75
Figura 48 - Posicionamento da sonda de Pitot na saída da contração	78
Figura 49 - Ilustração dos pontos de medição efetuados.....	79
Figura 50 - Mapa de velocidades na saída da contração	81
Figura 51 - Posicionamento do Pitot para medição das velocidades	82
Figura 52 - Posicionamento do Pitot para medição das velocidades do perfil NACA.....	89
Figura 53 - Esquema de medição para o perfil NACA	90
Figura 54 - Gráfico: C_A v Alpha	94
Figura 55 - Gráfico: C_A v Alpha para Reynolds 100000 (Adaptado de Srinath & Mittal (2009))	94

Lista de Tabelas

Tabela 1- Especificações de incerteza da instrumentação utilizada (Adaptado de KIMO, 2011)	27
Tabela 2 - Custo de Construção da Mesa de Ensaios Aerodinâmicos.....	33
Tabela 3 - Localização das tomadas de pressão estática no módulo Venturi V1	57
Tabela 4 - Localização das tomadas de pressão estática no Módulo de Venturi V2	61
Tabela 5 - Perdas de carga teóricas no circuito	68
Tabela 6 - Perdas de carga teóricas no ponto de operação do sistema	71
Tabela 7 - Medições de velocidade e pressão no circuito	76
Tabela 8 - Medições com a sonda de Pitot na saída do escoamento	80
Tabela 9 - Medições de velocidades para análise teórica.....	83
Tabela 10 - Resultados teóricos para o módulo de Bernoulli V1.....	84
Tabela 11 - Comparação entre resultados teóricos e experimentais do módulo de Bernoulli V1	84
Tabela 12 - Medições da velocidade para análise teórica do Módulo V2	86
Tabela 13 - Resultados teóricos para o Módulo de Bernoulli V2.....	87
Tabela 14 - Comparação entre resultados teóricos e experimentais do Módulo de Bernoulli V2	87
Tabela 15 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 0°	92
Tabela 16 - Resumo da força de arrasto e coeficiente de arrasto calculados vs ângulo de ataque	93
Tabela 17 - Perdas de carga no adaptador: Parâmetros e resultados obtidos.....	109
Tabela 18 - Perdas de carga na secção reta: Parâmetros e resultados obtidos	111
Tabela 19 - Perdas de carga na curva: Parâmetros e resultados obtidos.....	112
Tabela 20 - Perdas de carga na célula do tipo favo de mel: Parâmetros e resultados obtidos	114
Tabela 21 - Perdas de carga na contração: Parâmetros e resultados obtidos.....	117
Tabela 22 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -5°	119
Tabela 23 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 5°	120
Tabela 24 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -10°	120
Tabela 25 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 10°	121
Tabela 26 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -15°	121
Tabela 27 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 15°	122
Tabela 28 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -20°	122
Tabela 29 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 20°	123
Tabela 30 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -25°	123
Tabela 31 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 25°	124

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

ABS	Acrilonitrila Butadieno Estireno
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
NACA	Comité Consultivo Nacional para a Aeronáutica (National Advisory Committee for Aeronautics)
CFD	Dinâmica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
FDM	Modelação por Deposição de Material Fundido (Fused Deposition Modeling)
ISO	Organização Internacional de Normalização (International Organization for Standardization)

Lista de Símbolos

g	Aceleração gravítica	m/s^2
z	Altura acima da referência	m
θ_e	Ângulo de expansão	<i>Graus</i> (°)
A	Área da secção transversal	m^2
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
C_A	Coeficiente de arrasto	
f_c	Coeficiente de atrito na contração	
f_e	Coeficiente de atrito na expansão	
f_{ca}	Coeficiente de atrito no adaptador	
K_{Re}	Coeficiente de perda de Reynolds	
K_C	Coeficiente de perda na contração	
K_{pd}	Coeficiente de perda na curva com pás diretrizes	
K_m	Coeficiente de perda na rede de malha	
K_h	Coeficiente de perda nas células do tipo favo de mel	
K_{Ca}	Coeficiente de perda no adaptador	
$K_e(\theta)$	Coeficiente de perda para um determinado ângulo de expansão	
K_f	Coeficiente de perda por atrito na expansão	

K_{ex}	Coeficiente de perda por expansão	
K_d	Coeficiente de perda total na expansão	
K_r	Coeficiente de perda total nas redes de malha	
C_s	Coeficiente de sustentação	
C_{Ma}	Coeficiente do momento de arfagem	
L	Comprimento característico	m
L_h	Comprimento das células do tipo favo de mel	m
c	Corda da pá diretriz da curva	m
D_r	Diâmetro da rede de malha	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
$D_{h,célula}$	Diâmetro hidráulico das células do tipo favo de mel	m
$D_{h,médio}$	Diâmetro hidráulico médio	m
F_A	Força de arrasto	N
F_s	Força de sustentação	N
ρ_r	Massa volúmica da rede de malha	kg/m^3
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar	kg/m^3
M_a	Momento de arfagem	N/m
M	Número de Mach	
Re	Número de Reynolds	
β_h	Porosidade da célula do tipo favo de mel	
β_r	Porosidade das redes de malha	
P_d	Pressão dinâmica	Pa
P_e	Pressão estática	Pa
P_t	Pressão total	Pa
R_h	Raio hidráulico	m
A_R	Relação de áreas	
Δ	Rugosidade da superfície	m
Ra	Rugosidade média aritmética	μm
v	Velocidade do fluido	m/s
$v_{média}$	Velocidade média do fluido	m/s
μ	Viscosidade dinâmica	$kg/m \cdot s$

1. Introdução

1.1. Contextualização

A mecânica dos fluidos e a aerodinâmica são disciplinas centrais na engenharia, em particular na análise e otimização de sistemas onde a interação com um fluido é crítica. O controlo e a previsão do escoamento de fluidos à volta de corpos, estruturas ou canais têm implicações práticas e fundamentais em áreas como a eficiência energética, a segurança e a estabilidade, sendo essenciais em projetos que vão desde a aviação e o setor automóvel até às turbinas eólicas, pontes, edifícios e sistemas de ventilação. O objetivo é otimizar o desempenho dos equipamentos, minimizando resistências desnecessárias, aumentando a estabilidade e melhorando o funcionamento dos sistemas. Atingir essa meta exige a realização de estudos experimentais com modelos em túneis de vento e sistemas equivalentes.

Neste contexto, os túneis de vento e as mesas de ensaios aerodinâmicos são ferramentas laboratoriais indispensáveis. A produção de modelos em escala permite aos engenheiros e investigadores analisar com precisão os efeitos do escoamento, validando modelos teóricos e computacionais e permitindo a análise de fenómenos complexos a um custo significativamente inferior ao de ensaios em escala real. Estes equipamentos fornecem uma base de investigação essencial para o avanço do conhecimento, permitindo que a teoria aplicada seja testada, validada e refinada, impulsionando assim o progresso tecnológico através da resolução de problemas práticos e da inovação.

1.2. Motivação

O mestrado em Engenharia Automóvel do Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP) identificou a necessidade de um equipamento didático para a realização de ensaios de aerodinâmica. Os modelos comerciais existentes, como o "©TecQuipment AF10" e o "©G.U.N.T. - HM 225", têm custos elevados de aquisição e manutenção e uma flexibilidade limitada para adaptações e melhorias futuras. Esta realidade motivou o presente projeto, que se propôs a explorar uma via alternativa: o desenvolvimento de uma mesa de ensaios aerodinâmicos de baixo custo, recorrendo a tecnologias de fabrico modernas e acessíveis.

O principal objetivo deste trabalho foi demonstrar a viabilidade de projetar e construir uma mesa de estudos aerodinâmicos funcional recorrendo à manufatura aditiva, mais concretamente à tecnologia de modelação por deposição de material fundido (do inglês, *Fused Deposition Modeling*, FDM). Esta abordagem não só permite reduzir os custos de produção,

como oferece uma flexibilidade no projeto, possibilitando a criação de geometrias complexas e otimizadas e a realização de melhorias incrementais ao longo do tempo.

No ensino superior, a reprodução de uma mesa de escoamento modular proporciona aos estudantes uma experiência de aprendizagem prática, facilitando a compreensão de conceitos teóricos complexos. Estas interações práticas, juntamente com os módulos didáticos disponibilizados, ajudam a desenvolver capacidades experimentais, analíticas e de resolução de problemas. O projeto visou, assim, criar uma solução personalizada, eficiente e acessível para os estudantes e investigadores do ISEP.

1.3. Objetivos

Para responder ao problema identificado, foram definidos os seguintes objetivos principais:

1. Projetar uma mesa de ensaios aerodinâmicos de circuito aberto, do tipo sopro, com base nos fundamentos da mecânica dos fluidos e na bibliografia sobre túneis de vento, incluindo componentes para o condicionamento e uniformização do escoamento.
2. Fabricar todos os componentes estruturais e aerodinâmicos do túnel recorrendo à tecnologia de impressão 3D (FDM), otimizando o design das peças de acordo com as limitações e potencialidades da mesma e validando-a como uma metodologia de produção de baixo custo para este tipo de equipamento;
3. Montar e instrumentar o protótipo funcional, integrando um ventilador centrífugo existente e desenvolvendo módulos específicos para a medição de parâmetros do escoamento;
4. Validar experimentalmente o desempenho aerodinâmico do túnel de vento construído, caracterizando o perfil de velocidades na secção de teste para avaliar a sua qualidade e comparando os resultados obtidos com uma análise teórica de perdas de carga.

1.4. Metodologia de Projeto

A concretização dos objetivos delineados seguiu uma metodologia estruturada em quatro fases principais, que garantiram um desenvolvimento lógico e iterativo desde a conceção até à validação final. Esta abordagem sistemática foi crucial para gerir as condicionantes do projeto e para assegurar que os resultados experimentais pudessem ser criticamente avaliados face às previsões teóricas.

Fase 1: Definição e Análise Teórica

A fase inicial consistiu na fundamentação do projeto. Foi realizada uma revisão exaustiva do estado da arte para consolidar os princípios de design de túneis de vento. Em paralelo, foram caracterizadas as duas principais condicionantes do projeto: o desempenho do ventilador centrífugo existente, que foi estimado com base num modelo análogo, e as limitações geométricas da impressora 3D disponível. Com base nestes dados, foi realizada uma análise

teórica de perdas de carga para todo o circuito, permitindo estimar o ponto de operação e prever a velocidade máxima atingível na secção de teste.

Fase 2: Projeto e Fabrico (CAD)

Nesta fase, o conceito foi materializado. Foi utilizado o software SolidWorks®, de forma a modelar todos os componentes aerodinâmicos. O design de cada peça foi otimizado para o fabrico por FDM, considerando as limitações do processo e aplicando estratégias para minimizar o uso de material de suporte e o tempo de impressão, analisadas no software BambuStudio®. Subsequentemente, todos os componentes foram fabricados em material PLA.

Fase 3: Montagem e Validação Experimental do Túnel

O protótipo foi montado e instrumentado com um tubo de Pitot e um anemómetro para medir as pressões e velocidades do escoamento. A validação experimental consistiu na caracterização detalhada do perfil de velocidades na secção de teste. Os resultados obtidos foram então comparados com as previsões da análise teórica, permitindo avaliar a precisão do modelo de perdas de carga e o desempenho real do sistema.

Fase 4: Desenvolvimento e Ciclo Iterativo de Módulos Didáticos

Com o túnel validado, o foco passou para o desenvolvimento da sua funcionalidade didática.

1. Projeto e Fabrico (V1): Foi projetado e fabricado um primeiro módulo para a validação da equação de Bernoulli (V1).
2. Teste e Análise de Falha: O ensaio experimental do módulo V1 revelou uma falha crítica de design, com a ocorrência de separação severa do escoamento, que invalidava os resultados.
3. Redesenho e Validação (V2): Com base na análise da falha, o módulo foi redesenhado (V2) com uma geometria otimizada. A validação experimental subsequente confirmou o sucesso do redesenho, com os resultados a demonstrarem uma excelente concordância com a teoria.

1.5. Estrutura da Dissertação

A presente dissertação está organizada em seis capítulos, que documentam de forma sequencial e integrada a fundamentação teórica, o desenvolvimento prático e a validação do projeto.

O Capítulo 2 estabelece a fundamentação teórica, consolidando o estado da arte sobre túneis de vento, os princípios de mecânica dos fluidos, os componentes aerodinâmicos e os métodos de ensaio relevantes.

O Capítulo 3 descreve detalhadamente o processo de projeto e fabrico de cada componente da mesa de ensaios, justificando as decisões de engenharia com base na teoria.

O Capítulo 4 apresenta a análise aerodinâmica teórica e o cálculo das perdas de carga, que permitiram prever o ponto de operação do sistema.

O Capítulo 5 foca-se na validação experimental, caracterizando o escoamento do túnel e analisando o desempenho dos módulos didáticos desenvolvidos.

Finalmente, o Capítulo 6 apresenta as conclusões gerais do trabalho, uma análise crítica dos resultados, as limitações identificadas e propostas para trabalhos futuros.

2. Fundamentação Teórica e Estado da Arte

Antes de iniciar o desenvolvimento prático de um projeto de engenharia, é fundamental estabelecer uma base teórica sólida, fundamentada no conhecimento existente. Neste capítulo, é feita uma revisão do estado da arte, consolidando os princípios científicos e as práticas de engenharia que regem o projeto e a operação de túneis de vento. A análise abrange os conceitos fundamentais da mecânica dos fluidos, como a conservação de massa e a equação de Bernoulli, bem como a função detalhada de cada componente aerodinâmico, por exemplo, contrações, células do tipo favo de mel e pás diretrizes. Adicionalmente, são explorados os materiais de construção, com particular enfoque na tecnologia de fabricação aditiva, bem como a instrumentação essencial para a validação experimental.

Ao longo desta dissertação, a designação formal “mesa de ensaios aerodinâmicos” e o termo mais comum “túnel de vento” serão utilizados como sinônimos para referir o equipamento desenvolvido, dado que o seu princípio de funcionamento e objetivo são idênticos.

2.1. Túnel de vento

Atualmente, com a evolução da tecnologia e o recurso a novas práticas experimentais na mecânica de fluidos, existem diversos tipos de abordagens que permitem determinar o comportamento de diferentes fluidos à volta de um corpo, de modo a simular situações da vida real. Uma destas abordagens consiste na utilização de uma mesa de ensaios aerodinâmicos para estudar o comportamento à volta de diferentes corpos ou até mesmo para compreender teorias da aerodinâmica, como as equações de Bernoulli, as forças de arrasto e de sustentação, entre muitas outras.



Figura 1 - Mesa de ensaios aerodinâmicos (TecQuipment, 2013)

Este estudo da aerodinâmica permite melhorar diversas áreas da engenharia, como a aeronáutica, a automóvel, a civil, a naval, a hidráulica, entre outras, onde um dos principais objetivos é analisar o comportamento destas estruturas e veículos quando interagem com os diferentes fluidos do meio ambiente (por exemplo, o ar ou a água), de modo a melhorar a sua eficiência e estabilidade global, reduzindo o consumo energético e, conseqüentemente, a pegada ecológica. Com isto, os túneis de vento têm vindo a ser muito utilizados e melhorados até aos dias de hoje, como uma forma de estudo e demonstração real do comportamento de fluidos, existindo um grande número de configurações, dependendo do objetivo pretendido.

2.2. Túnel de Vento em Circuito Aberto

Os túneis de vento de circuito aberto são uma das configurações mais comuns e acessíveis para a realização de ensaios aerodinâmicos em pequena e média escala. De um modo geral, estes túneis caracterizam-se por permitir a captação direta de ar do ambiente, fazendo a sua passagem pela secção de teste onde se encontra o modelo em estudo e a sua posterior libertação para o exterior.

Neste tipo de túneis, o ar é puxado diretamente do exterior por uma ventoinha situada numa das extremidades do sistema (ou seja, na entrada ou na saída do túnel). Ao passar por diversos elementos e componentes do túnel de vento, como contrações e expansões, secção de teste, favos de mel e redes de malha, este ar é sujeito a diferentes condições, o que ajuda a melhorar a circulação do mesmo no interior do túnel de vento, garantindo que este seja mais uniforme, reduzindo os níveis de turbulência e ajudando no controlo das perdas de pressão e velocidade (Mehta & Bradshaw, 1979). A entrada do túnel é geralmente constituída por uma entrada cónica semelhante a um funil, projetada para capturar e canalizar o ar proveniente do meio exterior. Este design tem como objetivo minimizar a separação do escoamento e garantir uma transição mais suave e ordenada (Mehta & Bradshaw, 1979). Outros elementos necessários são as células do tipo favo de mel e as redes de malha, que auxiliam o escoamento do fluido, mantendo-o alinhado e reduzindo os turbilhões de maior escala para estabilizar o escoamento antes de este atingir a secção de teste.

A secção de teste é a zona central dos túneis de vento, onde decorrem as medições e observações mais relevantes. É nesta secção que os modelos de estudo, como perfis alares, veículos ou diversos tipos de estruturas, são posicionados para os ensaios aerodinâmicos. Esta zona é normalmente situada num compartimento onde seja possível observar claramente o comportamento dos escoamentos em torno dos modelos, sendo geralmente utilizadas janelas transparentes que facilitam a observação e a utilização dos instrumentos de medição, como transdutores de pressão, balanças aerodinâmicas e sensores de velocidade.

Para puxar ou impulsionar o ar vindo do exterior é utilizada uma ventoinha, que pode ser do tipo axial ou centrífuga, consoante as características do túnel de vento e o objetivo do teste a realizar. A escolha do tipo de ventoinha é um elemento fundamental para assegurar que o escoamento atinja as velocidades desejadas e que a distribuição do escoamento seja o mais uniforme possível. Outro aspeto importante a considerar na escolha do tipo de ventoinha é que a movimentação de grandes volumes de ar pode gerar turbulência indesejada, daí a importância dos elementos anteriormente descritos.

Após passar pela secção de teste, o ar é conduzido para a secção de difusão ou expansão. Estes componentes são projetados para desacelerar o escoamento de maneira controlada, permitindo recuperar parte da pressão perdida ao longo do percurso. Se o seu desenho utilizar ângulos suaves, é possível evitar a separação do escoamento e minimizar as perdas de energia, aumentando o desempenho e a eficiência global (Barlow et al., 1999).

Os túneis de vento de circuito aberto são utilizados numa ampla gama de aplicações, desde estudos complexos em pequenos modelos de veículos ou asas, até ensaios mais simples de

aerodinâmica. São particularmente utilizados em meios acadêmicos e institucionais, devido aos seus custos de construção relativamente baixos e à facilidade de operação. Devido à sua simplicidade, permitem mudanças rápidas nos modelos de teste e no ajuste dos parâmetros, sendo ideais para experiências didáticas e investigações rápidas.

No entanto, este tipo de modelos tem algumas desvantagens: são mais suscetíveis a variações externas, como temperatura, pressão e humidade do ar exterior, o que pode afetar a precisão dos resultados, principalmente em dias em que há uma grande variação das condições climáticas. Outra desvantagem é a perda total de energia cinética quando o ar é expelido para o ambiente externo. No entanto, com um design bem elaborado, o consumo energético deste tipo de túneis pode ser comparável ao de um túnel de vento de circuito fechado (Eckert et al., 1976).

A Figura 2 representa um esquema de um túnel de vento em circuito aberto do tipo sopra. Esta é uma das possíveis configurações deste tipo de túneis.

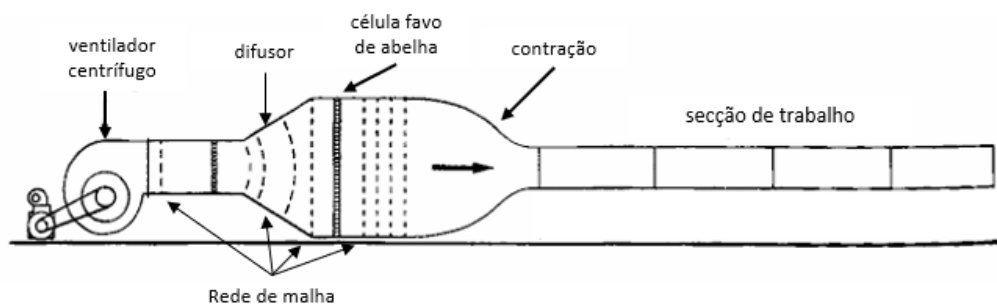


Figura 2 - Túnel em circuito aberto do tipo sopra (Adaptado de Vasco de Brederode (2014))

2.3. Túnel de Vento em Circuito Fechado

Os túneis de vento em circuito fechado são uma configuração mais complexa e amplamente utilizada, principalmente em instalações de investigação avançada e em testes industriais. Ao contrário dos túneis de vento de circuito aberto, em que o ar é captado do meio ambiente exterior e expelido para o mesmo, os túneis de circuito fechado reutilizam o ar, uma vez que não necessitam de estar sempre a captar para o seu interior e permitem um controlo das suas condições de funcionamento.

O funcionamento deste tipo de túnel de vento inclui várias secções interligadas, permitindo que o ar impulsionado por uma ventoinha seja conduzido de volta ao início por meio de pás diretrizes presentes nas secções de curva, juntamente com uma série de expansões e contrações e os respetivos elementos de controlo de escoamento.

A recirculação de ar permite alcançar velocidades de escoamento ou caudais elevadas com maior eficiência, uma vez que o sistema apenas precisa de compensar as perdas de carga, reduzindo a necessidade de entrada contínua de energia para gerar o escoamento (Mehta & Bradshaw, 1979). O facto de o ar não ser exposto ao meio ambiente também facilita o controlo de variáveis como a temperatura, a pressão e a humidade, que podem ser ajustadas e mantidas de forma consistente ao longo dos ensaios. Os componentes principais do túnel de vento em circuito fechado são muito semelhantes aos do circuito aberto, com a adição de pás diretrizes no interior das secções de curva, que são projetadas para ajudar a orientar o escoamento de forma eficiente, minimizando as perdas e a turbulência ao longo do circuito, Figura 3.

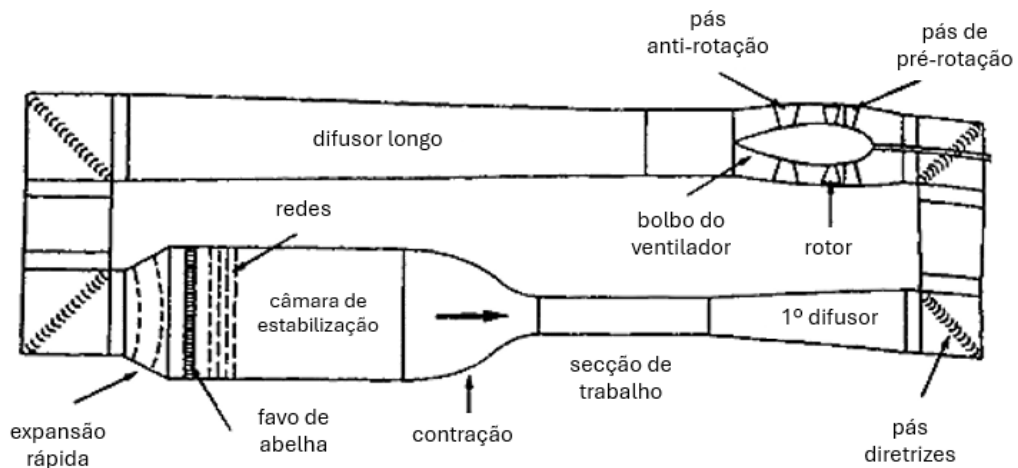


Figura 3 - Túnel em circuito fechado (Adaptado de Vasco de Brederode (2014))

2.4. Princípios Fundamentais

No interior de um túnel de vento, o ar desloca-se através de diferentes secções, passando por áreas de diversas formas e tamanhos. Ao longo deste percurso, o escoamento está sujeito a vários princípios físicos fundamentais, sendo os mais importantes o princípio da conservação de massa e a equação de Bernoulli. Neste capítulo, estes conceitos físicos serão explicados no contexto dos túneis de vento.

2.4.1. Pressão

A pressão é a força que um fluido exerce por unidade de área. Num escoamento, esta pode ser decomposta em duas componentes principais: a pressão estática e a pressão dinâmica.

A pressão estática (P_e) representa a energia potencial do fluido por unidade de volume e é independente da sua direção de movimento. A pressão dinâmica (P_d), por sua vez, representa a energia cinética do fluido e está diretamente associada à sua velocidade.

A soma destas duas componentes define a pressão total (P_t), que, num escoamento ideal e incompressível, permanece constante ao longo de uma linha de corrente, conforme a equação (1).

$$P_t = P_d + P_e \quad (1)$$

Esta relação fundamental implica que um aumento na velocidade do fluido (maior pressão dinâmica) resulta numa diminuição da sua pressão estática. Num túnel de vento real, existem perdas de energia devido ao atrito e à turbulência, o que causa uma diminuição da pressão total ao longo do circuito. A função do ventilador é fornecer a energia necessária para compensar estas perdas e manter o escoamento (Hemphill, 2012).

2.4.2. Princípio da Conservação de Massa

O princípio da conservação de massa estabelece que, para um escoamento em regime estacionário, a massa de fluido que entra num volume de controlo é igual à massa que sai. Deste modo, o caudal mássico (\dot{m}) é constante ao longo do circuito, desde que não existam fugas ou acumulação de massa no sistema.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (2)$$

Esta relação pode ser expressa em função das propriedades do fluido e da geometria da conduta, como se apresenta na equação (3), onde ρ é a massa volúmica, A é a área da secção transversal e v é a velocidade do fluido.

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (3)$$

Para túneis de vento subsónicos, com um número de Mach inferior a 0,3, os efeitos de compressibilidade do ar são negligenciáveis, pelo que a massa volúmica (ρ) pode ser considerada constante (Munson et al., 2013). Nestas condições, o princípio da conservação de massa simplifica-se para a equação da continuidade para escoamentos incompressíveis, apresentada na equação (4).

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (4)$$

Esta equação tem uma implicação direta no projeto, pois, para acelerar o escoamento, é necessário reduzir a área da secção transversal. Este é o princípio de funcionamento da secção de contração, que aumenta a velocidade do ar antes de este atingir a secção de teste.

2.4.3. Equação de Bernoulli

A equação de Bernoulli representa o princípio da conservação de energia para um escoamento de fluido ideal. A equação estabelece que a soma da pressão estática (P_e), da pressão dinâmica ($\frac{1}{2}\rho v^2$) e da pressão gravitacional ($\rho g z$) permanece constante ao longo de uma linha de corrente.

$$P_e + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho g z = \text{constante} \quad (5)$$

Esta equação é válida se se verificarem as seguintes condições: a viscosidade deve ser insignificante, o sistema deve estar em equilíbrio estático, o fluido deve ser incompressível e a observação deve ser feita apenas ao longo de uma linha de corrente específica. No contexto do projeto, estas condições são aproximadamente satisfeitas no centro do escoamento, fora da camada limite junto às paredes, onde os efeitos da viscosidade são mais pronunciados. Dado que o projeto opera a baixas velocidades e as variações de altura (z) são desprezáveis, a equação

de Bernoulli constitui uma ferramenta teórica válida e essencial para a análise dos módulos de ensaio (Çengel & Cimbala, 2006; Munson et al., 2013).

2.4.4. Princípio da Semelhança

O princípio da semelhança permite que os resultados obtidos em ensaios com modelos em escala reduzida sejam extrapolados para protótipos em escala real. Para que esta extrapolação seja válida, é necessário garantir a equivalência entre o modelo e o protótipo em três aspetos: semelhança geométrica, cinemática e dinâmica.

Na semelhança geométrica, o modelo e o protótipo devem ter a mesma forma, e todas as suas dimensões lineares devem manter uma razão de escala constante (Barlow et al., 1999). Uma regra prática importante para garantir a semelhança do escoamento é que a área frontal do modelo não deve obstruir mais de 5% da área da secção de teste do túnel (Tropea et al., 2007).

Na semelhança cinemática, as linhas de corrente do escoamento em torno do modelo e do protótipo devem ser geometricamente semelhantes. Isto requer que a razão entre as velocidades em pontos correspondentes seja constante (Munson et al., 2013).

Na semelhança dinâmica, as forças que atuam no modelo devem ser proporcionais às que atuam no protótipo. Esta condição é a mais exigente e requer que os números adimensionais que governam o escoamento, como o número de Reynolds e o número de Mach, sejam idênticos para o modelo e para o protótipo (Çengel & Cimbala, 2006).

Atualmente, o desenvolvimento de ferramentas de dinâmica de fluidos computacional (do inglês, *Computational Fluid Dynamics*, CFD) transformou o estudo da aerodinâmica, proporcionando uma análise mais detalhada da semelhança entre modelos em escala reduzida e protótipos em tamanho real. De um modo geral, o escalonamento melhorou em comparação com os experimentos do passado, graças à utilização combinada de CFD e de túneis de vento. A criação de túneis com capacidade para obter elevados números de Reynolds e a evolução e sofisticação dos ensaios, incluindo o estudo da semelhança geométrica, também ajudaram a melhorar a eficiência dos resultados (Bushnell, 2006).

2.5. Análise Dimensional

A análise dimensional é uma ferramenta que permite simplificar problemas complexos de mecânica dos fluidos através do uso de parâmetros adimensionais. Estes parâmetros, como o número de Reynolds e o número de Mach, descrevem o comportamento do escoamento e são essenciais para o planeamento e a interpretação de ensaios experimentais.

2.5.1. Número de Reynolds

O número de Reynolds (Re) é o parâmetro adimensional mais importante para escoamentos a baixa velocidade. Representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas num fluido e é utilizado para prever o regime de escoamento (Barlow et al., 1999). A sua definição é

apresentada na equação (6), onde ρ é a massa volúmica, v a velocidade, L um comprimento característico e μ a viscosidade dinâmica.

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (6)$$

Valores baixos de Re (geralmente $Re < 2300$ para escoamento em condutas) indicam um escoamento laminar, no qual as forças viscosas predominam e o movimento do fluido é suave e ordenado. Por outro lado, valores elevados de Re indicam um escoamento turbulento, dominado pelas forças de inércia, com flutuações e vórtices.

Neste projeto, o cálculo do número de Reynolds é crucial para dois fins:

1. Estimar as perdas de carga por atrito nas diferentes secções do túnel.
2. Caracterizar as condições aerodinâmicas dos ensaios realizados com o perfil de asa, permitindo a comparação com dados de referência.

Para garantir a semelhança dinâmica entre um modelo (m) e um protótipo (p), os seus números de Reynolds devem ser iguais. A equação (7), demonstra a semelhança dos modelos e protótipos.

$$Re_m = \frac{\rho_m V_m L_m}{\mu_m} \Leftrightarrow Re_p = \frac{\rho_p V_p L_p}{\mu_p} \quad (7)$$

2.5.2. Número de Mach

O número de Mach (M) é um parâmetro adimensional que quantifica os efeitos da compressibilidade de um fluido. É definido como a razão entre a velocidade do escoamento (v) e a velocidade do som nesse meio (c), conforme a equação (8).

$$M = \frac{v}{c} \quad (8)$$

A velocidade do som no ar a 20 °C é de aproximadamente 343 m/s. Uma regra estabelecida na mecânica dos fluidos é que, para $M < 0,3$, o escoamento pode ser considerado incompressível, pois as variações na massa volúmica do ar são inferiores a 5% e, portanto, negligenciáveis (Munson et al., 2013).

2.6. Forças Aerodinâmicas e seus Coeficientes

Os túneis de vento são muitas vezes utilizados para medir os escoamentos em perfis de asas, de modo a simular o seu comportamento quando sujeitas a diversas condições atmosféricas ao longo do seu ciclo de vida. O estudo das forças a que os perfis alares estão sujeitos é essencial para garantir o comportamento estável de diferentes tipos de aeronaves e asas de automóveis, bem como aumentar a eficiência da perfuração do ar, de modo a diminuir o consumo de combustível destes meios de transporte. Nas asas, surgem duas forças ao serem atravessadas pelo ar: a força de sustentação (do inglês, *lift*), que atua perpendicularmente à direção do escoamento e é responsável por manter a aeronave em voo, e a força de arrasto (do inglês, *drag*), que atua na direção oposta ao movimento, resistindo ao avanço da aeronave. Estas forças resultam diretamente da interação entre o escoamento de ar e o perfil aerodinâmico da asa, sendo influenciadas por fatores como o ângulo de ataque, a velocidade do escoamento e a forma do perfil.

2.6.1. Força e Coeficiente de Sustentação

A força de sustentação é a componente da força aerodinâmica total que atua perpendicularmente à direção do escoamento livre. Tem origem na diferença de pressões entre a superfície superior (extradorso) e a inferior (intradorso) de um perfil aerodinâmico. De acordo com o princípio de Bernoulli, a maior velocidade do ar sobre o extradorso cria uma zona de menor pressão, ao passo que a menor velocidade no intradorso gera uma zona de maior pressão, resultando numa força para cima (Çengel & Cimbala, 2006).

Esta força é quantificada através do coeficiente de sustentação (C_s), um parâmetro adimensional definido pela equação (9), onde ρ é a massa volúmica do ar, v é a velocidade do escoamento e A é uma área de referência.

$$F_s = \frac{1}{2} \rho v^2 C_s A \quad (9)$$

O fator mais influente no coeficiente de sustentação é o ângulo de ataque (α), que é o ângulo entre a corda do perfil e a direção do escoamento. Para ângulos de ataque moderados, o C_s aumenta de forma aproximadamente linear. No entanto, a partir de um ângulo crítico (tipicamente entre 12° e 15°), o escoamento separa-se da superfície superior do perfil, causando uma queda súbita da sustentação. Este fenómeno é conhecido como perda de sustentação (*stall*) e é ilustrado na Figura 4.

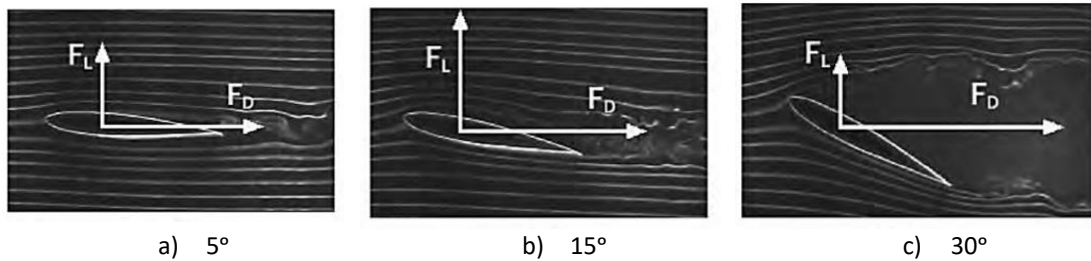


Figura 4 - Separação do escoamento para ângulos superiores a 15° (Çengel & Cimbala, 2006)

2.6.2. Força de Arrasto e seu Coeficiente

A A força de arrasto (FA) é a componente da força aerodinâmica total que atua paralelamente e em sentido oposto à direção do movimento relativo do corpo. Esta força representa a resistência que o fluido oferece à sua movimentação e tem duas origens principais:

1. Arrasto de atrito: resulta da viscosidade do fluido e do atrito gerado na camada limite que se desenvolve sobre a superfície do corpo;
2. O arrasto de pressão resulta da diferença de pressão entre a face frontal (de alta pressão) e a traseira (de baixa pressão) do corpo, sendo fortemente influenciado pela separação do escoamento e pela formação de uma esteira turbulenta.

A minimização do arrasto é um objetivo central em muitas aplicações de engenharia, uma vez que está diretamente relacionada com a eficiência energética (Hemphill, 2012). O arrasto total é quantificado pelo coeficiente de arrasto (C_A), definido pela equação (10).

$$F_A = \frac{1}{2} \rho v^2 C_A A \quad (10)$$

A otimização de uma forma para minimizar o arrasto total envolve um compromisso entre o arrasto de atrito e o de pressão. Formas mais alongadas e aerodinâmicas reduzem o arrasto de pressão ao atrasar a separação do escoamento, mas aumentam a área de superfície e, conseqüentemente, o arrasto de atrito (Çengel & Cimbala, 2006). A transição de regimes laminares para turbulentos na camada limite altera o coeficiente de arrasto. O livro de Munson et al., (2013) refere que o coeficiente de arrasto pode diminuir após a transição para turbulência em formas arredondadas, devido à maior capacidade do escoamento de aderir à superfície, reduzindo o arrasto de pressão e diminuindo a esteira criada na parte traseira do corpo. A análise experimental desta força é um dos objetivos centrais dos módulos de ensaio desenvolvidos neste projeto.

2.6.3. Momento de Arfagem

O momento de arfagem (do inglês, *pitching moment*) é o momento aerodinâmico que tende a causar uma rotação de um corpo em torno do seu eixo transversal. A sua análise é fundamental para garantir a estabilidade longitudinal de aeronaves e veículos. Este momento é gerado pela distribuição de pressão sobre as superfícies do corpo. O seu valor é expresso através do coeficiente de momento de arfagem (C_{Ma}), um parâmetro adimensional definido pela equação (11).

$$C_{Ma} = \frac{M_a}{\frac{1}{2}\rho v^2 A} \quad (11)$$

Um conceito importante associado ao momento de arfagem é o centro aerodinâmico. Este é o ponto do perfil aerodinâmico onde o coeficiente de momento de arfagem permanece constante, independentemente das variações no ângulo de ataque. A posição relativa entre o centro aerodinâmico e o centro de gravidade do corpo determina a sua estabilidade estática longitudinal (White, 2011; Munson et al., 2013).

2.7. Elementos de Construção de um Túnel de Vento

Nesta secção, serão analisados os componentes aerodinâmicos fundamentais que constituem um túnel de vento, detalhando a função e os princípios de dimensionamento de cada um. Serão abordados os seguintes elementos: expansões (difusores), contrações, células do tipo favo de mel, redes de malha, curvas com pás diretrizes e ventiladores. Para o projeto da mesa de ensaios aerodinâmicos desenvolvida nesta dissertação, foram implementados e fabricados uma contração, uma célula do tipo favo de mel e uma curva com pás diretrizes, para além da integração de um ventilador centrífugo. A seleção e o dimensionamento destes componentes, detalhados no Capítulo 3, seguiram os princípios teóricos aqui apresentados.

2.7.1. Expansão

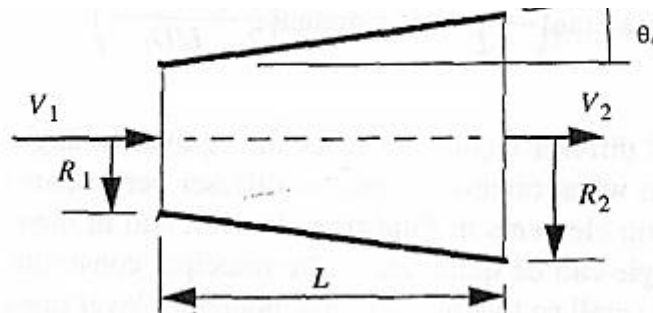
Os túneis de vento utilizam as secções de expansão que são projetadas para reduzir gradualmente a velocidade do fluido e recuperar a pressão do mesmo após passar pela secção de teste. A equação de continuidade, apresentada na equação (12), estabelece a relação entre a área da secção e a velocidade do escoamento. Os algarismos 1 e 2, indicam a entrada e a saída da expansão, respetivamente.

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (12)$$

Muitos dos difusores utilizados na construção de túneis de vento têm secções quadradas ou retangulares, visto as secções de teste com paredes planas serem mais práticas no estudo de diversos modelos, como asas e veículos. Assim, ao optar por difusores com estas geometrias, elimina-se a necessidade de conversão de uma secção quadrada para secção circular, o que simplifica o design e a transição do escoamento (Barlow et al., 1999). Neste contexto, um dos parâmetros mais importantes no estudo dos difusores é o ângulo de expansão (θ_e), o qual pode ser determinado pela equação (13). O ângulo medido nesta expressão representa metade do ângulo total de expansão, Figura 5 (Barlow et al., 1999; Mehta, 1979).

$$\theta_e = \arctan\left(\frac{R_2 - R_1}{L}\right) = \arctan\left(\frac{1}{2} \frac{\sqrt{A_R} - 1}{\frac{L}{Dh_1}}\right) \quad (13)$$

Figura 5 - Geometria da expansão (Barlow et al., 1999)



No que se refere às expansões, Mehta & Bradshaw (1979) indicam que a desaceleração do escoamento deve ser feita de forma controlada para evitar a separação e minimizar a turbulência e recomendam expansões com ângulos entre 5° e 7° , para preservar a uniformidade sem grandes perturbações, ideia essa posteriormente elaborada por Barlow et al. (1999), que acrescentam que ângulos de expansão ligeiramente superiores (até 10°) poderiam ser usados para equilibrar e maximizar a recuperação de pressão, sem comprometer a estabilidade. Em 2010, Cattafesta et al., utilizaram técnicas computacionais mais recentes, o que lhes permitiu reafirmar as necessidades anteriormente descritas e otimizar o design das contrações, de modo a evitar perdas energéticas e maximizar a eficiência.

Nos difusores, tal como nas zonas de contração, tanto a fricção criada pelas superfícies como a própria expansão resultam em perdas de energia. Para um caso geral no estudo dos difusores, podem ser feitas algumas suposições. A equação (14) indica que o coeficiente de perda (K_d) pode ser decomposto na soma de dois coeficientes separados: o coeficiente de perda por atrito (K_f) e o coeficiente de perdas por expansão (K_{ex}) (Barlow et al., 1999; Eckert et al., 1976).

$$K_d = K_f + K_{ex} \quad (14)$$

Partindo do princípio de que o coeficiente de atrito e a densidade do fluido são constantes, é possível obter uma correlação entre o ângulo de expansão, a razão entre

áreas e o coeficiente de atrito na expansão f_e , expressa na equação (15) (Barlow et al., 1999).

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

A perda por expansão é mais complexa de determinar e, atualmente, apenas é possível obtê-la por correlações experimentais. O coeficiente de perda por expansão é representado como o produto de dois fatores: um que é função do ângulo cônico equivalente e outro que depende da razão entre as áreas do difusor. O resultado dessas correlações permite calcular de forma aproximada a eficiência do difusor na gestão da perda de pressão associada à expansão do escoamento. Estes coeficientes são determinados experimentalmente, pois as interações entre o escoamento e a superfície do difusor, especialmente em desenhos com ângulos elevados, introduzem separações de escoamento difíceis de prever (Mehta & Bradshaw, 1979).

A equação (16), permite calcular o coeficiente de perda por expansão (K_{ex}), que depende do coeficiente de perda para um determinado ângulo ($K_e(\theta)$) e da relação entre áreas (A_R).

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

O fator $K_e(\theta)$ depende significativamente do tipo de design utilizado na sua construção. No caso do projeto em questão, todas as zonas do túnel terão secção quadrada logo, pelo que podem ser calculadas pela equação (17), retirada de Eckert et al. (1976), para o cálculo do coeficiente de perda para este tipo de secção.

$$K_{e(\text{quadrado})} = \begin{cases} 0,09623 - 0,004152\theta & \text{para } 0^\circ < \theta < 1,5^\circ \\ 0,1222 - 0,04590\theta + 0,02203\theta^2 - 0,003269\theta^3 \\ -0,0006145\theta^4 + 0,0002800\theta^5 - 0,00002337\theta^6 & \text{para } 1,5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ -0,1322 + 0,05866\theta & \text{para } 5^\circ < \theta \end{cases} \quad (17)$$

2.7.2. Contração

O principal objetivo das zonas de contração é acelerar e uniformizar o escoamento de ar ou fluido em causa, antes deste atingir a secção de teste. De acordo com Barlow et al. (1999), a eficiência da secção de contração depende da razão entre a área de entrada e a área de saída, definida como relação de contração. Quanto maior for essa relação, mais precisas serão as medições obtidas na secção de teste pois, à medida que a área de saída A_2 , da contração diminui em relação à área de entrada A_1 , a velocidade do escoamento aumenta proporcionalmente para manter a continuidade, como se pode observar na equação (4). Uma maior aceleração reduz as flutuações transversais da velocidade e minimiza a turbulência no escoamento, gerando assim um escoamento mais uniforme na saída da contração, que entra na secção de teste (Abdel Aziz et al., 2023; Mehta & Bradshaw, 1979).

Outro fator de grande impacto é o design da contração, pois, se não for devidamente otimizado, poderá ocorrer uma separação do escoamento nas paredes. Quando isso acontece, a contração perde a sua eficiência, gerando turbulência e comprometendo a fiabilidade dos resultados dos testes experimentais (Ismail et al., 2022; Mehta & Bradshaw, 1979).

Em 2010, Cattafesta et al. reforçam esta ideia ao salientar que a geometria das contrações deve ser concebida de modo a minimizar os gradientes de pressão que possam causar instabilidades no escoamento. Os mesmos autores observam que os perfis com contornos melhorados são essenciais para manter um escoamento laminar sem separação do escoamento nas secções de contração, evitando uma possível perda energética significativa e uma qualidade de escoamento inferior na secção de teste. A contração inicial do escoamento é feita lentamente para minimizar gradientes de pressão adversos, garantindo a estabilidade do escoamento e evitando a separação laminar (Breuer et al., 2022).

Embora o foco no comprimento e na área da contração tenha permanecido, foram introduzidas abordagens que utilizam métodos computacionais para otimizar o processo de construção e, assim, melhorar a precisão e a eficiência dos túneis de vento (Cattafesta et al., 2010).

As perdas na contração (K_c) são calculadas com base no coeficiente de atrito existente (f_c), que é obtido a partir do número de Reynolds médio entre a entrada e a saída da contração, pelo diâmetro hidráulico (D_{h2}) à saída da mesma e do comprimento (L_c). Tanto Eckert et al., em 1979, como Barlow et al., em 1999, baseiam-se na equação (18) de Wattendorf (1938), para o cálculo das perdas na contração.

$$K_c = 0,32f_c \left(\frac{L_c}{D_{h2}} \right) \quad (18)$$

2.7.3. Células do Tipo Favo de Mel

As células com formato de favo de mel (em inglês, *honeycombs*) são elementos de extrema importância devido ao seu papel no condicionamento do escoamento de ar, sendo utilizadas na maioria dos túneis de vento. Foram concebidas para, ao serem atravessadas, eliminar perturbações existentes no escoamento de ar, reduzir a turbulência e as variações de velocidade lateral, promovendo, deste modo, a uniformidade do escoamento na secção de teste (Kulkarni et al., 2011; Scheiman & Brooks, 1981).

No design das células em forma de favo de mel, dois parâmetros importantes devem ser cuidadosamente analisados, pois desempenham um papel determinante no comportamento do escoamento que atravessa estas estruturas. Esses parâmetros são a porosidade das células e a razão entre o comprimento e o diâmetro de cada uma.

A porosidade, definida como a razão entre a área útil de escoamento (A_e) e a área total da célula (A_t), influencia diretamente a capacidade de alinhar o escoamento e reduzir flutuações turbulentas de grande escala, conforme a equação (19). Uma porosidade muito elevada resulta numa diminuição menos eficaz das perturbações no escoamento, enquanto uma porosidade

muito baixa pode restringir excessivamente o escoamento e aumentar as perdas de pressão (Abdel Aziz et al., 2023).

$$\beta_h = \frac{A_e}{A_t} \quad (19)$$

A razão entre o comprimento e o diâmetro das células $\left(\frac{L_h}{D_{h,célula}}\right)$, onde L_h é o comprimento das células do favo de mel e $D_{h,célula}$ é o diâmetro hidráulico de cada célula individual, é um parâmetro geométrico essencial para determinar o grau de alinhamento e estabilização do escoamento.

Em 1964, Bradshaw & Pankhurst destacaram a importância dos favos de mel para alinhar o escoamento em túneis de vento, ao minimizar a turbulência e minimizar as variações laterais e a flutuação da velocidade média. Estes afirmam que uma célula do tipo favo de mel de razão de comprimento/diâmetro de 10 é altamente eficaz.

Posteriormente em 1979, Mehta & Bradshaw afirmam que uma célula de favo de mel ideal apresenta uma razão entre comprimento/diâmetro de 6 a 8, sendo esta, bastante eficaz para corrigir perturbações de maior escala e alinhar o escoamento sem causar um aumento significativo na perda de pressão. Além disso, Mehta & Bradshaw (1979), observaram que o ângulo de entrada do escoamento nos favos de mel não deve exceder os 10°, pois valores superiores podem causar estagnação ou até mesmo uma separação do escoamento no interior das células.

Posteriormente, em 1999, Barlow et al. aprofundaram a discussão sobre o assunto dando seguimento ao estudo de Mehta & Bradshaw (1979) e incluindo pormenores sobre o tema. Os autores destacam que o uso de células de perfil hexagonal continua a ser o mais eficiente, dado que apresenta o coeficiente de perda de pressão mais baixo em comparação com outras formas, como as células quadradas, circulares e triangulares, Figura 6. Sugerem que o comprimento ideal das células em relação ao seu diâmetro deveria ser de pelo menos sete vezes, a fim de garantir a eliminação de perturbações de maior escala, e salientam que, para otimizar a sua eficácia, estas devem ser combinadas com outro dispositivo de condicionamento de escoamento, nomeadamente redes de malha (em inglês, *screens*), de modo a promover uma transição suave do escoamento e reduzir a turbulência residual antes de entrar na secção de teste (Barlow et al., 1999).

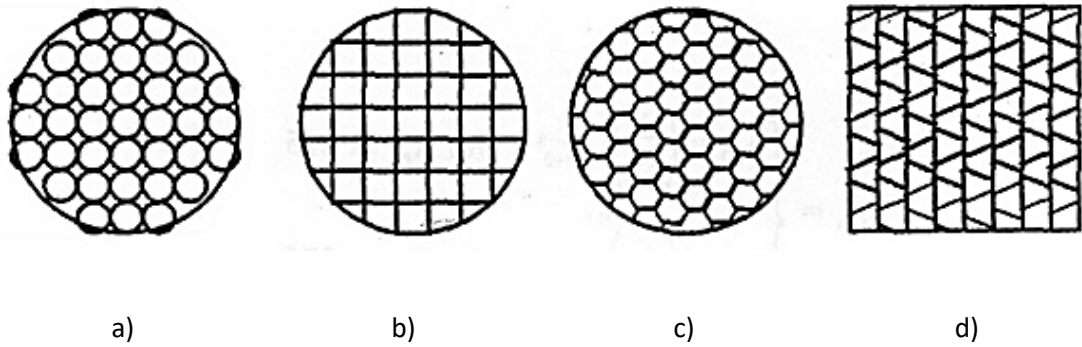


Figura 6 - Diferentes tipos de células do tipo favo de mel (Barlow et al., 1999)

Em 2010, Cattafesta et al. prosseguiram a análise, introduzindo novas técnicas mais modernas sobre o estudo das células. Os autores, utilizam métodos computacionais mais recentes, recorrendo a ferramentas de simulação, para averiguar todo o tipo de situações a que estes elementos estão sujeitos, o que os ajudou a otimizar ainda mais a geometria e a posição ideal para a colocação destas estruturas, de modo a alcançar uma melhor homogeneidade no escoamento, (Cattafesta et al., 2010). Os autores sugerem ainda que a razão entre o comprimento e o diâmetro ideal deve ser ajustada às necessidades específicas de cada túnel de vento, mas que valores entre 7 e 10 são considerados eficazes para a maioria dos túneis de vento de baixa velocidade, (Cattafesta et al., 2010).

Todo o design destas células terá um efeito positivo no controlo do escoamento, porém, tal como qualquer outro elemento constituinte do túnel, provocará perdas de energia. O coeficiente de perdas da célula do tipo favo de mel é calculado pela equação (20).

$$K_h = f_h \left(\frac{L_h}{D_h} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2 \quad (20)$$

O coeficiente de perda por atrito das células de favo de mel (f_h) é uma variável que depende do número de Reynolds e representa a resistência provocada pela rugosidade (Δ) da superfície do material utilizado nas células, com o escoamento que passa no seu interior e pode ser calculado pela equação (21). O número de Reynolds é calculado pela equação (22) (Abdel Aziz et al., 2023; Barlow et al., 1999).

$$f_h = \left\{ \begin{array}{l} \left[0.375 \left(\frac{\Delta}{D_H} \right)^{0.4} Re_{\Delta}^{-0.1} \right]; \quad \text{Para } Re_{\Delta} \leq 275 \\ \left[0.214 \left(\frac{\Delta}{D_H} \right)^{0.4} \right]; \quad \text{Para } Re_{\Delta} > 275 \end{array} \right\} \quad (21)$$

$$Re = \frac{\rho V_h \Delta}{\mu} \quad (22)$$

2.7.4. Redes de Malha

Tal como as células de favo de mel, as redes de malha metálica são elementos utilizados para reduzir os níveis de turbulência e suavizar grandes flutuações do escoamento antes deste alcançar a secção de teste. Podem ser dispostos em diferentes camadas de malha de tamanhos diferentes, mais grossas e mais finas, permitindo que o escoamento de ar proveniente do ventilador se difunda e seja distribuído de forma mais uniforme pelas restantes secções.

Um dos parâmetros mais importantes que definem as redes de malha é a sua porosidade que pode ser calculada pela equação (23), apresentada em 1966 por Idel'chik e utilizada ao longo dos anos por Eckert et al. (1976), Barlow et al. (1999), Pereira (2011), Abdel Aziz et al., (2023), entre outros autores.

A porosidade (β_r), depende do diâmetro da rede de malha (D_r) e da massa volúmica da rede (ρ_r).

$$\beta_r = (1 - D_r \rho_r)^2 \quad (23)$$

No estudo de 1979, Mehta & Bradshaw indicam que um aspeto importante ao utilizar as redes de malha é organizá-las em várias camadas de diferentes tamanhos, de modo a ajudar a diminuir os níveis de turbulência. Os autores recomendam o uso de elementos com uma porosidade entre 0,57 e 0,6, o que proporciona um equilíbrio ideal entre a redução da turbulência e as perdas de pressão. Além disso, indicam outro aspeto importante: as redes devem estar espaçadas com uma distância de, no mínimo, 10 vezes o diâmetro do fio, para maximizar a eficiência do escoamento (Eckert, 2008).

Posteriormente, Barlow et al. (1999) aprofundaram as ideias do estudo anterior, focando-se na disposição e ordem de colocação das redes de malha para melhorar o escoamento. Os autores concordam que a utilização de múltiplas camadas de elementos com diferentes graus de porosidade ajuda a reduzir a turbulência e indica a importância de colocar as redes com uma maior porosidade na entrada, seguidas das de menor porosidade em direção à secção de teste, de modo a gerar um maior controlo do escoamento de ar e evitar erros nas zonas de visualização e medição.

Cattafesta et al., em 2010, complementaram estas considerações com uma abordagem mais detalhada sobre o papel das redes de malha no controlo de pequenas flutuações. Além disso, enfatizaram que a escolha do material destes elementos e a tensão aplicada às malhas têm um impacto significativo na sua eficácia, sendo a sua rigidez estrutural muito importante para garantir que não ocorram deformações durante a operação.

O coeficiente de perdas totais da rede de malha (K_r) (equação (24)) depende de três parâmetros principais: a porosidade da rede de malha (β_r), do coeficiente de perdas de Reynolds (K_{Re}) calculado pela equação (25) e do fator de perda da malha (K_m).

$$K_r = K_m K_{Re} (1 - \beta_r) + \left(\frac{1 - \beta_r}{\beta_r} \right)^2 \quad (24)$$

$$K_{Re} = \begin{cases} \left[0,785 \left(1 - \frac{Re_r}{354} \right) + 1,01 \right] & \text{Para } 0 \leq Re_r \leq 400 \\ 1,0 & \text{Para } Re_r \geq 400 \end{cases} \quad (25)$$

$$Re_r = \frac{\rho V_r D_r}{\mu} \quad (26)$$

O coeficiente de perdas de Reynolds (K_{Re}) depende do número de Reynolds calculado na rede de malha (Re_r), conforme a equação (26). Dependendo do material utilizado nas redes, os coeficientes de malha apresentados por estas serão diferentes. Uma rede de malha de metal apresenta um $K_m = 1,0$, uma rede de malha de metal com formato circular apresenta um $K_m = 1,3$, e uma rede de malha têxtil apresenta um $K_m = 2,1$ (Barlow et al., 1999; Idel'chik, 1966).

2.7.5. Curvas com Pás Diretrizes

As perdas existentes nas curvas dos túneis de vento podem ser bastante elevadas. Para minimizar essas perdas, são utilizadas pás diretrizes para controlar o escoamento e tornar a curva do ar mais eficiente. No caso do projeto da mesa didática de escoamento de ar, são utilizadas apenas duas curvas de 90°, anteriores à secção de teste. Por conseguinte, é fundamental utilizar pás diretrizes nestas curvas para reduzir a turbulência do escoamento de ar e evitar a criação de mais perturbações após as mesmas, Figura 7. No entanto, ao utilizar pás diretrizes para ajudar no escoamento, estas irão provocar perdas, pois são um elemento que se coloca no meio do escoamento de ar. Duas formas de minimizar estas perdas são: seleccionar pás diretrizes com um design adequado e alinhá-las da melhor forma com o escoamento, bem como escolher o melhor espaçamento entre a corda e as aberturas entre pás (Eckert et al., 1976).

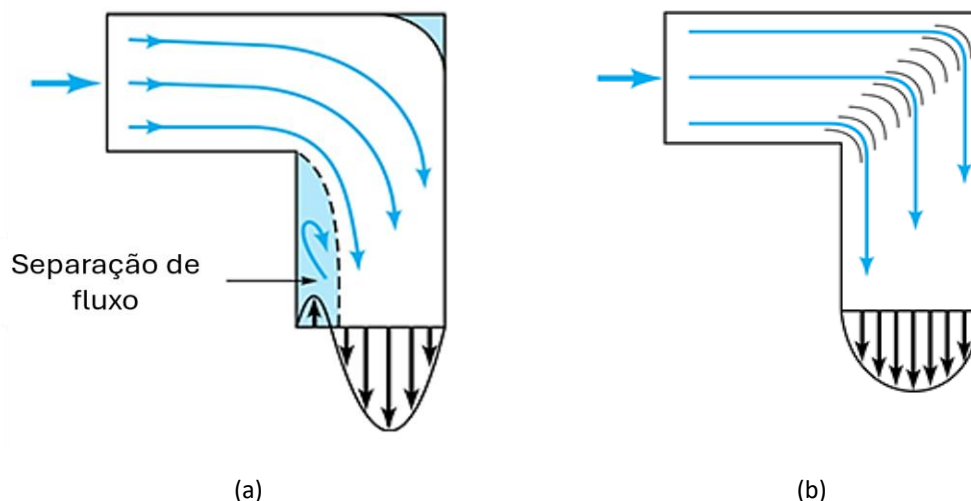


Figura 7 - Canto sem pás diretrizes (a), com pás diretrizes (b) (Adaptado de Munson et al. (1999))

No design das pás diretrizes, são utilizadas tanto pequenas placas dobradas de espessura reduzida como pás mais largas em forma de asa, com o objetivo de aumentar a eficiência na estabilização do escoamento de ar. No estudo sobre a escolha do melhor espaçamento entre a corda e a abertura entre pás, Barlow et al. (1999) afirmam que, para pás diretrizes com perfis aerodinâmicos, uma razão entre a abertura e corda de 1:3 ou inferior, será aceitável. Já Pankhurst & Holder, (1952), indicam que para a utilização de placas dobradas de espessura reduzida, o valor mais indicado será uma razão de 1:4.

Para uma curva sem pás diretrizes, as perdas podem ser próximas de 100%, ou seja, o coeficiente de perdas das pás será $K_{pd} \geq 1,0$ (Barlow et al., 1999). Por outro lado, ao serem utilizados elementos com um perfil aerodinâmico adequado, é possível obter valores bastante inferiores ($K_{pd} < 0,1$).

Nos primeiros estudos realizados sobre as perdas de energia existentes nas pás diretrizes presentes nas secções de curva dos túneis de vento, Wattendorf (1938) sugere a existência de

dois tipos de coeficientes de perdas associados a estes elementos; o coeficiente K_f que surge devido ao atrito das pás e que pode ser definido da mesma forma que o coeficiente de atrito calculado para uma secção plana e o coeficiente K_{Re} , que é gerado devido à rotação do escoamento. Por outro lado, Barlow et al. (1999) afirmam que é possível utilizar uma expressão mais simplificada para determinar as perdas que ocorrem nas pás diretrizes. O coeficiente de perdas para as pás diretrizes K_{pd} , depende do número de Reynolds determinado na corda do perfil aerodinâmico da pá, conforme a equação (27).

$$K_{pd} = 0,10 + \frac{4,55}{(\log_{10} Re_{pd})^{2,58}} \quad (27)$$

2.7.6. Ventiladores

Um dos principais elementos constituintes de um túnel de vento é o seu sistema de ventilação. Este sistema é responsável por gerar o escoamento de ar inicial que será utilizado ao longo do túnel para estudar e analisar a aerodinâmica à volta de um corpo. A qualidade do escoamento de ar e a precisão dos resultados experimentais variam consoante o tipo de sistema utilizado.

As ventoinhas podem ser divididas em dois tipos principais, normalmente utilizados nos túneis de vento: axiais e centrífugas. As ventoinhas axiais são muito utilizadas em túneis de vento fechados, uma vez que garantem um escoamento homogéneo devido à pré-instalação de um estator com aletas, posicionado antes do rotor (ventoinha). As distâncias entre estes dois elementos não devem ultrapassar 20% do tamanho da corda da aleta e o número de pás da ventoinha deve ser diferente do número de aletas. Este estudo foi inicialmente feito por Bradshaw & Pankhurst (1964), e mais tarde desenvolvido por Mehta & Bradshaw (1979). Esta configuração, quando utilizada, ajuda a reduzir os redemoinhos no escoamento de ar à saída, onde se obtém uma eficiência de cerca de 90% (Mehta & Bradshaw, 1979). A configuração das pás e a sua capacidade de minimizar as perdas de arrasto são fatores importantes para aumentar a eficiência global. Outra característica deste tipo de sistema é a possibilidade de integrar pás de diferentes curvaturas ou modelos, o que permite obter escoamentos mais uniformes e um desempenho mais estável em operações com cargas mais ligeiras. Por outro lado, as ventoinhas centrífugas são preferíveis em circuito aberto, pois oferecem um desempenho mais estável e uniforme e geram níveis de ruído mais baixos, o que as torna mais eficazes para aplicações onde o controlo de vibrações e turbulência é menos crítico (Mehta & Bradshaw, 1979; Prandtl, 1933). O desempenho da ventoinha instalada na entrada não é afetado pelo escoamento perturbado proveniente da secção de ensaio (Chanetz, 2017; Yanovych et al., 2019).

A análise dos artigos destaca diferentes perspetivas e considerações sobre as ventoinhas utilizadas em túneis de vento. O estudo de Mehta e Bradshaw (1979) centra-se na eficiência prática das ventoinhas axiais e no seu impacto em circuitos fechados, realçando o papel dos estatores na manutenção da uniformidade do escoamento e na redução da turbulência. Já Barlow *et al.* (1999) ampliam essa discussão ao explorarem a importância do design geral do

sistema de ventilação, incluindo a influência das ventoinhas no controlo da camada limite e na estabilidade do escoamento na secção de teste.

Neste projeto, foi utilizado um ventilador centrífugo posicionado no início do túnel de vento (ou seja, do tipo sopro) para gerar o escoamento de ar. A escolha desta configuração deve-se à capacidade de integração deste tipo de ventilador no design compacto da mesa de escoamento de ar, permitindo poupar espaço quando instalado na parte traseira.

2.8. Material de Construção do Túnel

Para a fabrico dos componentes aerodinâmicos deste projeto, foi utilizada a tecnologia de Modelação por Deposição de Material Fundido (FDM) com o polímero Ácido Polilático (PLA). A escolha foi baseada na acessibilidade e flexibilidade geométrica do método. O processo FDM, que constrói peças em camadas, resulta numa rugosidade superficial inerente que influencia o escoamento do fluido e as perdas de energia por atrito.

A literatura científica estabelece consistentemente que a altura da camada é o parâmetro que mais influencia a rugosidade superficial das peças fabricadas por FDM. Um estudo realizado por Yuan et al. (2025), demonstrou quantitativamente esta relação, concluindo que um aumento da altura da camada de 0,1 mm para 0,3 mm resultou num aumento significativo do valor de R_a , que passou de 7,4 μm para 23,6 μm . De forma semelhante, a investigação de Buj-Corral et al. (2021) corroborou esta tendência, obtendo valores de R_a entre 7,58 e 9,26 μm para uma altura da camada de 0,1 mm, que aumentaram para a faixa entre 21,20 e 23,37 μm com uma camada de 0,3 mm.

Ao explorarmos regimes de alta resolução (com uma altura de camada inferior a 0,1 mm), a relação torna-se mais complexa. Um estudo de Bintara et al. (2023) obteve um valor excepcionalmente baixo de R_a , de 0,98 μm , com uma altura de camada de 0,05 mm. No entanto, este resultado estava intrinsecamente ligado a um parâmetro secundário: uma orientação do depósito de material (ângulo de varredura) de 90°. A importância desta interação é evidenciada pela comparação com o trabalho de Lubis et al. (2021), que, com a mesma altura de camada de 0,05 mm, mas com um ângulo de rastreio de 0°, obteve um valor de R_a quase dez vezes superior: 9,04 μm .

No entanto, para a análise de perdas de carga em mecânica dos fluidos, o parâmetro utilizado é a rugosidade absoluta (Δ). Este valor não corresponde a uma medição física direta da topografia, mas sim a um parâmetro funcional que quantifica o efeito da superfície na resistência ao escoamento, sendo aplicado em modelos como a equação de Colebrook-White.

A superfície de uma peça fabricada por FDM possui uma topografia estruturada e periódica, que difere da rugosidade aleatória para a qual a equação de Colebrook-White foi desenvolvida. Esta diferença morfológica faz com que a rugosidade geométrica (R_a) não seja um preditor direto do seu efeito hidráulico. Estudos sobre componentes de manufatura aditiva demonstram que o efeito funcional da rugosidade é mais pronunciado do que a sua medição física. A investigação de (Hartsfield et al., 2021), ao analisar o escoamento em canais, concluiu que a rugosidade hidráulica efetiva (Δ) era superior à rugosidade geométrica medida (R_a),

observando uma diferença que podia atingir um fator de 5 ou mais. Este fenômeno explica-se porque o parâmetro Ra representa uma média da altura das camadas, não capturando a influência da sua forma, espaçamento e orientação, que são determinantes na geração de turbulência.

Com base nesta informação, a adoção de um valor de rugosidade para os cálculos teóricos de perdas de carga (detalhados no Capítulo 3) requer uma estimativa que relacione o valor geométrico com o seu efeito funcional. Considerando um valor de rugosidade geométrica (Ra) na ordem de 5 μm para os componentes fabricados, e aplicando o fator de 5 observado por (Hartsfield et al., 2021), adota-se um valor de rugosidade absoluta de $\Delta = 25 \mu\text{m}$ (0,025 mm). Este valor é utilizado como premissa em todos os cálculos de atrito subsequentes.

2.9. Instrumentação

No estudo aerodinâmico realizado em túneis de vento, a precisão das medições depende da utilização de métodos e instrumentos adequados para monitorizar variáveis como a pressão, a velocidade, a força e o momento.

Neste capítulo serão apresentados alguns instrumentos de medição a implementar no projeto da mesa de escoamento de ar. É feita uma descrição detalhada de cada instrumento utilizado neste sistema, incluindo os dispositivos de acoplamento e as respectivas funções no contexto do projeto.

Os tubos de Pitot são um dos métodos fundamentais utilizados para medir velocidades em diferentes pontos do escoamento. Estes funcionam através da medição da pressão estática e total, fornecendo a pressão dinâmica e, conseqüentemente, a velocidade do fluido. Para medir estas pressões, pode ser utilizado um manómetro digital ou multitubos, que permite mapear as diferentes pressões e os seus valores em diversos pontos do sistema. Além disso, é utilizado outro método, nomeadamente uma balança aerodinâmica, para medir as forças de sustentação e de arrasto em diferentes velocidades de escoamento.

Uma análise crítica dos resultados experimentais exige a consideração da incerteza associada aos instrumentos de medição. As especificações técnicas dos equipamentos utilizados, nomeadamente o manómetro Kimo AMI 301, o tubo de Pitot e o anemómetro de hélice, são fundamentais para contextualizar os erros calculados (KIMO, 2011). A Tabela 1 resume as precisões dos instrumentos, conforme o manual do fabricante.

Tabela 1- Especificações de incerteza da instrumentação utilizada (Adaptado de KIMO, 2011)

Instrumento	Parâmetro Medido	Gama de Medição	Precisão (Incerteza)	Resolução
Kimo AMI301	Pressão Estática	0 a +/- 1000 Pa	$\pm 0,5\%$ da leitura ± 1 Pa	1 Pa
Tubo de Pitot	Velocidade do Ar	2 a 40 m/s	$\pm 3\%$ da leitura $\pm 0,1$ m/s	0,1 m/s
Anemómetro	Velocidade do Ar	0,2 a 3 m/s	$\pm 2\%$ da leitura $\pm 0,06$ m/s	0,01 m/s
100 mm		3,1 a 35 m/s	$\pm 2\%$ da leitura $\pm 0,2$ m/s	0,1 m/s

Esta tabela evidencia que, para medições de pressão de baixo valor absoluto, a incerteza fixa de ± 1 Pa do manómetro pode tornar-se a componente dominante do erro total, o que é crucial para a interpretação dos resultados.

2.9.1. Tubo de Pitot

O tubo de Pitot é um instrumento básico, mas essencial para a medição da velocidade em túneis de vento, sendo muito utilizado devido à sua simplicidade e precisão. Ao longo do tempo, foram criados diversos tipos de configurações aplicadas aos tubos de Pitot, sendo as principais: o tubo de Pitot original, criado por Henri de Pitot (1695-1771), Figura 8 (a), e o tubo de Pitot-estático, Figura 8 (b), que foi uma versão posteriormente desenvolvida por Henry Darcy (1803-1858).

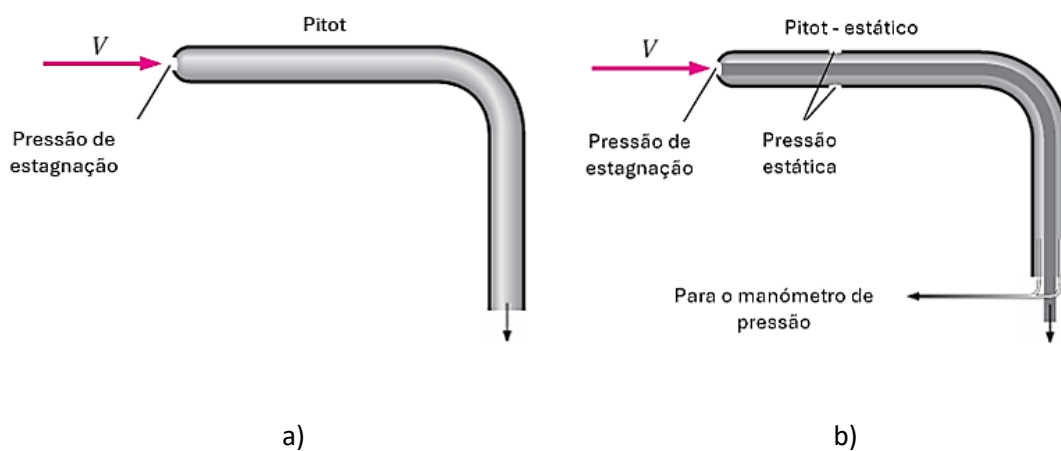


Figura 8 - Tubo de pitot (a), tubo de pitot-estático (b) (Adaptado de Çengel & Cimbala (2006))

Esta nova versão consiste numa sonda com duas aberturas principais: a frontal, que está alinhada com o escoamento de ar e mede a pressão total (P_t), e as laterais, que captam a pressão estática (P_e). A diferença entre estas duas pressões, conhecida como pressão dinâmica (P_d) encontra-se na equação (5), e é usada para calcular a velocidade do escoamento com base na equação de Bernoulli, equação (28) (Çengel & Cimbala, 2006).

$$v = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}} \quad (28)$$

No contexto de túneis de vento, o tubo de Pitot é frequentemente colocado em diferentes pontos ao longo da secção de teste para avaliar os diferentes perfis de velocidade do escoamento. A sua capacidade de medir a pressão num ponto específico torna-o um instrumento bastante útil para avaliar a uniformidade do escoamento e identificar regiões de turbulência. Apesar de ser um instrumento muito eficaz em escoamentos de baixa e média velocidade, apresenta limitações em condições supersónicas, onde os efeitos de compressibilidade devem ser considerados, o que não é o caso neste estudo.

2.9.2. Manómetro Multitubos

Um manómetro multitubos é um instrumento utilizado para medir pressões em vários pontos de um sistema, Figura 9. É composto por vários tubos verticais que podem ser ligados a diferentes pontos de medição do sistema e por um fluido manométrico (normalmente água), que permite uma visualização mais fácil das pressões obtidas. A altura do fluido é indicada em relação a uma referência comum e é proporcional à pressão. As pressões nos diferentes tubos relacionam-se de acordo com a relação da equação (29) (White, 2011).

$$P_i - P_j = \rho_{fluido}g(h_j - h_i) \quad (29)$$

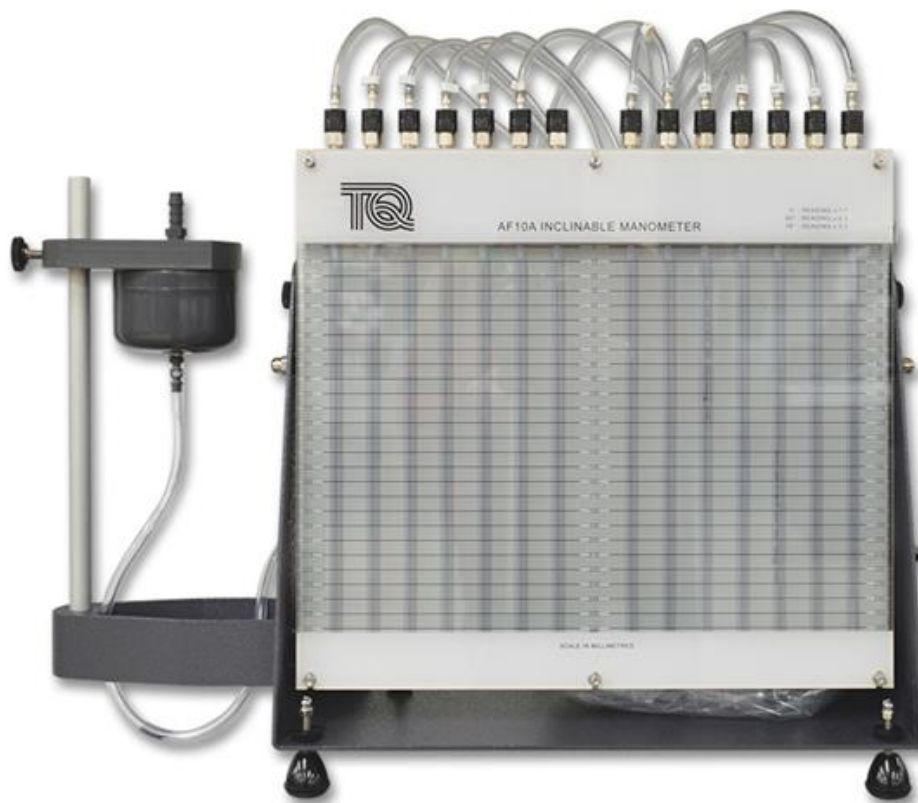


Figura 9 - Manómetro multitubos (TecQuipment, 2013)

Concluída a revisão dos fundamentos teóricos e dos componentes essenciais de um túnel de vento, a presente dissertação transita agora para a fase de aplicação prática. Os princípios de design para a minimização de perdas em curvas com pás diretrizes, a importância de uma elevada razão de contração para a uniformização do escoamento e os critérios geométricos para a eficácia de células do tipo favo de mel, detalhados nos capítulos anteriores, constituirão a base teórica para o dimensionamento e fabrico de cada componente da mesa de ensaios aerodinâmicos, conforme descrito no capítulo seguinte.

3. Projeto e Fabrico da Mesa de Ensaios Aerodinâmicos

Após a apresentação das bases teóricas da aerodinâmica e da pesquisa dos projetos de túneis de vento, este capítulo concentra-se na aplicação prática desses conhecimentos. Aqui será descrito o processo completo de desenvolvimento da mesa de ensaios aerodinâmicos, desde as decisões iniciais de projeto e os cálculos de dimensionamento até à produção e montagem do protótipo. O objetivo é apresentar de forma clara e sequencial as várias etapas do trabalho, detalhando as decisões de engenharia e as condicionantes que moldaram o resultado final.

A Figura 12 mostra uma vista geral da mesa de ensaios aerodinâmicos concluída e a forma como os módulos se encontram interligados.



Figura 10 - Mesa de ensaios aerodinâmicos

Adicionalmente, a Tabela 2 detalha a análise de custos do projeto, demonstrando o cumprimento do objetivo de desenvolver uma solução de baixo custo.

Tabela 2 - Custo de Construção da Mesa de Ensaio Aerodinâmicos

Tabela de Materiais e Custo de Construção				
Elemento	Número de Elementos	Tempo de Impressão	Filamento Total (g)	Custo
Impressora BambuLabs A1®	-	-	-	319,99 €
Adaptador	4	4h04m	108,66	2,72 €
Secção Reta	3	2d16h24m	1782,21	44,55 €
Curva	4	3d18h40m	2245,88	56,12 €
Célula do Tipo Favo de Abelha	1	2d17h39m	488,35	12,20 €
Contração	1	20h51m	507,00	12,67 €
Módulo de Venturi	4	2d20h38m	1714,84	42,84 €
Módulo da Asa	2	1d4h15m	622,81	15,56 €
Perfil NACA	1	2h31m	30,00	0,75 €
Medidor de Graus	1	1h15m	14,52	0,36 €
Material Desperdiçado	-	-	1000,00	25,00 €
Total	21	14d10h17m	8514,27	532,76 €

Material	Nº de Peças	Custo
Ventilador	1	250,00 €
Estrutura da Mesa	1	1 247,00 €
Parafusos M4	44	3,96 €
Porca M4	32	3,20 €
Anilha M4	44	1,76 €
Insertos M4	12	0,36 €
Parafuso M3	24	2,19 €
Anilha M3	24	0,96 €
Insertos M3	32	1,07 €
Grampos de Fixação	2	2,00 €
Material Isolador	1	9,00 €
Placa de Acrílico	1	11,00 €
Fita Dupla Face	1	5,00 €
Consumíveis	-	1,00 €
Custo Material		1 538,50 €

Custo Total do Projeto	2 071,26 €
-------------------------------	-------------------

A análise detalhada dos custos associados à construção da mesa de ensaios aerodinâmicos revela um investimento total de 2071,26 euros. Embora este valor seja representativo do investimento necessário para criar um equipamento do zero, continua a posicionar o projeto como uma solução de baixo custo em comparação com alternativas comerciais equivalentes. Para termo de comparação, a mesa "©TecQuipment AF10" tem um custo de 20450,00 €, acrescido de um manómetro multitubos com um valor de 4506,00 € e do módulo de medição da equação de Bernoulli a rondar os 3023,00 € (Valor médio de cada módulo individual). Assim, o montante total do projeto divide-se em duas categorias principais: os custos de impressão e os custos de material. A primeira categoria, no valor de 532,76 €, inclui não só o custo do filamento e do material desperdiçado (212,77 €), como também o investimento inicial na impressora 3D (319,99 €), considerada parte integrante dos recursos necessários para a produção. A segunda categoria, referente aos materiais adicionais, ascende a 1 538,50 €. O elemento mais significativo nesta categoria é a estrutura da mesa, com um custo de 1247,00 €, seguida do ventilador, com um custo estimado de 250,00 €. Os restantes 41,50 € correspondem a consumíveis e a componentes diversos.

Num cenário hipotético em que uma instituição ou um investigador já possua a infraestrutura base, nomeadamente uma impressora 3D e uma estrutura de mesa adequada, o custo de replicação deste projeto seria drasticamente reduzido. Neste caso, o investimento seria limitado ao custo do filamento de impressão (212,77 €), do ventilador (250,00 €) e dos restantes materiais e consumíveis (41,50 €). Deste modo, o custo efetivo para a construção da componente aerodinâmica do túnel de vento seria de apenas 514,27 €. Esta análise realça a notável viabilidade económica da metodologia de fabrico aditivo no desenvolvimento de equipamento de laboratório, demonstrando que a maior parte do investimento está na infraestrutura de suporte e não nos próprios componentes aerodinâmicos.

3.1. Ponto de Partida e Condicionantes do Projeto

O desenvolvimento prático da mesa de ensaios aerodinâmicos teve início com base em dois pontos de partida fundamentais e inalteráveis, que funcionaram como as principais condicionantes de todo o projeto.

O primeiro ponto de partida foi o sistema de ventilação, dado ter sido disponibilizado um ventilador centrífugo já existente no ISEP para a construção do túnel. Este componente impôs-se imediatamente como a principal condicionante do projeto, sobretudo devido à completa ausência de dados técnicos para este modelo específico, o que obrigou a uma estimativa do seu desempenho. Adicionalmente, o facto de se tratar de um equipamento predefinido significou que todo o projeto teve de ser rigorosamente dimensionado em função das suas características. Desta forma, parâmetros cruciais, como os caudais, as áreas das secções do túnel e o comprimento total do circuito, foram diretamente influenciados pelo desempenho estimado do ventilador. No entanto, é importante salientar que a sua utilização está em conformidade com a literatura existente, que segundo autores como Mehta & Bradshaw (1979), aponta os ventiladores centrífugos como a escolha preferível para túneis de vento de circuito aberto do tipo sopro.

De forma complementar, a segunda condicionante fundamental do projeto residiu na tecnologia de fabrico. A decisão de utilizar a impressão 3D (FDM) para todos os componentes teve como objetivo desenvolver um equipamento didático de baixo custo. No entanto, o equipamento disponível, uma impressora BambuLab A1®, apresentada na Figura 13, introduziu uma restrição crítica pois, embora permitisse uma elevada qualidade superficial, a sua área útil de impressão (225 x 225 x 225 mm) limitou diretamente a secção transversal máxima e o comprimento de cada módulo do túnel. Com esta limitação geométrica, tornou inevitável a segmentação do projeto em múltiplos componentes, concebidos desde o início para uma montagem posterior. Dada esta situação, a conjugação de um sistema propulsor com um desempenho estimado e dimensões de fabrico estritamente limitadas exigiu uma metodologia de projeto iterativa.

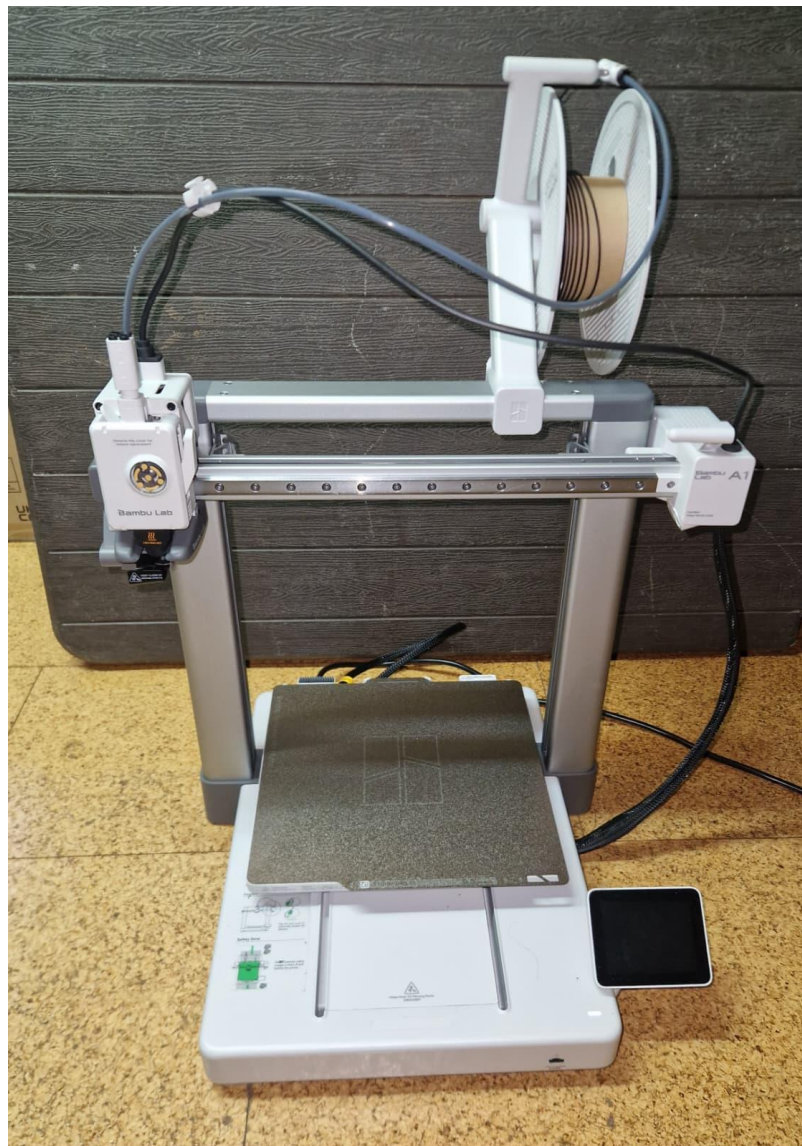


Figura 11 - Impressora 3D BambuLab A1®

3.2. Características do Ventilador Centrífugo

A primeira fase do projeto consistiu na caracterização do ventilador disponibilizado pelo ISEP, uma vez que as suas características de desempenho e dimensões físicas serviram de base para o dimensionamento de todo o túnel de vento.

Trata-se de um ventilador centrífugo de dupla aspiração da marca IMOFA®, modelo DD-180-178, com as seguintes especificações nominais:

- Potência: 0,045 Kw;
- Tensão: 230 V;
- Intensidade: 0,7 A;
- Velocidade do Motor: 1400 rpm;
- Frequência: 50 Hz.

Este ventilador, demonstrado na Figura 14, encontra-se inserido numa caixa de isolamento acústico, uma configuração comum em sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC), que tem como objetivo minimizar o ruído de funcionamento em instalações localizadas em edifícios ou outros espaços ocupados. Apesar de ser conhecido o fabricante e o modelo, uma pesquisa exaustiva revelou ser impossível obter os gráficos de desempenho oficiais, nomeadamente as curvas que relacionam a pressão estática com o caudal.

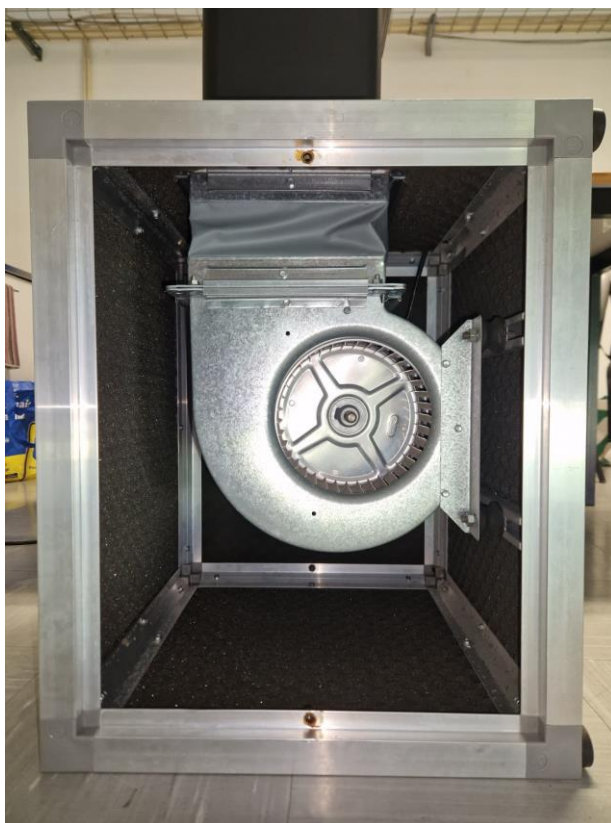


Figura 12 - Ventilador centrífugo fornecido pelo ISEP

Para contornar esta limitação, foi identificada no mercado um ventilador com dimensões e características de funcionamento semelhantes. Foi seleccionado o ventilador modelo DD 7/7 6M06FY da empresa “TDA®”, cujas curvas características são apresentadas na Figura 13.

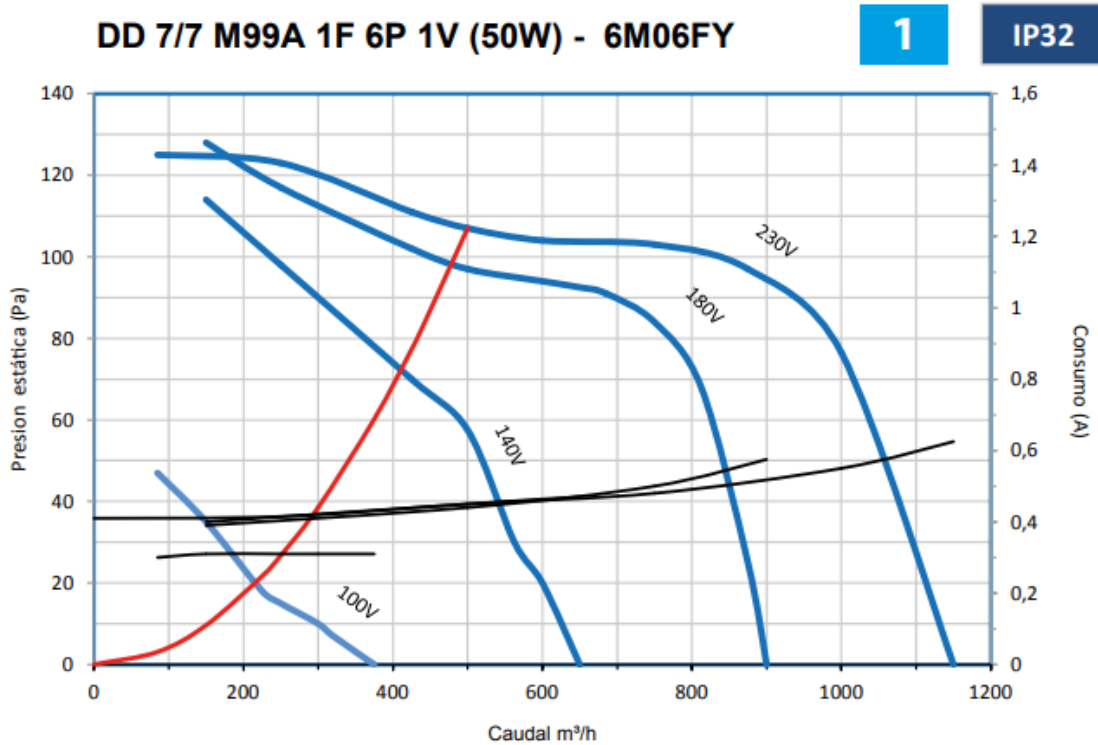


Figura 13 - Curvas de desempenho do ventilador DD 7/7 6M06FY (TDA, (2015))

Ao analisar a curva de funcionamento a 230 V, a mais próxima da tensão nominal do ventilador da IMOFA®, foi possível extrair os parâmetros de desempenho que serviram de referência para o projeto.

- Pressão Estática Máxima Estimada: Aproximadamente 130 Pa.
- Caudal Máximo Estimado: Aproximadamente 1000 m³/h.

Além do desempenho, a geometria do ventilador impôs uma condição fundamental ao projeto. A secção de saída do equipamento tem dimensões retangulares de 210 x 200 mm. Por conseguinte, esta área de saída foi definida como o ponto de partida obrigatório para o projeto da primeira secção do túnel de vento, o que significa que todos os componentes tiveram de ser dimensionados e adaptados a partir desta geometria inicial.

3.3. Projeto da Mesa de Ensaios Aerodinâmicos

Esta secção documenta a transição do conceito digital para o protótipo físico, detalhando o processo de concepção e fabrico de cada um dos componentes estruturais que constituem a mesa de ensaios aerodinâmicos. O percurso descrito tem início na ligação do ventilador ao circuito, através do adaptador, e prossegue sequencialmente pela secção reta ascendente, pela curva direcional de 180°, pela célula do tipo favo de mel para condicionamento do escoamento e culmina na contração final que alimenta a secção de teste. Para cada componente, são apresentadas as decisões, as otimizações para a produção por impressão 3D e as soluções adotadas para garantir a robustez e a precisão da montagem. Todos os equipamentos foram modelados em SolidWorks® e foi utilizado o BambuStudio® para proceder à impressão dos mesmos.

3.3.1. Projeto da Secção do Adaptador

A fase inicial do projeto geométrico incidiu sobre a interface crítica entre a saída do ventilador e a primeira secção do túnel. A geometria desta transição foi um parâmetro fundamental, visto ter estabelecido a secção transversal de referência para todo o dimensionamento do circuito e, conseqüentemente, para a análise aerodinâmica subsequente.

Conforme detalhado, o ventilador tem uma secção de saída retangular com 210 x 200 mm, enquanto a área de construção útil máxima da impressora BambuLab A1® é de cerca de 225 x 225 mm. A pequena diferença entre estas dimensões impossibilitou a criação de uma conduta que mantivesse a área de saída do ventilador, uma vez que seria ainda necessário incluir uma aba estrutural externa para a sua fixação aos diferentes módulos. A aba, com as respetivas furações para parafusos, teria de ser contida dentro dos 225 mm de largura da plataforma de impressão, deixando assim pouco espaço de manobra.

Dada esta limitação, foi necessário tomar uma decisão que otimizasse o compromisso entre a maior área de escoamento possível e a integridade estrutural da ligação. Foi definida uma secção transversal interna quadrada de 185 x 185 mm, com cantos arredondados de 18 mm de raio. Esta geometria representou a área útil máxima que permitia a inclusão de uma aba externa dentro dos limites de fabrico da impressora.

A transição geométrica entre a secção de saída do ventilador e a secção principal do túnel constituiu um desafio aerodinâmico pois, uma alteração abrupta da área de escoamento teria, inevitavelmente, como consequência perturbações que resultariam em perdas de pressão significativas e em turbulência indesejada. Para resolver este problema, foi projetada uma peça de transição dedicada: o adaptador, que assegura uma contração suave e gradual entre as duas áreas.

A concepção do adaptador exigiu uma atenção particular, uma vez que este componente teve de resolver simultaneamente três desafios: um de fabrico, um de montagem e um aerodinâmico. Dada a área de saída do ventilador, o desenho de uma peça única para fixar à placa da caixa do ventilador resultaria em dimensões totais (aproximadamente 250 x 244 mm, conforme visível na Figura 16), que ultrapassariam a capacidade da impressora. Perante esta

impossibilidade, a solução encontrada passou por modelar o adaptador e, de seguida, dividi-lo em quatro partes individuais, tornando assim o seu possível o seu fabrico.

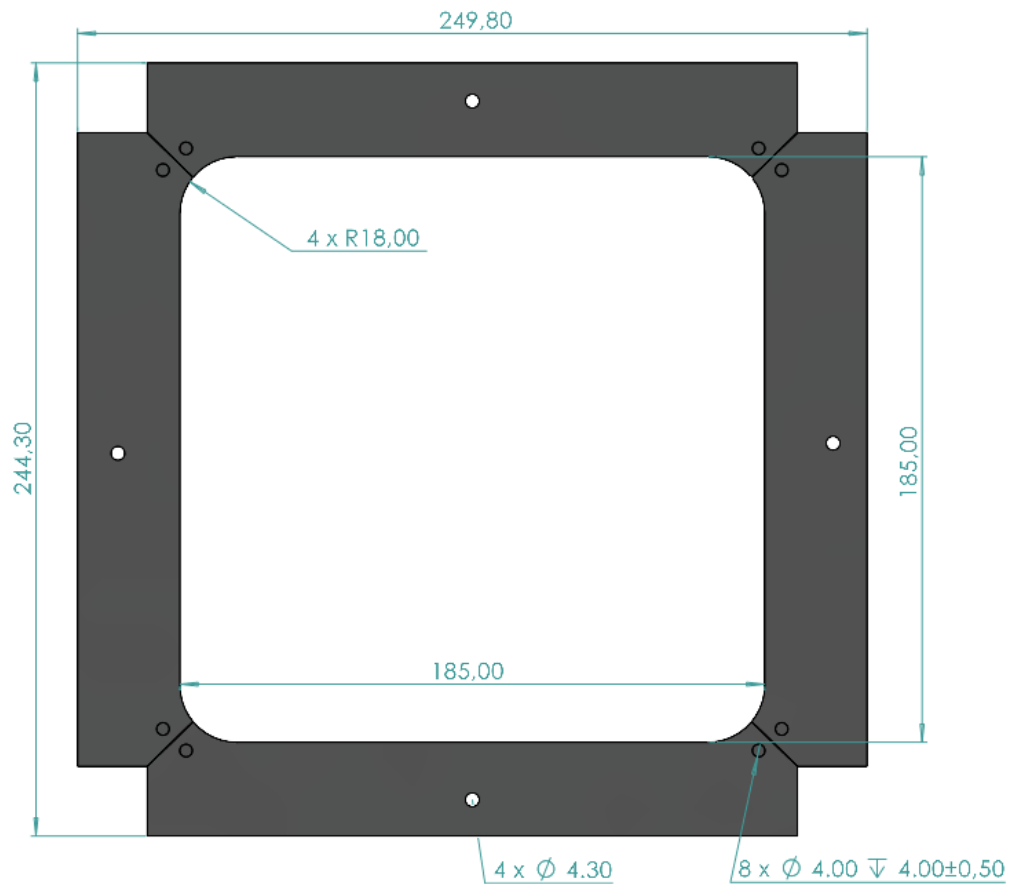


Figura 14 - Dimensões geométricas – Vista de topo do adaptador

Cada uma destas quatro partes foi concebida com dupla funcionalidade; cada peça possui uma furação passante com 4,3 mm de diâmetro correspondente a uma serie media da norma ISO273 para um parafuso M4, garantindo um alinhamento preciso com uma tolerância suficiente para a montagem manual nos furos já existentes na placa do ventilador.

Adicionalmente, para garantir uma ligação sólida e desmontável à secção seguinte do túnel, cada peça do adaptador tem dois furos com 4 mm de diâmetro. Estes furos têm uma profundidade de 4,0 mm, que é adequada para alojar os insertos metálicos roscados de 3,2 mm de altura para parafusos M3, garantindo que a extremidade do inserto fica perfeitamente à face da peça.

A instalação destes componentes foi realizada através da técnica de inserção por termofixação. Este processo consiste em aquecer o inserto metálico com um ferro de soldar e pressioná-lo lentamente contra o furo, como demonstrado na Figura 17. O calor do metal derrete localmente o plástico PLA, que flui e se molda às ranhuras e ao recartilhado externo do inserto. Ao arrefecer, o plástico solidifica e cria uma fixação robusta com elevada resistência à extração e à rotação.

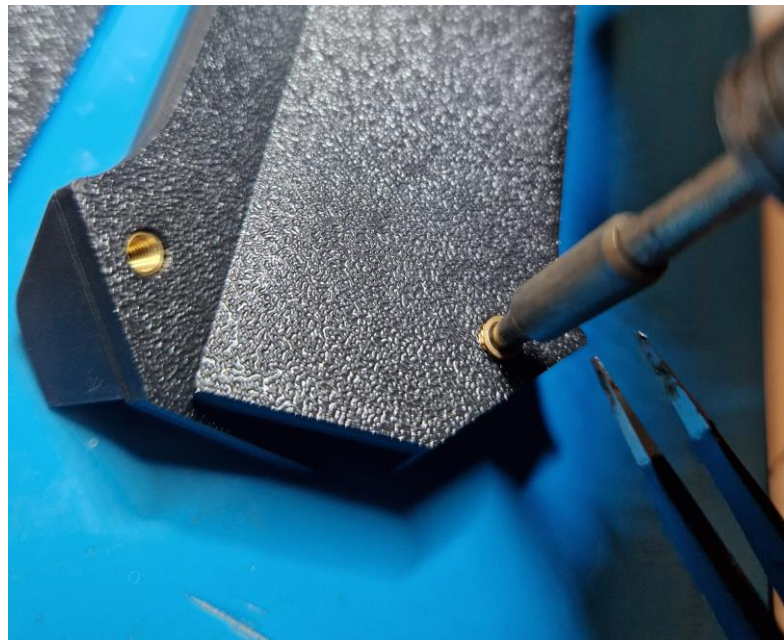


Figura 15 - Termofixação dos insertos no adaptador

O conjunto funciona como uma pequena contração, com uma inclinação suave em toda a sua face interna, conforme se pode observar na Figura 18. Esta superfície orienta o escoamento de ar, garantindo uma transição controlada da área de saída do ventilador para a secção interna de 185 x 185 mm do túnel, reduzindo a turbulência e as perdas de pressão.



Figura 16 - Dimensões geométricas - Vista frontal em corte do adaptador

A montagem final do adaptador na placa superior da caixa do ventilador é ilustrada na Figura 19. É possível observar como as quatro secções impressas em 3D se unem para formar a transição geométrica. O conjunto está fixado à estrutura metálica através de quatro parafusos M4 nos furos já existentes, garantindo assim o correto alinhamento para a secção seguinte do túnel.



Figura 17 - Ligação do adaptador ao ventilador e secção reta

3.3.2. Projeto da Secção Reta

Após a transição suave assegurada pelo adaptador, o ar entra na secção vertical ascendente do circuito, cuja função principal é elevar o escoamento até ao ponto mais alto da estrutura. Dada a considerável altura do sistema e tendo em conta a limitação de 225 mm de altura da impressora 3D, esta secção foi concebida de forma modular, através da junção de três módulos retilíneos idênticos. Desta forma, foi possível construir uma conduta vertical com uma altura total de 675 mm, mantendo sempre a secção transversal interna de 185 x 185 mm previamente definida, Figura 20.

O design de cada módulo focou-se na robustez e na precisão da montagem, apresentando abas de ligação com 4 mm de espessura na base e no topo, com dimensões externas de 225 x 225 mm. Para assegurar a ligação entre os módulos, foram utilizados quatro parafusos M4 que atravessam furos passantes de 4,3 mm de diâmetro de forma a garantir um alinhamento adequado. Simultaneamente, a espessura das paredes da conduta foi definida em 2 mm, uma decisão que não só confere a rigidez necessária ao conjunto, como também otimiza a qualidade da produção por ser um múltiplo do diâmetro do bico da impressora de 0,4 mm.

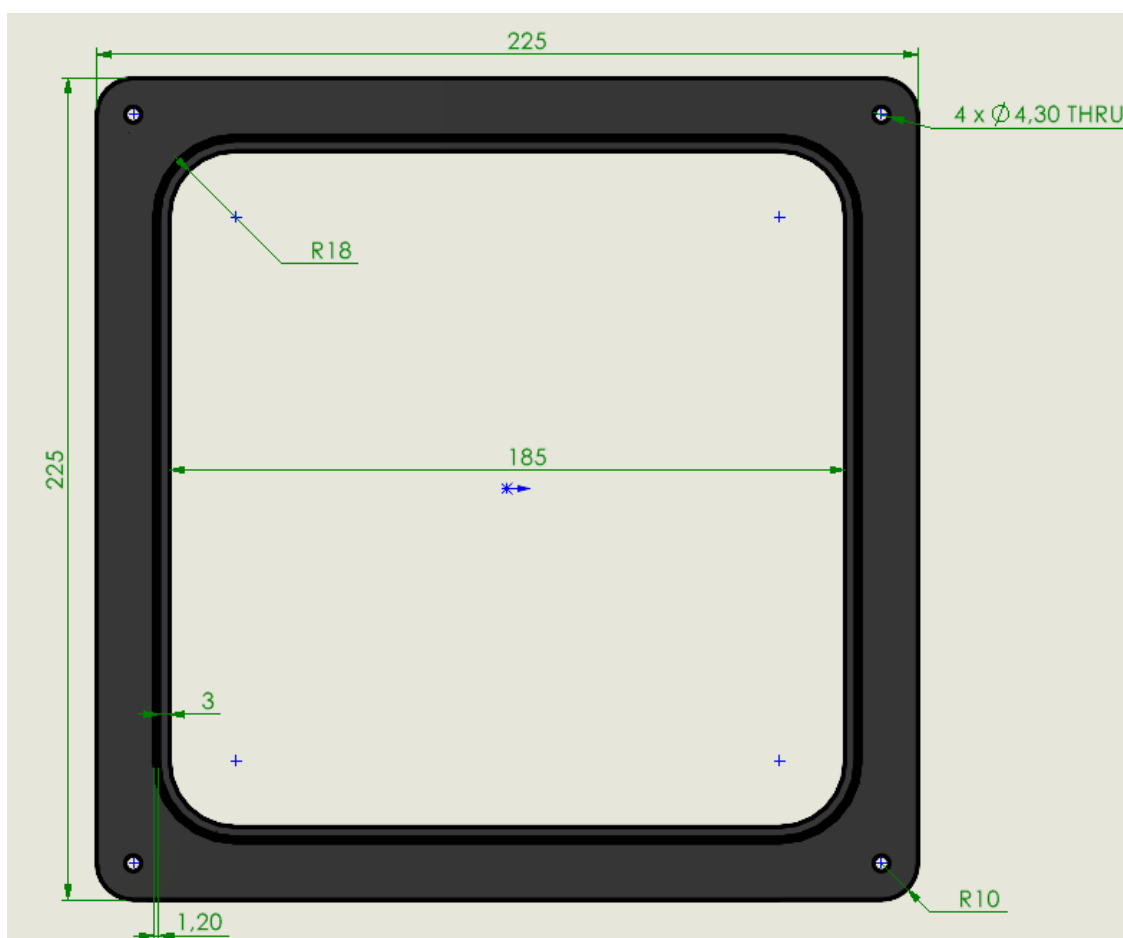


Figura 18 - Dimensões da secção reta: Vista de topo

Para otimizar o processo de fabrico aditivo da aba superior, que de outra forma apresentaria uma superfície extensa sem suporte, foi integrado um chanfro de 30° na sua face inferior. Este ângulo representa o limite máximo que o equipamento de impressão consegue executar sem comprometer a integridade estrutural da peça ou exigir um volume excessivo de material de suporte, otimizando o tempo de impressão e o consumo de material. Como é possível verificar nas Figura 21 e Figura 22, esta otimização resultou numa poupança significativa de material e de tempo de impressão.

A massa total da secção com o chanfro foi de 594,07 g, dos quais apenas 49,29 g foram utilizados em suportes, em contraste, a massa total da peça sem o chanfro seria de 703,24 g, dos quais 196,52 g seriam gastos em material de suporte. O mesmo se verificou no tempo de impressão, que diminuiu de 1 dia, 12 horas e 7 minutos para apenas 21 horas e 21 minutos, o que representa uma diminuição de cerca de 41%. Esta solução de design não só viabilizou a impressão, como também optimizou consideravelmente a eficiência do processo de fabrico.

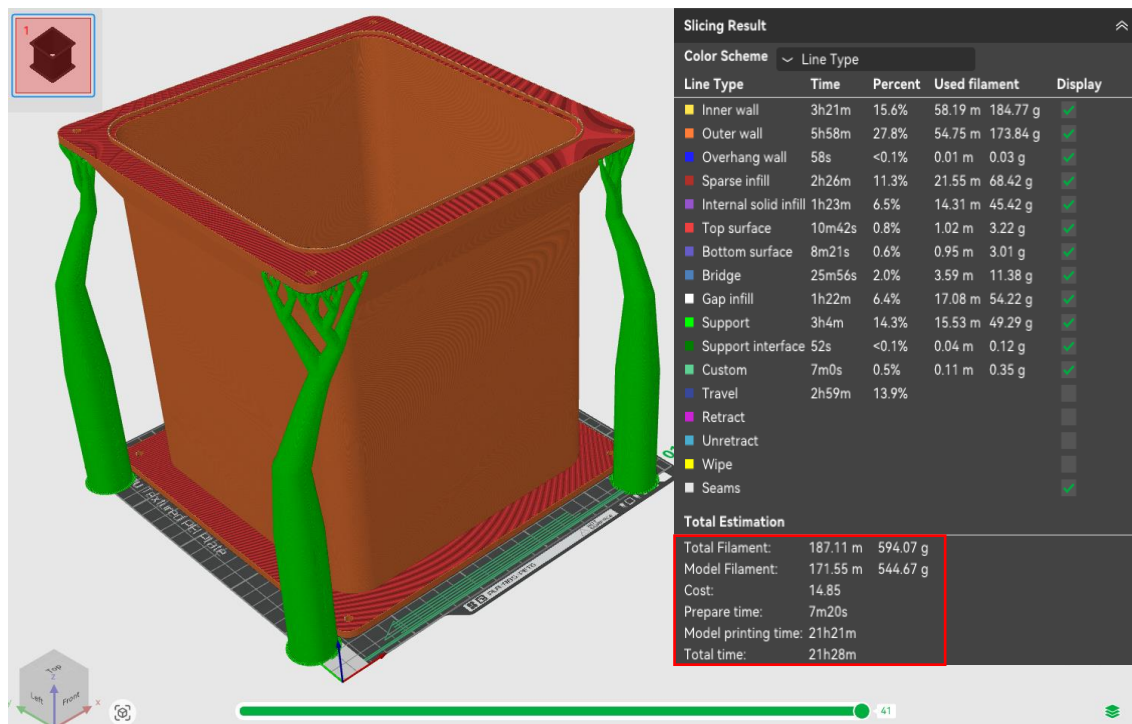


Figura 19 - Secção reta com chanfre de 30° - BambuStudio®

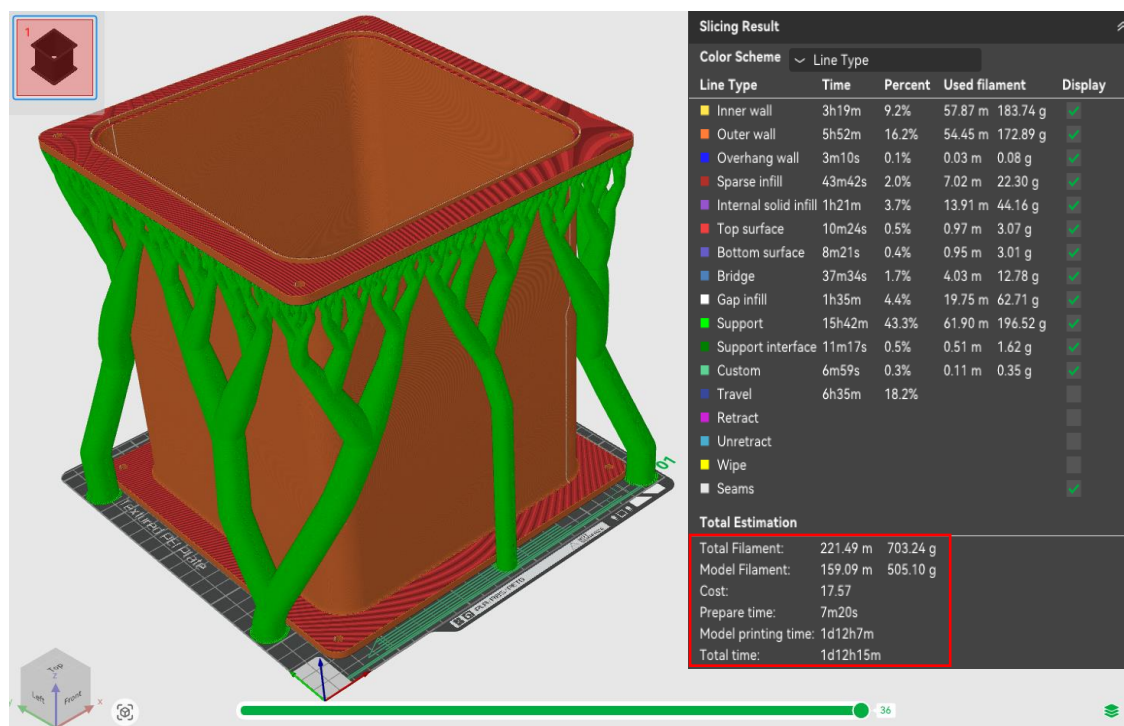


Figura 20 - Secção reta sem chanfre de 30° - BambuStudio®

Por fim, para garantir um encaixe preciso e uma boa estanquidade entre as secções, foi concebido um sistema de alinhamento. Este, consiste num pequeno relevo com 1,2 mm de espessura e 2,3 mm de altura, modelado na face superior de cada secção, representado a verde na Figura 21. Este relevo encaixa numa ranhura correspondente na base da secção seguinte (Figura 24), a qual foi concebida com uma folga de 0,4 mm (0,2 mm para cada direção) para facilitar a montagem. Este pormenor construtivo cumpre, assim, a dupla função de guiar e alinhar os componentes durante a montagem e de criar um percurso que dificulta potenciais fugas de ar nas junções.

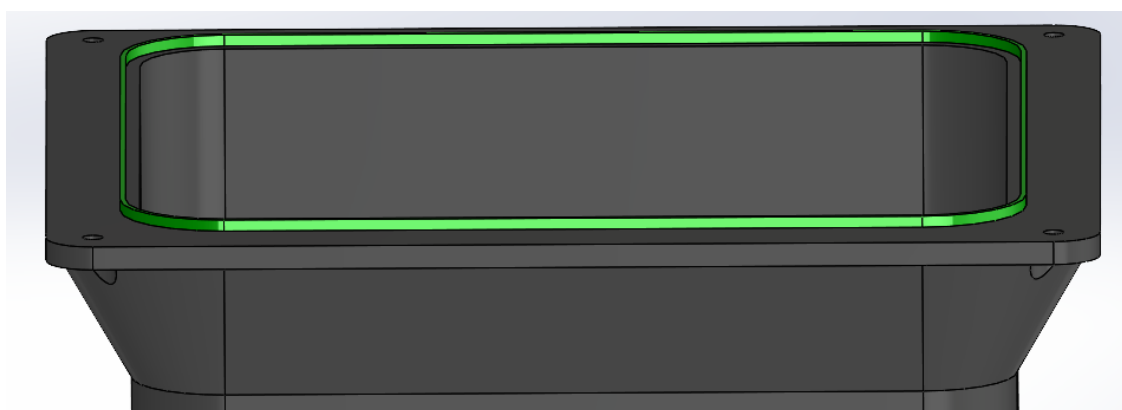


Figura 21 - Pormenor de relevo de encaixe entre secções

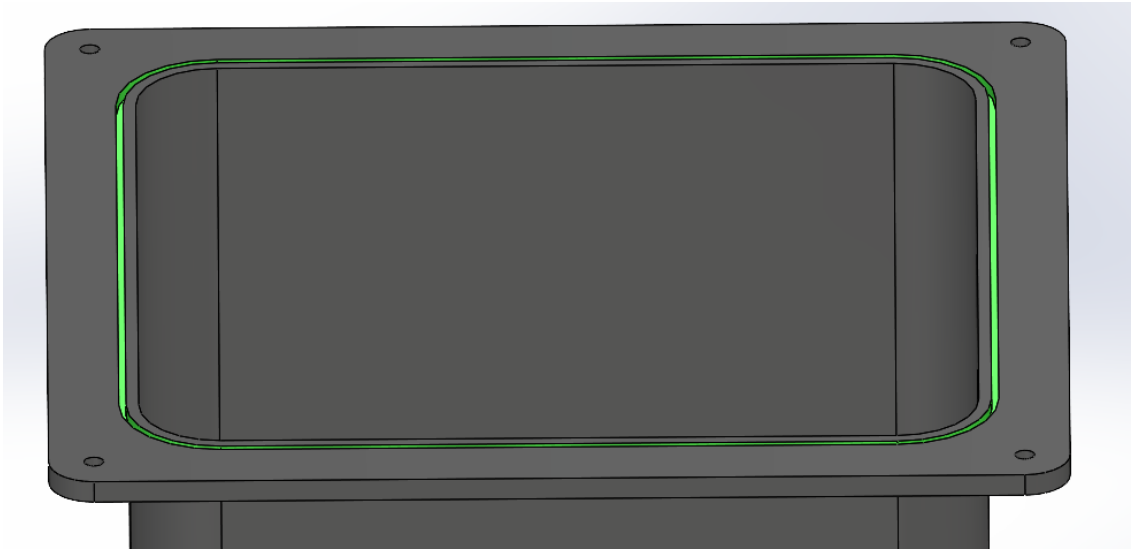


Figura 22 - Pormenor da ranhura de encaixe entre secções

3.3.3. Projeto da Curva Direcional

Após a secção reta vertical, o circuito incorpora uma curva de 180°, cuja função é redirecionar o escoamento de ar para a secção descendente até a contração. Este elemento mantém a secção transversal interna de 185 x 185 mm e utiliza o mesmo sistema de flanges de 225 x 225 mm para se ligar aos módulos adjacentes. Devido às suas dimensões totais excederem a capacidade da impressora 3D, a curva foi projetada de forma modular, tendo o seu fabrico resultado da junção de quatro módulos de 45°, como representado na Figura 25.



Figura 23 - Montagem das secções da curva

O design deste componente foi um dos aspetos mais críticos do projeto, dado que uma curva apertada representa, por natureza, uma fonte significativa de perdas de pressão e de instabilidade no escoamento. Para mitigar estes efeitos e com base na teoria estudada, o design da curva foi otimizado com a modelação de duas pás diretrizes internas. A inclusão destas, foi implementada para mitigar estas perdas de pressão e prevenir a separação do escoamento, uma abordagem em total conformidade com as recomendações de Barlow *et al.* (1999) e Eckert *et al.* (1976), para a orientação eficiente do escoamento em curvas de túneis de vento.

A Figura 24 apresenta o modelo tridimensional de uma secção de 45° da curva, evidenciando as duas pás diretrizes internas. Estas, dividem a conduta principal de 185 mm em três canais curvos mais pequenos e equidistantes de aproximadamente 60 mm. Ao forçar o ar a passar por canais mais estreitos, a separação do escoamento é eficazmente prevenida, permitindo que o ar siga a trajetória de forma muito mais eficiente e com menores perdas energéticas (Eckert et al. 1976).



Figura 24 - Modelo da secção de 45° da curva

Tal como nas secções retas, cada módulo da curva foi projetado com o mesmo sistema de alinhamento, que consiste num relevo na face superior e numa ranhura correspondente na face inferior, de modo a garantir um encaixe preciso e a melhorar a estanquidade das junções. Adicionalmente, foi integrado um chanfro de 30° na base de cada módulo, uma otimização do processo de fabrico que assegurou uma maior estabilidade durante a impressão da geometria curva, enquanto reduziu a quantidade de material de suporte necessário. Como resultado destas otimizações de design, cada secção de 45° apresentou uma massa total de 561,47 g, dos quais apenas 34,96 g foram utilizados em suportes, o que correspondeu a um tempo de impressão de 22 horas e 40 minutos por módulo, Figura 27.

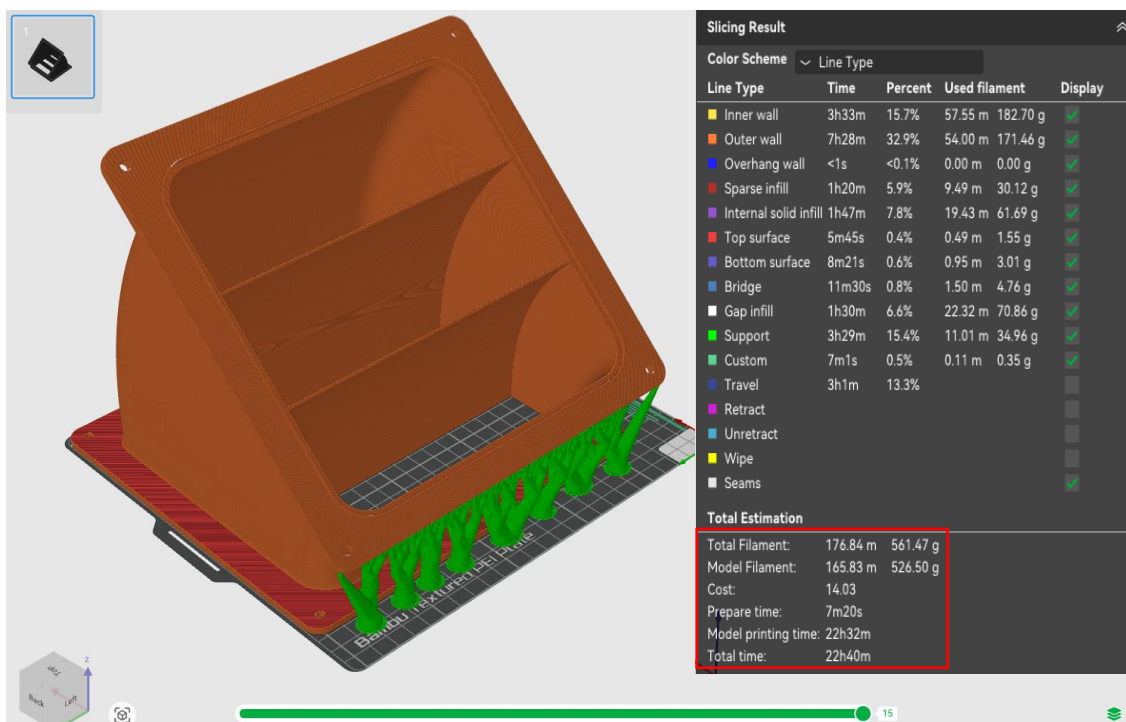


Figura 25 - Secção de curva de 45° - BambuStudio®

3.3.4. Projeto da Célula do Tipo Favo de Mel

Após a curva de 180° e antes da contração final, foi introduzido uma célula do tipo favo de mel, com a funcionalidade de corrigir as irregularidades do escoamento provenientes da curva, nomeadamente os vórtices secundários e a não uniformidade dos perfis de velocidades, de modo a garantir que o ar que entra na contração esteja o mais alinhado e estável possível, Figura 28.

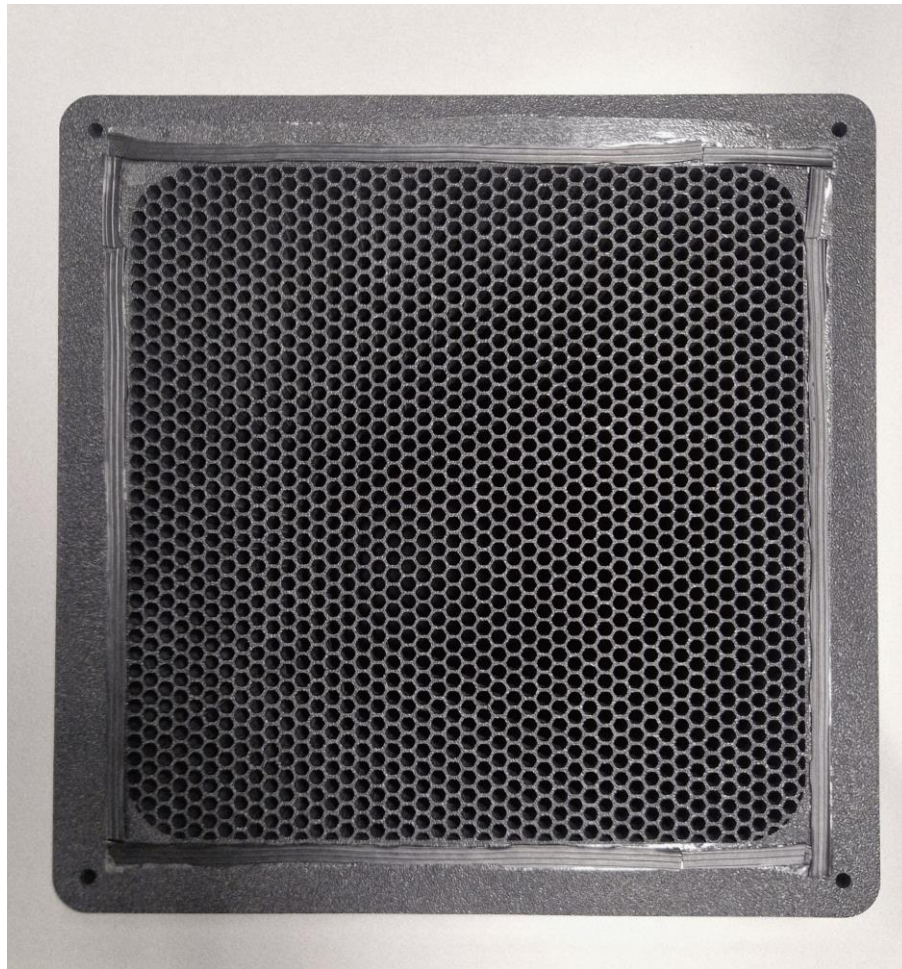


Figura 26 - Célula do tipo favo de mel

A escolha de células de perfil hexagonal segue a indicação de Barlow *et al.* (1999), que demonstram que esta geometria apresenta o menor coeficiente de perda em comparação com outras formas. Adicionalmente, para garantir a supressão eficaz da turbulência e a retificação do escoamento proveniente da curva, foi selecionada uma relação comprimento/diâmetro (L_h/D_h) de 6,25. Este valor enquadra-se no intervalo ótimo de 6 a 8, identificado por Mehta & Bradshaw, (1979), como sendo altamente eficaz para corrigir perturbações de maior escala sem introduzir perdas de pressão excessivas. Para criar um componente compacto, foi projetada uma estrutura em forma de favo de mel com uma espessura total de $L_h = 25$ mm e um diâmetro hidráulico de célula de $D_h = 4$ mm, de forma a atingir um valor que se enquadre no intervalo recomendado.

O componente foi modelado como uma peça única, destinada a ser inserida entre as secções do túnel, com uma espessura da parede entre células de 0,8 mm. Esta dimensão não foi arbitrária, mas sim uma decisão de fabrico tomada para garantir a robustez da peça: ao corresponder exatamente a dois perímetros do bico de 0,4 mm da impressora 3D, assegura-se que cada parede é construída com duas passagens. Esta técnica confere a rigidez estrutural necessária para evitar a fratura das finas paredes da estrutura durante o manuseamento e a operação, maximizando simultaneamente porosidade e minimizar a resistência ao escoamento.

Esta estrutura em forma de favo de mel foi o componente mais complexo de todo o projeto, tanto na fase de modelação como na de fabrico. A sua geometria, composta por cerca de 1750 células hexagonais individuais, resultou num modelo muito exigente, o que dificultou a sua manipulação em SolidWorks®.

Posteriormente, esta complexidade geométrica refletiu-se no processo de fabrico, tornando-o o componente com o tempo de impressão mais longo de todo o circuito. Apesar da sua massa final ser inferior à de outros módulos (488,35 g), o tempo de impressão total foi de 2 dias, 17 horas e 39 minutos, conforme demonstrado na Figura 27. Este longo tempo de produção deve-se à modelação e design da peça, que obriga a impressora 3D a realizar milhares de movimentos curtos e precisos para construir as finas paredes de cada célula, ao contrário da impressão contínua das paredes das outras secções de conduta.

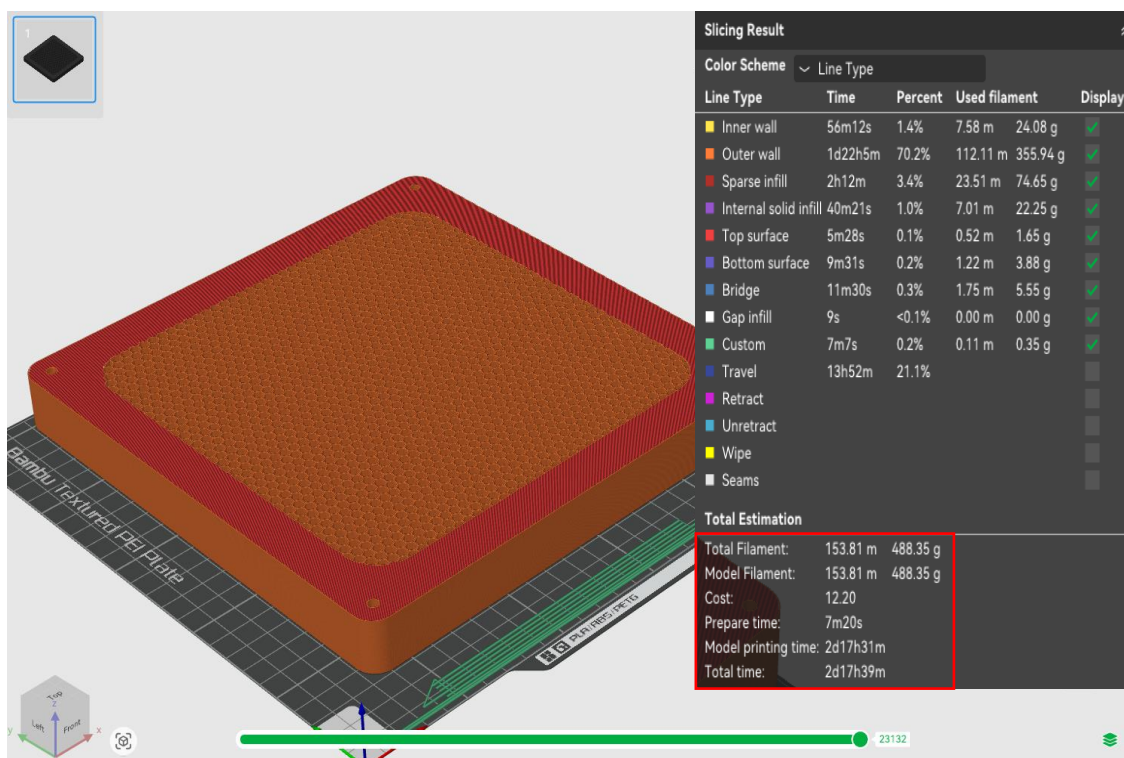


Figura 27 - Célula do tipo favo de mel - BambuStudio®

3.3.5. Projeto da Contração

A concepção da secção final partiu de um objetivo duplo que teve de ser equilibrado. Por um lado, era desejável que a secção de teste tivesse dimensões de 100x80 mm, pois seriam adequadas à visualização do escoamento e ao acoplamento dos diferentes módulos experimentais. Por outro lado, era crucial obter uma elevada relação de contração, visto que, como salientam Barlow *et al.* (1999), esta característica contribui significativamente para a uniformização do escoamento e para a diminuição dos níveis de turbulência. O equilíbrio entre estes dois requisitos resultou na geometria de transição entre a secção anterior do túnel e a secção de saída, o que deu origem a uma relação de áreas de 4,30.

Para evitar a separação do escoamento na parede, um fenómeno adverso que comprometeria a qualidade do escoamento na secção de teste, conforme detalhado por Mehta & Bradshaw, (1979), o perfil da contração foi modelado com uma curvatura contínua e suave, garantindo um gradiente de pressão favorável ao longo de todo o seu comprimento como demonstrado na Figura 30.



Figura 28 - Contração: Imagem de corte

A peça foi desenhada com uma flange superior para a ligação à célula do tipo favo de mel e uma flange inferior que foi projetada com duas abas laterais para a fixação dos módulos de ensaio, nas quais foram integrados furos passantes de 4,3 mm, para a montagem de grampos de alavanca que permitem uma troca rápida e segura dos módulos, Figura 31.



Figura 29 - Contração com grampos de fixação rápida

Por fim, o design da contração foi otimizado para o processo de fabrico por impressão 3D, com a adição de um chanfre de 30° na parede exterior junto à flange superior. Esta solução de design permitiu reduzir a necessidade de estruturas de suporte, diminuindo significativamente o tempo de impressão. A impressão da contração demorou um total de 1 dia e 6 minutos e utilizou um total de 490,79 g, dos quais 77,81 g foram utilizados em suportes, Figura 32.

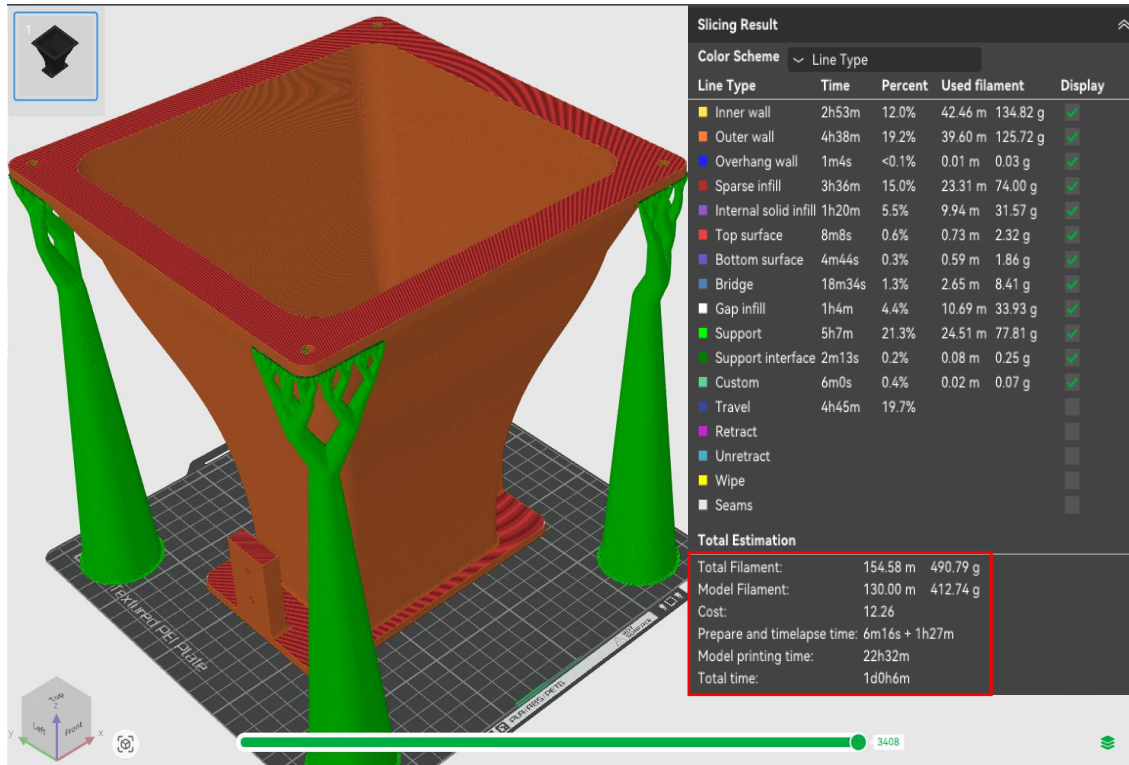


Figura 30 - Contração - BambuStudio®

3.3.6. Projeto do Adaptador de Posicionamento de Instrumentação

Para medir os parâmetros do escoamento na secção vertical do túnel, foi projetado e construído um adaptador de transição específico, que serve de interface para a instrumentação. Este componente está estrategicamente colocado entre a última secção reta vertical e a primeira secção da curva de 180°, proporcionando um ponto de acesso estável para a análise do escoamento antes deste sofrer uma alteração significativa de direção.

O design deste módulo, visível na Figura 33, foi concebido para integrar duas funcionalidades de medição distintas. Numa das faces, possui um furo passante com 6,5 mm de diâmetro, projetado para permitir a inserção e o posicionamento preciso de um tubo de Pitot no centro geométrico da conduta. Adicionalmente, noutra face, integra uma tomada de pressão estática externa, dimensionada para a ligação estanque a tubos flexíveis de 5,5 mm, possibilitando uma eventual ligação a um manómetro.



Figura 31 - Módulo de posicionamento de instrumentação

A sua modelação foi feita de modo a torná-lo compatível com as secções adjacentes, incorporando o mesmo sistema de flanges e o respetivo rasgo de alinhamento na sua base, de modo a garantir um encaixe preciso e estanque.

Ao contrário dos restantes módulos de conduta, o design deste adaptador foi otimizado para permitir a colocação da sonda de Pitot, ao diminuir a espessura total da parede e para ser fabricado de forma eficiente. Dado que a sua função é sobretudo a de interface para instrumentação e não a de condução do fluxo ao longo de uma grande distância, a sua

geometria foi concebida com uma estrutura aligeirada, visível na Figura 33. Esta abordagem permitiu reduzir significativamente o consumo de material de impressão (63,56 g) e o tempo total de fabrico (3 horas e 15 minutos), mantendo a rigidez necessária e alinhando-se com os objetivos de um projeto de baixo custo, Figura 34.

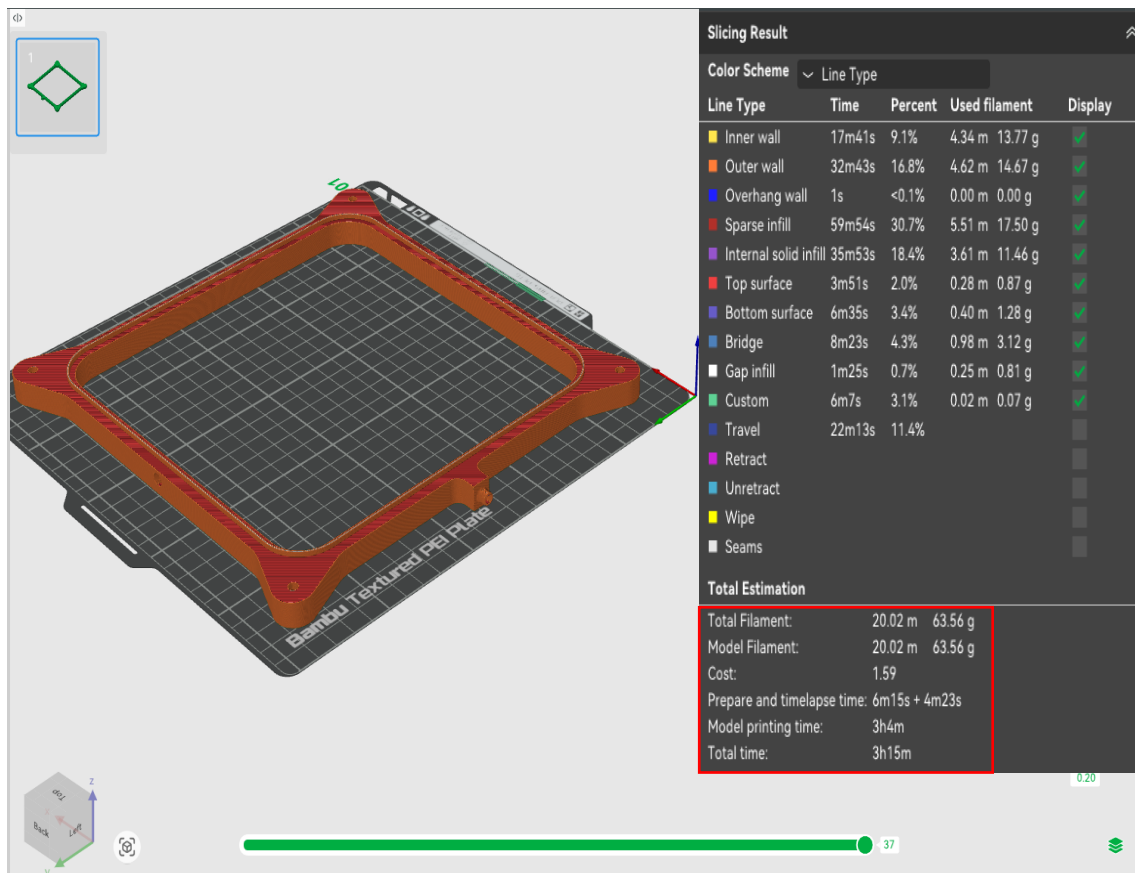


Figura 32 - Módulo de posicionamento de instrumentação: BambuStudio®

3.4. Projeto e Fabrico dos Diferentes Módulos de Ensaio Aerodinâmicos

Após a conclusão da montagem da estrutura principal do túnel de vento, o projeto avançou para a fase de desenvolvimento dos componentes que lhe conferem a sua funcionalidade didática: os módulos de ensaio. Estes módulos são acoplados à secção de teste e foram concebidos especificamente para permitir a realização de experiências fundamentais de aerodinâmica. As secções seguintes detalham o processo de conceção e fabrico de um módulo destinado à validação da equação de Bernoulli, que passou por um ciclo de otimização iterativo (V1 e V2), e de um segundo módulo para o estudo das forças aerodinâmicas em perfis de asa.

3.4.1. Projeto do Módulo de Venturi V1

Para demonstrar e validar experimentalmente a equação de Bernoulli, foi concebido e fabricado um módulo de ensaio dedicado, que consiste num tubo de Venturi. Embora o seu design esteja conceptualmente inspirado na norma ISO 5167-4:2003, foi deliberadamente adaptado para se adequar às especificidades do presente projeto. A principal diferença reside na transição de uma secção circular, padronizada pela norma ISO 5167-4:2003, para uma secção retangular assimétrica, otimizada para fins didáticos e de visualização.

O design do tubo de Venturi partiu da geometria da secção de saída da contração principal do túnel. Foi criada uma geometria assimétrica, em que a parede frontal do módulo permanece plana e contínua, para permitir a montagem de uma placa de acrílico transparente, que não só facilita a visualização do escoamento, como também o acesso para a inserção de instrumentação.

O dimensionamento procurou harmonizar-se com as proporções recomendadas pela norma ISO 5167-4:2003, de modo a garantir um comportamento aerodinâmico previsível. Foi adotada uma relação de diâmetros (β) de 0,5, um valor que representa um bom compromisso entre a criação de uma queda de pressão mensurável, que aumenta a sensibilidade do instrumento, e a minimização das perdas de carga totais. Os ângulos foram definidos em 21° para a secção convergente e em 15° para a secção divergente, de modo a evitar a separação do escoamento e a maximizar a recuperação da pressão. A aplicação destas proporções resultou num comprimento total para o Venturi de aproximadamente 360 mm.

Para cumprir a relação de diâmetros (β) de 0,5, a secção da garganta do tubo de Venturi foi definida com as dimensões de 51,7 mm x 41,3 mm (largura x profundidade), ao longo de um comprimento de 45,9 mm. O resultado é uma zona de medição com dimensões apropriadas para uma análise fiável da equação de Bernoulli, em conformidade com os princípios de conceção adotados da norma ISO 5167-4:2003.

Para a caracterização do perfil de pressão estática ao longo do Venturi, foram integradas várias tomadas de pressão na sua parede lateral. As duas primeiras tomadas de pressão seguem as recomendações da norma ISO 5167-4, sendo posicionadas na entrada e na garganta para medir as pressões estáticas de referência e mínima, respetivamente. Adicionalmente, foram instaladas duas outras tomadas na secção divergente, destinadas à análise da recuperação de pressão, um fenómeno de elevado interesse didático. A localização exata de cada ponto de medição está detalhada na Tabela 3 e representada na Figura 35.

Tabela 3 - Localização das tomadas de pressão estática no módulo Venturi V1

Ponto de Medição	Posição (z)	Secção	Objetivo
1	10 mm	Reta de Entrada	Pressão Estática de Referência (ISO)
2	25 mm	Convergência	Verificação da Perda de Pressão
3	147 mm	Garganta	Pressão Estática Mínima (ISO)
4	213 mm	Divergente	Verificação da Recuperação (1/3)
5	256 mm	Divergente	Verificação da Recuperação (2/3)

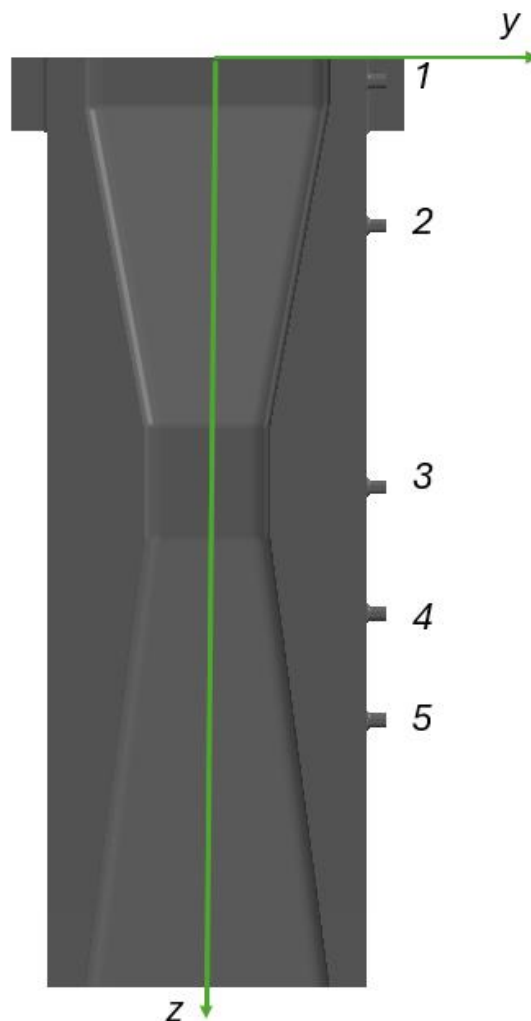


Figura 33 - Localização dos pontos de medição

Um pormenor importante foi o diâmetro destas tomadas. A norma ISO 5167-4:2003 sugere 4 mm ou mais, mas num modelo desta escala, um diâmetro tão grande perturbaria o escoamento e afetaria a precisão da medição. Assim, optou-se por um diâmetro de apenas 1,5 mm na face interna. Na parte externa, o diâmetro do furo foi alargado para 4 mm com uma espessura de 0,9 mm, de modo a garantir uma ligação estanque com os tubos do sistema de medição (ou seja, 5,8 mm de espessura exterior para ligação em aperto de tubos de 5,5 mm).

A montagem do módulo foi concebida para ser rápida e funcional. O componente possui duas abas laterais, onde foram colocados insertos M4, que se fixam à estrutura do túnel por meio de grampos de alavanca, Figura 36.

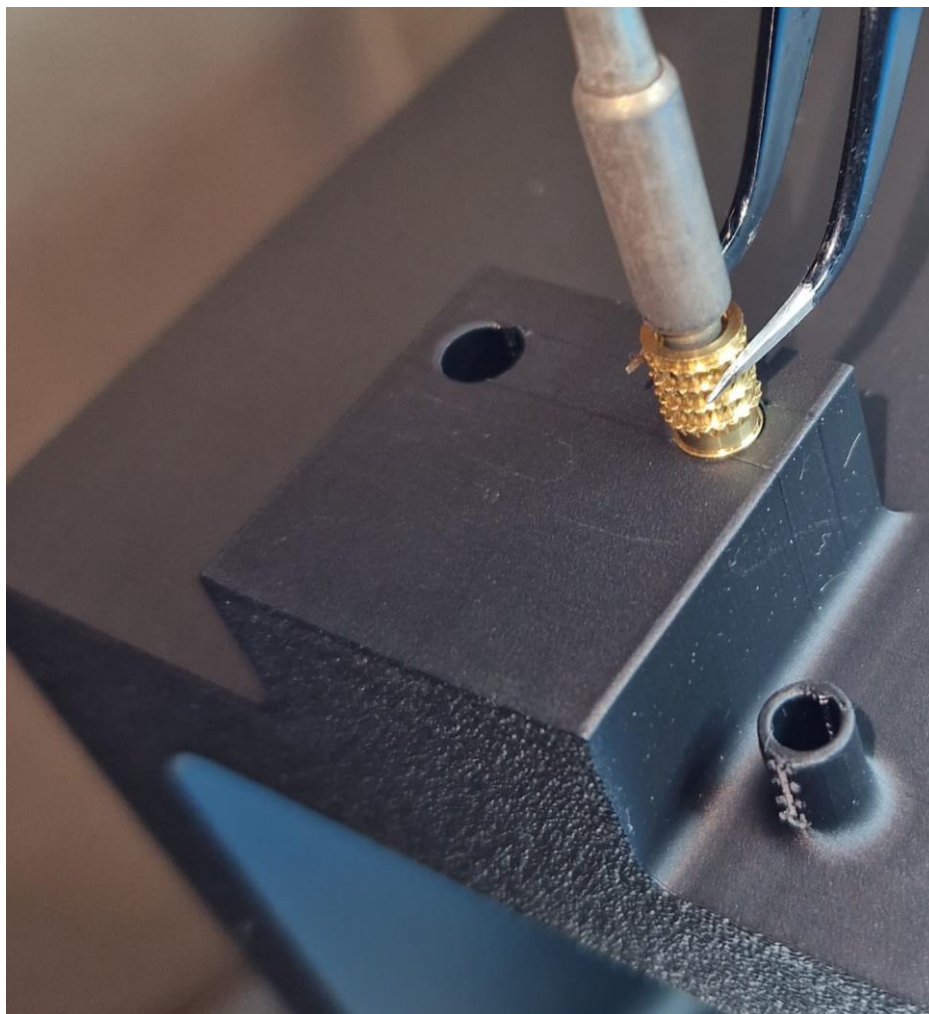


Figura 34 - Termofixação dos insertos nas abas laterais do módulo

A cobertura de acrílico é fixada com parafusos em oito pontos, nos quais foram instalados insertos metálicos roscados (M3), de modo a assegurar uma montagem robusta que possa ser repetida várias vezes sem se desgastar. Por fim, na Figura 37, encontra-se demonstrada a ligação do módulo à contração por meio de grampos de fixação rápida.



Figura 35 - Ligação do módulo de Venturi V1 à contração

3.4.2. Projeto do Módulo de Venturi V2

A validação experimental do primeiro protótipo do módulo de Venturi (V1), descrita em pormenor no capítulo 5.3, revelou discrepâncias significativas entre os dados medidos e as previsões teóricas, sobretudo na secção divergente. Os erros percentuais, que atingiram valores superiores a 450%, indicaram a ocorrência de uma separação severa do escoamento, fenómeno que invalidou o módulo enquanto ferramenta didática fiável. Diante destes resultados insatisfatórios, tornou-se imperativo conceber uma segunda versão (V2), redesenhada de modo a corrigir as falhas aerodinâmicas identificadas e a produzir um equipamento de ensaio preciso e funcional, que apresentasse valores mais próximos dos esperados e se tornasse um melhor equipamento didático.

O principal objetivo do redesenho foi mitigar a separação do escoamento no difusor, provavelmente a causa dos resultados obtidos anteriormente. Para esse efeito, a geometria foi reformulada, com foco na otimização dos ângulos de convergência e divergência, mantendo o comprimento total do módulo, de modo a garantir a compatibilidade com o sistema de fixação existente. A estratégia consistiu em encurtar a secção convergente para permitir um alongamento substancial da secção divergente, resultando num ângulo de expansão muito mais suave e, teoricamente, mais eficiente (Barlow et al., 1999). A modificação mais crítica e fundamental ocorreu na secção divergente, onde o ângulo foi reduzido de um valor de 15° para um valor muito mais conservador e eficaz de 7° , tendo o comprimento do difusor sido aumentado para 231,4 mm. Esta nova geometria, com uma expansão mais longa e gradual, foi concebida para manter o escoamento aderente às paredes, possibilitando uma recuperação eficiente da pressão estática.

Para compensar este aumento e manter o comprimento total, a secção convergente foi tornada mais acentuada, passando de um ângulo de 21° para 28° , o que resultou num novo comprimento de 96,9 mm. Por fim, o comprimento da garganta foi ligeiramente reduzido para 40 mm, a fim de acomodar as restantes alterações.

A fim de permitir uma análise mais detalhada do perfil de pressão ao longo do escoamento, a disposição das tomadas de pressão foi revista e alargada. Foi adicionada uma sexta tomada de pressão na secção convergente, o que permite uma caracterização mais completa da queda de pressão e da sua subsequente recuperação. A localização exata de cada ponto de medição, com as respetivas distâncias medidas a partir da face de entrada do módulo, está detalhada na Tabela 4.

Tabela 4 - Localização das tomadas de pressão estática no Módulo de Venturi V2

Ponto de medição	Posição (z) (mm)	Secção	Objetivo
1	5	Reta de Entrada	Pressão estática de referência (ISSO)
2	35	Convergente	Verificação da perda de pressão
3	70	Convergente	Verificação da perda de pressão
4	133	Garganta	Pressão Estática Mínima (ISO)
5	225	Divergente	Verificação da Recuperação
6	302	Divergente	Verificação da Recuperação

O fabrico do Módulo V2 seguiu a mesma metodologia de impressão 3D utilizada nos restantes componentes, garantindo a consistência material e estrutural, porém, desta vez, foram adicionados 3 pinos de guiamento entre as duas componentes do módulo de modo a facilitar a sua colagem de forma precisa como demonstrado na Figura 38.



Figura 36 - Detalhe dos pinos de guiamento entre as secções do módulo

Na Figura 39, é ilustrada a montagem final do Módulo de Venturi V2. O componente encontra-se acoplado diretamente à flange de saída da contração, fixado através dos grampos de alavanca.

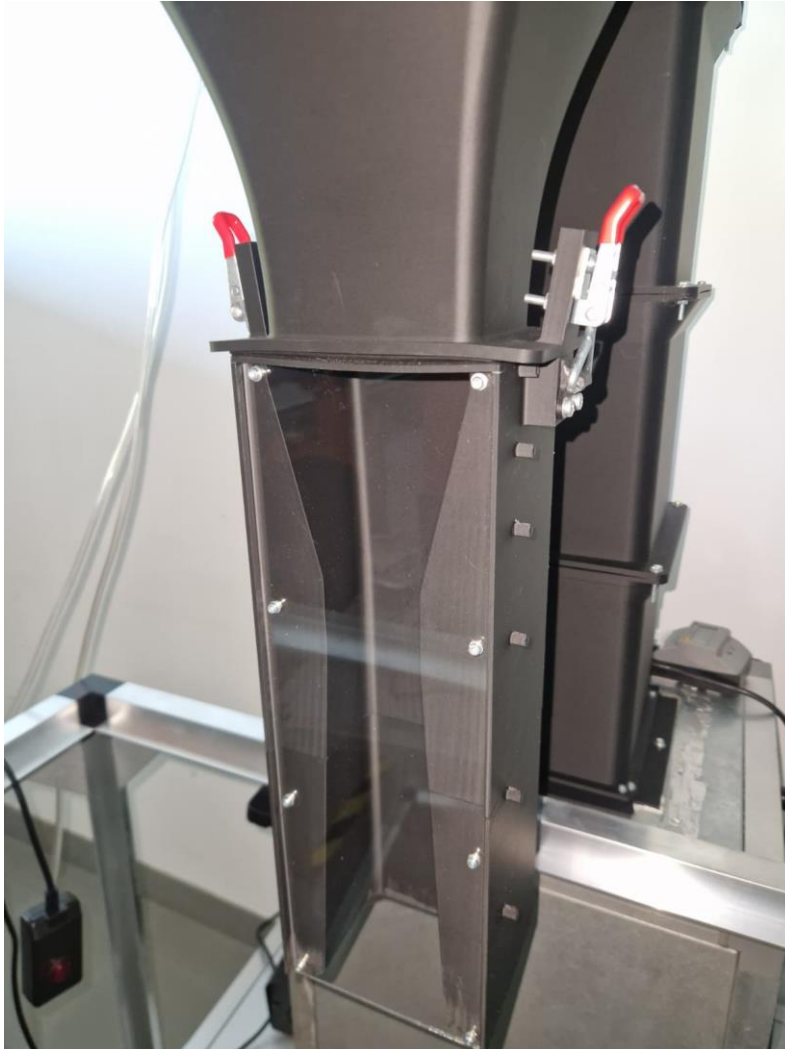


Figura 37 - Ligação do módulo de Bernoulli V2 à contração

3.4.3. Projeto do Módulo para Ensaios de Forças Aerodinâmicas

Com o objetivo de ampliar as capacidades da mesa de ensaios para além da análise da pressão em condutas, foi desenvolvido um módulo versátil destinado ao estudo das forças aerodinâmicas em perfis de asa. Este componente tem uma dupla funcionalidade, permitindo medir forças por dois métodos experimentais distintos: medição direta, através de uma balança aerodinâmica, e medição indireta do arrasto, por análise da esteira.

A primeira configuração permite a medição direta das forças de sustentação e arrasto. Para este fim, foi estabelecida uma interface com uma balança aerodinâmica, desenvolvida no ISEP, que é apresentada na Figura 41.

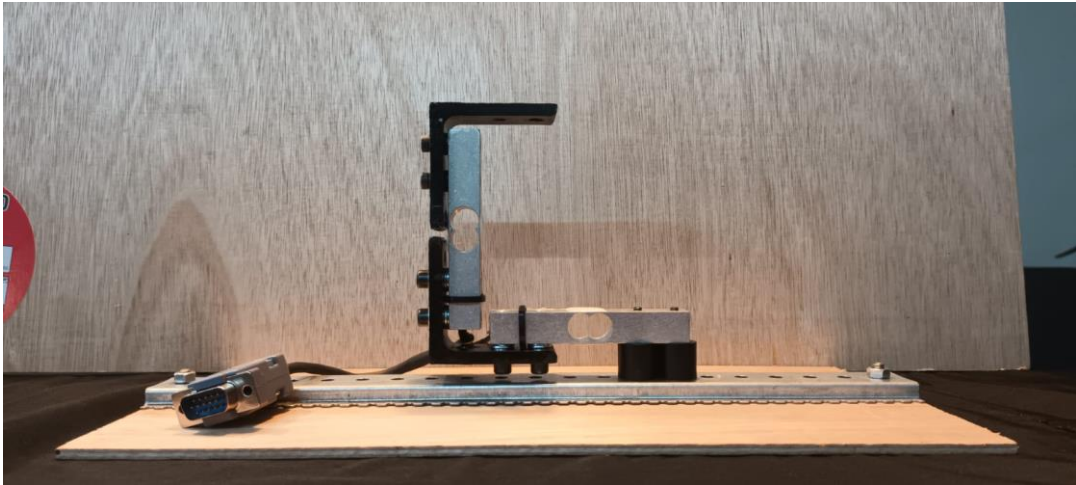


Figura 38 – Células de carga para medição das forças de arrasto e sustentação (Campos, 2025)

A ligação entre as células de carga e o perfil de asa é assegurada por um elemento de adaptação, fabricado em impressão 3D, que serve de elo de ligação. De um lado, esta peça acopla às células de carga da balança, e do outro, conecta-se a um varão roscado que se fixa ao interior da estrutura da asa, como demonstrado na Figura 40. Este sistema garante que todas as forças aerodinâmicas geradas pelo escoamento são transmitidas de forma fidedigna à balança para quantificação.

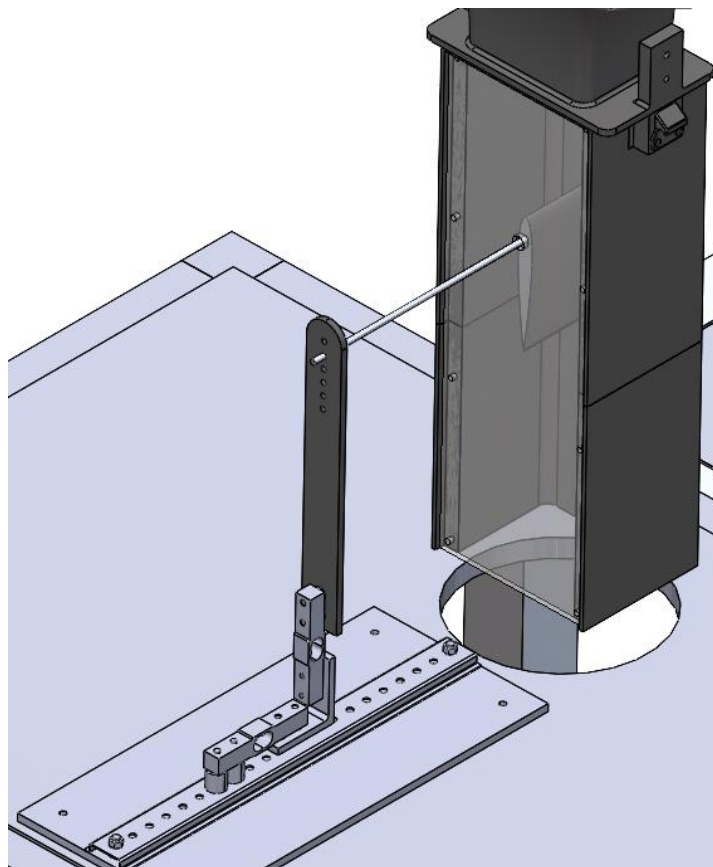


Figura 39 - Ligação das células de carga ao módulo de ensaios

A aquisição de dados é realizada através de uma unidade de controlo dedicada, que apresenta as leituras de cada célula de carga individualmente, como se pode observar na Figura 42.



Figura 40 - Unidade de Controlo para leitura das forças e momento (Campos, 2025)

A segunda configuração foi projetada para a análise detalhada do arrasto e do efeito do ângulo de ataque. Nesta montagem, o perfil de asa é fixado a um veio que integra um mecanismo de ajuste de ângulo, visível na Figura 43. Este mecanismo consiste num disco perfurado que permite fixar o ângulo de ataque, com um parafuso, em incrementos de 5 graus, numa gama que se estende de -45° a $+90^\circ$. Esta capacidade de ajuste é fundamental para a caracterização do comportamento do perfil. Para a medição do arrasto, adota-se o método de análise da esteira, através do défice de momento no escoamento, explicado no capítulo 5.5.

Este módulo foi projetado com um foco na multifuncionalidade, de modo a permitir não só a adaptação de diferentes perfis e objetos de ensaio, mas também a visualização direta do escoamento através de um painel frontal de acrílico transparente.



Figura 41 - Ligação do perfil NACA com variador de ângulo

4. Análise Teórica e Previsão de Desempenho

Após a descrição do projeto e do fabrico de cada componente do túnel de vento no capítulo anterior, este capítulo dedica-se à análise aerodinâmica teórica de todo o circuito. O objetivo é quantificar as perdas de pressão geradas por cada componente individualmente, de modo a determinar a resistência total que o sistema oferece ao escoamento de ar e, conseqüentemente, validar se o desempenho estimado do ventilador é adequado.

4.1. Cálculo das Perdas de Carga no Circuito

Para realizar esta análise de forma sistemática, foram implementadas as equações empíricas e teóricas detalhadas na revisão bibliográfica. A metodologia consistiu em calcular os coeficientes de perda (K) e as perdas de pressão (ΔP) para cada secção, com base nos respetivos parâmetros geométricos e nas propriedades do escoamento. Todos os cálculos detalhados, passo a passo, bem como os parâmetros de entrada para cada componente, encontram-se compilados no Apêndice A.

A rugosidade da superfície interna do túnel é um parâmetro fundamental para a quantificação das perdas por atrito. Conforme detalhado no capítulo 2.8, a rugosidade das peças fabricadas por FDM depende de vários parâmetros de impressão e da orientação da peça. A literatura refere um vasto espectro de valores de rugosidade média aritmética, tipicamente entre 0,98 μm e 23,6 μm para alturas de camada comuns. Durante o fabrico, foram tomadas várias medidas para minimizar esta rugosidade, nomeadamente a utilização de uma altura de camada de 0,08 mm, considerada de alta resolução, e uma orientação de impressão a 90°. Esta orientação, segundo Lubis et al. (2021), é a mais favorável para a obtenção de superfícies mais lisas. No entanto, também é necessário considerar que as geometrias complexas do circuito, como as células do tipo favo de mel e as secções curvas, são mais propensas a gerar maior turbulência se não forem bem otimizadas. Ao ponderar estes fatores, e com base em valores reportados na literatura para impressões FDM de alta qualidade, foi adotado um valor representativo e fundamentado de $\Delta=25 \mu\text{m}$ (0,025 mm) para a análise. Este valor será, portanto, utilizado como premissa em todos os cálculos de atrito subsequentes.

A Tabela 5 consolida os resultados da análise de perdas de carga, oferecendo uma visão comparativa do desempenho de cada componente.

Tabela 5 - Perdas de carga teóricas no circuito

Perdas de Carga Teóricas no Circuito				
Componente	Referência Metodológica	Coefficiente de Perda (K)	Perda de Carga (ΔP) [Pa]	Contribuição para a Perda Total (%)
Adaptador	Wattendorf (1938)	0,0016	0,07	0,1%
Secção Reta	Swamee and Jain (1976)	0,0689	2,82	4,6%
Curva Direcional (180°)	Barlow <i>et al.</i> (1999)	0,3321	13,60	22,0%
Célula Favo de Mel	Idel'chik (1966)	0,8492	34,78	56,2%
Contração	Wattendorf (1938)	0,0140	10,62	17,2%
Soma Total		1,4232	50,29	100%

A análise teórica resulta numa perda de carga total estimada para o circuito. Este valor representa a resistência interna do sistema, ou seja, a contrapressão que o ventilador centrífugo tem de vencer para gerar o escoamento de ar nas condições de operação definidas. A análise da contribuição individual de cada componente, apresentada na Tabela 5, revela que O coeficiente de perda para a célula do tipo favo de mel ($K_n = 0,8492$) foi o mais significativo, contribuindo com quase 56,2% da perda total. A derivação detalhada deste valor, baseada na metodologia de Idel'chik (1966), pode ser consultada no Apêndice A.4. Este resultado, embora numericamente elevado, é expectável e justifica-se pela função aerodinâmica crucial deste componente: a sua estrutura densa é essencial para retificar o escoamento e atenuar a turbulência, sendo a perda de energia uma consequência direta deste processo de condicionamento.

O segundo componente mais significativo é a curva direcional de 180°, que também contribui de forma substancial para a perda total. Apesar da otimização do seu design com pás diretrizes, a necessidade de reorientar o escoamento a um ângulo tão acentuado gera inevitavelmente perdas consideráveis. Em conjunto, estes dois componentes são responsáveis pela grande maioria da resistência total do circuito, evidenciando a sua importância crítica não só para a qualidade do escoamento, mas também para o balanço energético do sistema. Os restantes componentes, como a secção reta e as contrações, apresentam um impacto consideravelmente menor, validando a eficácia dos seus designs para minimizar as perdas por atrito e aceleração.

4.2. Análise do Ponto de Operação e Desempenho Real do Sistema

Após a quantificação da perda de carga total do circuito, é necessário comparar este valor com a capacidade real do ventilador, a fim de determinar o desempenho efetivo do túnel de vento. A análise teórica anterior estimou uma perda de carga interna do sistema de 61,90 Pa. Além disso, para atingir a velocidade de ensaio, seria necessário gerar uma pressão dinâmica de cerca de 756 Pa, caudal de 1000 m³/h na secção de teste.

A soma destes requisitos de pressão excede largamente a capacidade de ventiladores centrífugos desta categoria, cuja pressão estática máxima, conforme a curva de desempenho de um modelo análogo, se situa em torno dos 130 Pa, (TDA, 2015). Esta constatação evidencia que a velocidade de ensaio inicialmente pretendida é inatingível com o sistema propulsor disponível.

Neste contexto, realizou-se um estudo teórico para determinar o ponto de operação real do sistema, ou seja, o ponto de equilíbrio em que a curva de desempenho do ventilador (pressão fornecida em função do caudal) interseja a curva de resistência do sistema (pressão necessária em função do caudal).

A curva de resistência do sistema foi calculada com base na equação geral das perdas de carga, tendo sido utilizado o coeficiente de perda total (K_{Total}) previamente determinado. A perda de carga do sistema ($\Delta P_{Sistema}$) para um caudal (Q) ou velocidade (v) específicos é dada por:

$$\Delta P_{Sistema} = K_{Total} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right) \quad (30)$$

Ao variar o caudal, e consequentemente a velocidade, foi possível traçar a curva de pressão necessária para vencer a resistência do circuito.

A curva de desempenho do ventilador e a de resistência do sistema encontram-se representadas graficamente na Figura 44. A curva do ventilador é decrescente, indicando que a pressão fornecida diminui com o aumento do caudal. Em contrapartida, a curva de resistência do sistema é crescente e parabólica, pois a perda de carga aumenta com o quadrado da velocidade.

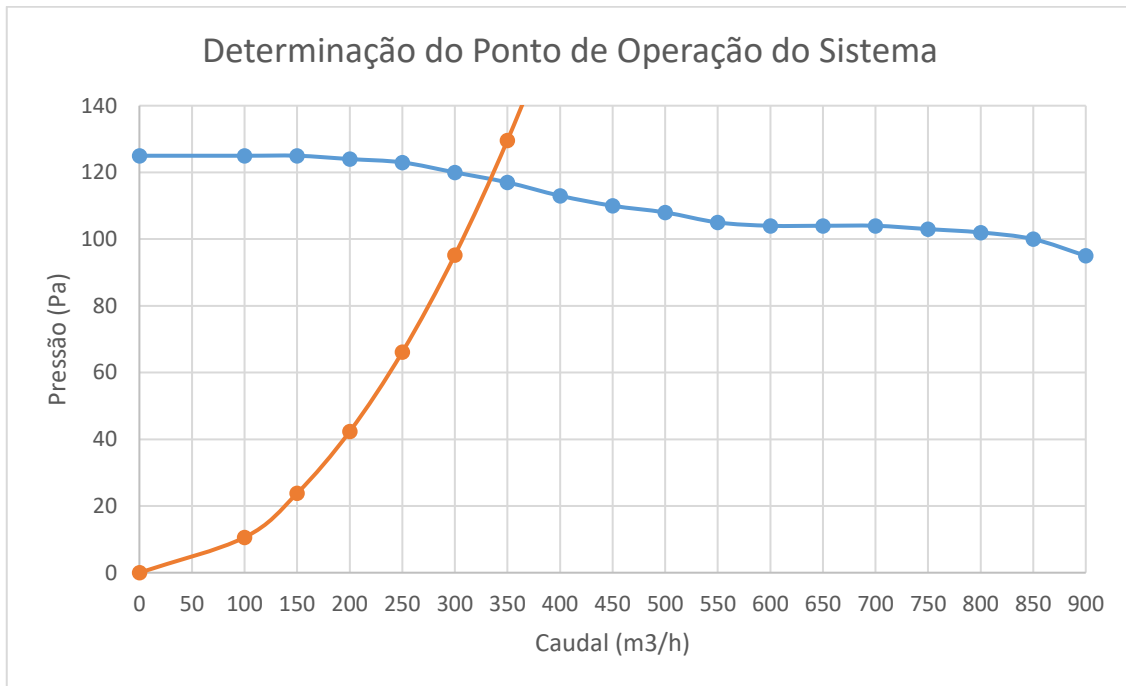


Figura 42 - Determinação do ponto de operação do sistema

O ponto de interseção entre as duas curvas define o ponto de operação real do sistema, em que a pressão gerada pelo ventilador é igual à perda de carga do circuito para aquele caudal. A análise gráfica e numérica indica que este ponto ocorre a um caudal de cerca de 349 m³/h, correspondendo a uma pressão de equilíbrio de 117 Pa.

Para este caudal, a velocidade média na secção de teste é de 12,28 m/s. Este valor representa a previsão teórica mais realista do desempenho máximo do túnel de vento com a configuração atual e servirá de valor de referência para os ensaios nos capítulos seguinte.

A Tabela 6, apresenta os novos coeficientes e perdas de carga com base na velocidade teórica de operação do sistema. É possível observar uma redução nas perdas de carga do sistema, comparativamente aos cálculos teóricos efetuados anteriormente para o caudal máximo do ventilador, reduzindo assim de 50,29 Pa para 8,44 Pa.

Tabela 6 - Perdas de carga teóricas no ponto de operação do sistema

Perdas de Carga Teóricas no Circuito				
Componente	Referência Metodológica	Coefficiente de Perda (K)	Perda de Carga (ΔP) [Pa]	Contribuição para a Perda Total (%)
Adaptador	Wattendorf (1938)	0,0020	0,01	0,1%
Secção Reta	Darcy-Weisbach	0,0850	0,43	5,0%
Curva Direcional (180°)	Barlow et al, (1999)	0,3678	1,84	21,8%
Célula Favo de Mel	Idel'chik (1966)	0,9256	4,63	54,8%
Contração	Wattendorf (1938)	0,0167	1,54	18,2%
Soma Total		1,3971	8,44	100%

5. Ensaio Experimental e Análise de Resultados

Após a montagem e a análise teórica do circuito, a fase seguinte consistiu no ensaio experimental do desempenho aerodinâmico da mesa de ensaios aerodinâmicos. O objetivo deste ensaio foi medir as velocidades reais do escoamento em pontos-chave do circuito e comparar os resultados obtidos com as previsões teóricas, de modo a caracterizar e validar o funcionamento do equipamento.

Neste ensaio, foram medidas

5.1. Velocidades no Interior e Saída do Equipamento

Neste ensaio, foram medidas em simultâneo as velocidades na entrada da curva (secção interna) e na saída da contração.

Para a aquisição de dados, foram utilizados dois sistemas de medição em simultâneo, posicionados em locais estratégicos do circuito: um internamente, para medir o escoamento na fase inicial, e outro na secção de saída, para caracterizar o escoamento de ar final a ser utilizado nos ensaios.

1. **Medição interna (tubo de Pitot):** Para este efeito, foi utilizado um tubo de Pitot. Este foi inserido por meio do adaptador da tomada de pressão, previamente mencionado, que foi especificamente concebido para o efeito e colocado entre a última secção reta vertical e a primeira curva. O sensor foi posicionado através de um furo de 6,5 mm, centrado no meio da conduta, e fixado por um suporte externo, de modo a garantir a estabilidade da sua posição durante as medições (ver Figura 45 e Figura 46). O tubo de Pitot esteve ligado a um manómetro KIMO AMI300 para aquisição dos dados de pressão.
2. **Medição na saída (anemómetro):** para medir a velocidade média do ar na secção de teste (à saída da contração), foi utilizado um anemómetro de hélice com 100 mm de diâmetro, da mesma marca. A escolha deste instrumento deveu-se ao facto de a sua área de medição ser semelhante à área da secção de saída do túnel (100 x 80 mm), o que permitiu obter uma boa média da velocidade do escoamento (ver Figura 47). Este equipamento foi ligado a um segundo manómetro, modelo KIMO AMI301.



Figura 43 - Fixação da sonda de Pitot no interior túnel



Figura 44 - Fixação da sonda de Pitot no suporte externo



Figura 45 - Posicionamento do anemómetro de $\varnothing 100$ mm na zona de teste

O procedimento experimental consistiu na realização de 20 medições nos dois equipamentos. Cada uma das 20 medições representa a média das leituras recolhidas durante um período de 30 segundos, de modo a garantir a estabilidade dos valores. As medições efetuadas com o tubo de Pitot foram realizadas a uma temperatura de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\rho = 1,204\text{ kg/m}^3$), enquanto as medições efetuadas com o anemómetro foram realizadas a uma temperatura de $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\rho = 1,192\text{ kg/m}^3$) (Interior de exterior do túnel).

Os dados recolhidos durante os ensaios experimentais, bem como as médias calculadas, estão apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Medições de velocidade e pressão no circuito

Medições de Velocidade e Pressão no Circuito				
Número de Ensaio	Velocidade Pitot (m/s)	Pressão Pitot (Pa)	Velocidade Anemómetro (Ø100 mm) (m/s)	Pressão Calculada no Anemómetro (Pa)
1	2,64 ± 0,18	4	16,20 ± 0,52	156
2	2,55 ± 0,18	4	16,34 ± 0,53	159
3	2,34 ± 0,17	3	16,33 ± 0,53	159
4	2,66 ± 0,18	4	16,22 ± 0,52	157
5	2,17 ± 0,17	3	16,23 ± 0,52	157
6	2,39 ± 0,17	3	16,24 ± 0,52	157
7	2,52 ± 0,18	4	16,29 ± 0,53	158
8	2,21 ± 0,17	3	16,36 ± 0,53	160
9	2,32 ± 0,17	3	16,35 ± 0,53	159
10	2,37 ± 0,17	3	16,31 ± 0,53	159
11	2,87 ± 0,19	5	16,28 ± 0,53	158
12	2,67 ± 0,18	4	16,36 ± 0,53	160
13	3,08 ± 0,19	6	16,36 ± 0,53	160
14	3,25 ± 0,20	6	16,32 ± 0,53	159
15	2,90 ± 0,19	5	16,38 ± 0,53	160
16	2,95 ± 0,19	5	16,33 ± 0,53	159
17	2,35 ± 0,17	3	16,29 ± 0,53	158
18	2,53 ± 0,18	4	16,27 ± 0,53	158
19	2,95 ± 0,19	5	16,37 ± 0,53	160
20	2,92 ± 0,19	5	16,32 ± 0,53	159
Média	2,63 ± 0,18	4	16,31 ± 0,53	158
Intervalo	[2,17 – 3,25]	[3 – 6]	[16,20 – 16,38]	[156 – 160]

A primeira observação relevante é a elevada estabilidade do escoamento na secção de teste. As 20 medições realizadas com o anemómetro apresentam uma variação mínima, com velocidades consistentemente no intervalo entre 16,20 m/s e 16,38 m/s. Esta baixa variação é um indicador da eficácia dos componentes de condicionamento do escoamento, como a célula do tipo favo de mel, a contração e a curva, que conseguiram gerar um escoamento de ar homogéneo e estável, validando assim o design destes elementos.

A comparação entre os resultados teóricos e experimentais revela uma discrepância significativa e positiva. A análise teórica do ponto de operação (detalhada no Subcapítulo 4.2) previa uma velocidade máxima na saída da contração de aproximadamente 12,28 m/s. No entanto, a velocidade média medida experimentalmente foi de 16,31 m/s, um valor 32,8% superior ao previsto.

Esta diferença sugere 3 conclusões principais:

1. Desempenho do ventilador superior ao estimado: a principal causa desta discrepância é, muito provavelmente, o desempenho do ventilador, que se revela superior ao da unidade "semelhante" utilizada como referência na análise teórica. É importante salientar que o desempenho real de um ventilador deste tipo é também influenciado pelo número de aberturas na caixa acústica. A alteração desta configuração tem um impacto direto na curva de pressão do ventilador, o que pode explicar o desempenho superior observado. Isto sugere que o sistema propulsor, na sua configuração atual, tem uma capacidade superior à estimada na fase teórica.
2. Perdas de carga reais inferiores às teóricas: é também provável que as perdas de carga reais do circuito sejam inferiores às calculadas teoricamente. Fatores como a qualidade do acabamento superficial das peças impressas em 3D, que pode ser mais liso do que o valor de rugosidade assumido ($\Delta = 25 \mu\text{m}$), contribuem para uma menor resistência ao escoamento, aumentando a eficiência global do sistema.
3. Transferência de Energia: A proximidade entre a saída da secção de teste e a admissão do ventilador levanta a hipótese de uma recirculação parcial do escoamento. Este fenómeno permitiria que o ar de saída, ainda com energia cinética residual, fosse reaspirado, transferindo energia para o escoamento de entrada e contribuindo assim para a discrepância observada entre os valores experimentais e os teóricos.

5.2. Uniformidade do Perfil de Velocidades na Saída de Contração

Após a validação inicial do desempenho do túnel com o anemómetro, realizou-se um segundo ensaio mais detalhado, com o objetivo de criar um mapa das velocidades na secção de teste. Esta análise não só permite obter um valor médio de velocidade com maior precisão, como também avaliar a uniformidade do escoamento à saída da contração.

Para este ensaio, foi utilizado um tubo de Pitot posicionado à saída da contração final, com a sua ponta inserida aproximadamente 2 a 3 mm para dentro do túnel, de modo a garantir que a medição ocorria no plano exato da secção de teste. O tubo foi fixado a um suporte externo para garantir um posicionamento estável e preciso durante todo o procedimento, como demonstrado na Figura 48.

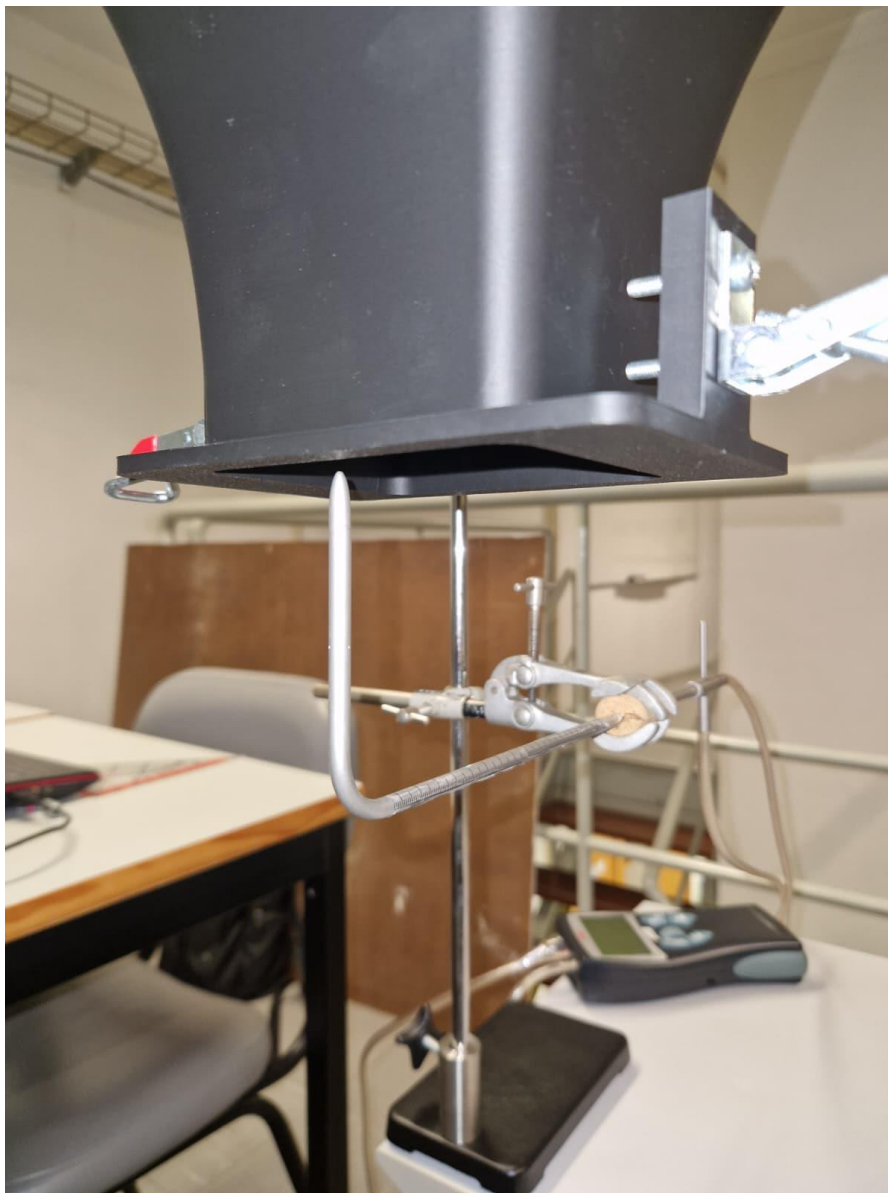


Figura 46 - Posicionamento da sonda de Pitot na saída da contração

Foi definida uma grelha de medição com 30 pontos distribuídos pela área de saída, conforme ilustrado na Figura 49. Em cada um destes 30 pontos, foram realizadas três medições consecutivas, sendo cada medição a média das leituras obtidas durante 30 segundos. Este procedimento rigoroso, que envolveu um total de 90 medições individuais, foi implementado para minimizar erros aleatórios e garantir a fiabilidade dos dados.

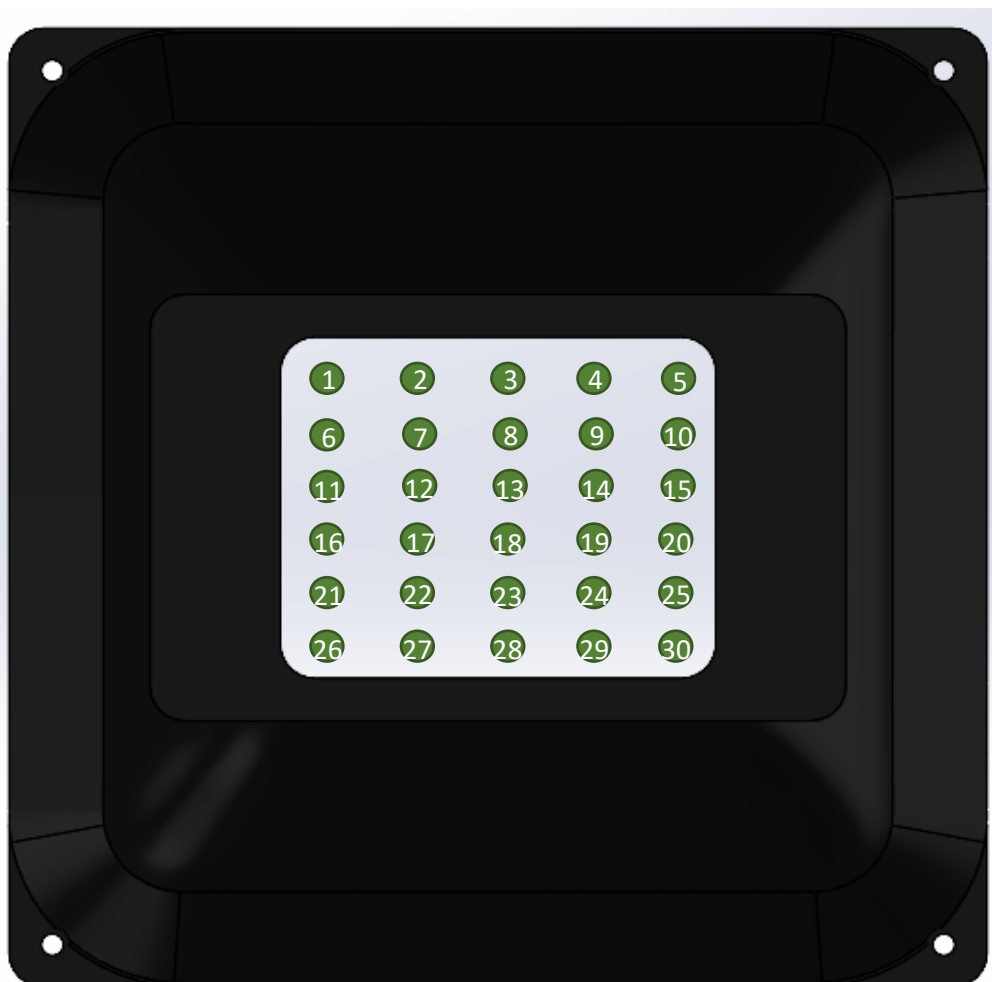


Figura 47 - Ilustração dos pontos de medição efetuados

Os resultados obtidos para cada um dos 30 pontos da grelha, incluindo as três medições individuais de velocidade, bem como a média por ponto, estão consolidados na Tabela 8. A média total de todas as medições encontra-se na última linha da tabela.

Tabela 8 - Medições com a sonda de Pitot na saída do escoamento

Medições: Sonda Pitot na Saída do Escoamento				
Ponto de Medição	1ª Medição	2ª Medição	3ª Medição	Média da Velocidade
	Velocidade (m/s)	Velocidade (m/s)	Velocidade (m/s)	Velocidade (m/s)
1	16,63 ± 0,60	16,55 ± 0,60	16,64 ± 0,60	16,61 ± 0,60
2	16,58 ± 0,60	16,56 ± 0,60	16,48 ± 0,59	16,54 ± 0,60
3	16,49 ± 0,59	16,50 ± 0,60	16,48 ± 0,59	16,49 ± 0,59
4	16,51 ± 0,60	16,37 ± 0,59	16,39 ± 0,59	16,42 ± 0,59
5	16,58 ± 0,60	16,60 ± 0,60	16,62 ± 0,60	16,60 ± 0,60
6	16,38 ± 0,59	16,41 ± 0,59	16,41 ± 0,59	16,40 ± 0,59
7	16,28 ± 0,59	16,30 ± 0,59	16,20 ± 0,59	16,26 ± 0,59
8	16,24 ± 0,59	16,31 ± 0,59	16,47 ± 0,59	16,34 ± 0,59
9	16,32 ± 0,59	16,33 ± 0,59	16,26 ± 0,59	16,30 ± 0,59
10	16,32 ± 0,59	16,29 ± 0,59	16,32 ± 0,59	16,31 ± 0,59
11	16,34 ± 0,59	16,36 ± 0,59	16,34 ± 0,59	16,35 ± 0,59
12	16,28 ± 0,59	16,30 ± 0,59	16,34 ± 0,59	16,31 ± 0,59
13	16,38 ± 0,59	16,29 ± 0,59	16,29 ± 0,59	16,32 ± 0,59
14	16,27 ± 0,59	16,28 ± 0,59	16,28 ± 0,59	16,28 ± 0,59
15	16,39 ± 0,59	16,39 ± 0,59	16,37 ± 0,59	16,38 ± 0,59
16	16,28 ± 0,59	16,27 ± 0,59	16,27 ± 0,59	16,27 ± 0,59
17	16,10 ± 0,58	16,13 ± 0,58	16,13 ± 0,58	16,12 ± 0,58
18	16,07 ± 0,58	16,10 ± 0,58	16,08 ± 0,58	16,08 ± 0,58
19	16,10 ± 0,58	16,14 ± 0,58	16,15 ± 0,58	16,13 ± 0,58
20	16,24 ± 0,59	16,29 ± 0,59	16,29 ± 0,59	16,27 ± 0,59
21	16,41 ± 0,59	16,48 ± 0,59	16,53 ± 0,56	16,47 ± 0,59
22	16,28 ± 0,59	16,26 ± 0,59	16,28 ± 0,59	16,27 ± 0,59
23	16,24 ± 0,59	16,23 ± 0,59	16,28 ± 0,59	16,25 ± 0,59
24	16,37 ± 0,59	16,30 ± 0,59	16,29 ± 0,59	16,32 ± 0,59
25	16,38 ± 0,59	16,40 ± 0,59	16,41 ± 0,59	16,40 ± 0,59
26	16,50 ± 0,60	16,58 ± 0,60	16,53 ± 0,60	16,54 ± 0,60
27	16,32 ± 0,59	16,26 ± 0,59	16,27 ± 0,59	16,28 ± 0,59
28	16,34 ± 0,59	16,32 ± 0,59	16,22 ± 0,59	16,29 ± 0,59
29	16,33 ± 0,59	16,34 ± 0,59	16,33 ± 0,59	16,33 ± 0,59
30	16,59 ± 0,60	16,54 ± 0,60	16,50 ± 0,60	16,54 ± 0,60
Média Total				16,35 ± 0,59
Intervalo	[16,07 – 16,63]	[16,10– 16,58]	[16,08 – 16,64]	

O resultado médio obtido em todos os ensaios foi de 16,35 m/s. Este valor é muito próximo da média de 16,31 m/s registada com o anemómetro no ensaio anterior (subcapítulo 5.1). A concordância entre dois métodos de medição distintos indica bom desempenho do túnel, confirmando que o equipamento é capaz de gerar um escoamento de 16,3 m/s na saída da contração.

A análise dos valores individuais dos 30 pontos permite avaliar a uniformidade do escoamento. As velocidades médias por ponto variam entre um mínimo de 16,08 m/s (ponto 18) e um máximo de 16,61 m/s (ponto 1). Esta faixa de variação é extremamente reduzida, correspondendo a uma flutuação de apenas 3,3% em torno da velocidade média. A consistência ao longo de toda a secção de teste indica que o perfil de velocidades é bastante uniforme, o que constitui uma boa validação da eficácia do projeto da contração, das curvas e da célula do tipo favo de mel na homogeneização do escoamento de ar.

Como se pode observar no mapa de velocidades apresentado na Figura 50, o escoamento à saída da contração demonstra uma elevada uniformidade. A sobreposição do mapa de velocidades à geometria do túnel permite uma interpretação da distribuição do escoamento, de forma a complementar os resultados apresentados na Tabela 8. Confirma-se visualmente a grande uniformidade do escoamento, estando as velocidades superiores representadas pelos tons de verde e as velocidades inferiores em tons de amarelo.

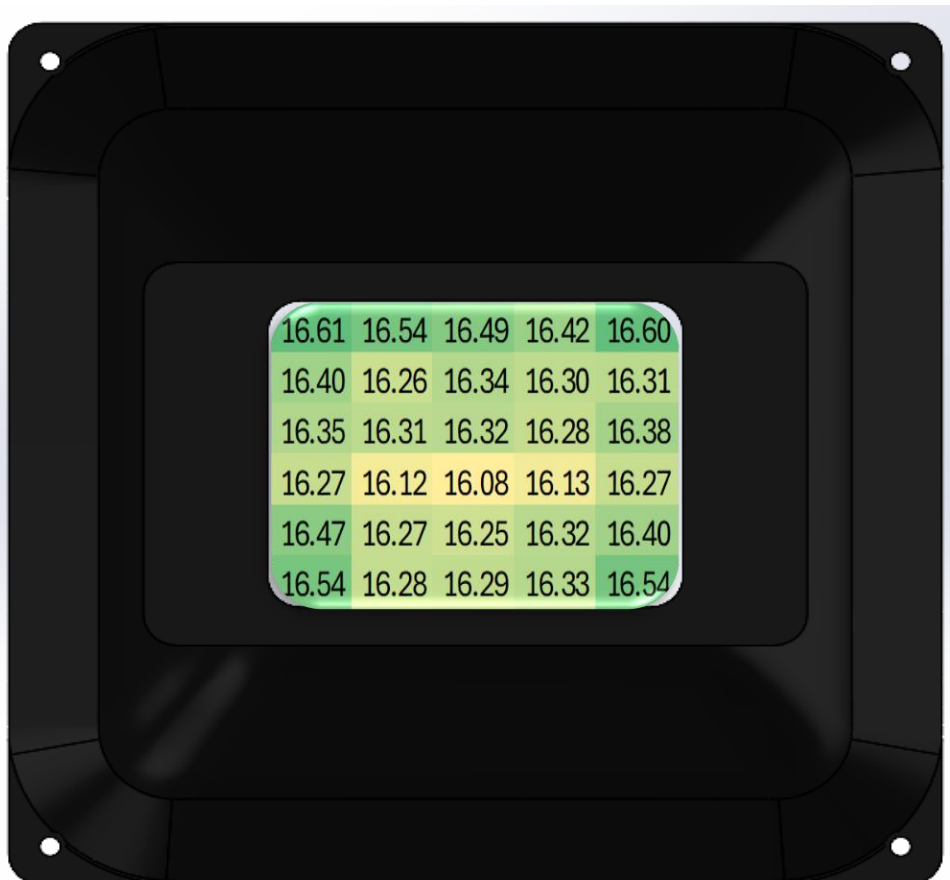


Figura 48 - Mapa de velocidades na saída da contração

5.3. Validação Experimental do Módulo de Bernoulli V1

Após a conclusão do projeto e a construção do módulo de ensaio para validar a equação de Bernoulli, descrita no subcapítulo 3.4, procedeu-se à sua validação experimental. O objetivo deste ensaio foi avaliar o desempenho do tubo de Venturi construído, comparar os resultados da pressão estática obtidos experimentalmente com as previsões teóricas e determinar a sua viabilidade como ferramenta didática para analisar a equação de Bernoulli.

5.3.1. Metodologia Teórica

A análise teórica do comportamento do escoamento no interior do módulo de Venturi baseou-se na aplicação da equação de Bernoulli e no princípio da conservação de massa.

Para determinar os valores teóricos de pressão estática em cada uma das cinco tomadas de pressão, foi necessário, em primeiro lugar, estabelecer a velocidade de entrada do ar no módulo. A velocidade de referência foi determinada a partir de 20 medições realizadas com um tubo de Pitot, posicionado na secção do adaptador da tomada de pressão, antes da contração principal do túnel, como demonstrado na Figura 51.



Figura 49 - Posicionamento do Pitot para medição das velocidades

A média destas medições, apresentada na Tabela 9, resultou numa velocidade de 1,62 m/s nesse ponto.

Tabela 9 - Medições de velocidades para análise teórica

Número de Medições	Velocidade (m/s)	Velocidade na Contração (m/s)
1	1,87 ± 0,16	8,04
2	1,76 ± 0,15	7,56
3	1,61 ± 0,15	6,92
4	1,75 ± 0,15	7,51
5	1,35 ± 0,14	5,80
6	1,37 ± 0,14	5,89
7	1,79 ± 0,15	7,69
8	1,50 ± 0,15	6,46
9	1,87 ± 0,16	8,04
10	1,52 ± 0,15	6,53
11	1,75 ± 0,15	7,52
12	1,53 ± 0,15	6,57
13	1,35 ± 0,14	5,80
14	1,93 ± 0,16	8,29
15	1,41 ± 0,14	6,06
16	1,87 ± 0,16	8,04
17	1,30 ± 0,14	5,59
18	1,60 ± 0,15	6,89
19	1,58 ± 0,15	6,79
20	1,66 ± 0,15	7,13
Média	1,62 ± 0,15	6,96
Intervalo	[1,35 – 1,93]	[5,80 – 8,29]

Utilizando a equação (4) da continuidade, e a relação de áreas entre a secção de instrumentação e a entrada do módulo de Venturi, a velocidade média na primeira tomada de pressão foi calculada como sendo 6,96 m/s. A partir deste valor, e aplicando novamente a equação da continuidade para as diferentes áreas de secção do Venturi, foram calculadas as velocidades teóricas em cada ponto. Subsequentemente, a equação de Bernoulli foi utilizada para determinar a pressão estática teórica correspondente.

Os resultados desta análise teórica estão sumarizados na Tabela 10.

Tabela 10 - Resultados teóricos para o módulo de Bernoulli V1

Módulo de Bernoulli V1			
Tomada de Pressão	Área na Secção (m ²)	Velocidade (m/s)	Pressão Estática (Pa)
1	0,007973	6,96	168
2	0,005560	9,97	138
3	0,002108	26,31	-219
4	0,002945	18,83	-16
5	0,004156	13,34	90

5.3.2. Procedimento Experimental e Análise de Resultados

Para a validação experimental, o módulo foi acoplado à saída da contração do túnel de vento. As medições de pressão foram efetuadas com um manómetro digital. Para cada uma das cinco tomadas de pressão, a porta de pressão positiva (P+) do manómetro foi ligada à respetiva tomada, mantendo-se a porta de pressão negativa (P-) aberta à pressão atmosférica, de modo a permitir a medição da pressão estática relativa.

Em cada um dos cinco pontos, foram realizadas três medições consecutivas para garantir a repetibilidade dos resultados e calcular um valor médio. Os dados recolhidos, a média experimental, a pressão teórica correspondente e o erro percentual calculado, são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Comparação entre resultados teóricos e experimentais do módulo de Bernoulli V1

Módulo de Bernoulli V1						
Tomada de Pressão	Medição			Média	Pressão Estática Teórica (Pa)	Erro (%)
	1	2	3			
	Pressão (Pa)	Pressão (Pa)	Pressão (Pa)			
1	167 ± 1,8	166 ± 1,8	172 ± 1,9	168 ± 1,8	168	0
2	142 ± 1,7	145 ± 1,7	143 ± 1,7	143 ± 1,7	138	4
3	-179 ± 1,9	-181 ± 1,9	-173 ± 1,9	-178 ± 1,9	-219	-19
4	-87 ± 1,4	-92 ± 1,5	-84 ± 1,4	-88 ± 1,4	-16	450
5	-55 ± 1,3	-54 ± 1,3	-57 ± 1,3	-55 ± 1,3	90	-161

A análise da Tabela 11 mostra que existem dois comportamentos distintos. Nas secções de entrada e convergente (tomadas 1 e 2), os resultados experimentais estão em boa concordância com as previsões teóricas, obtendo-se um erro 4%. Na secção da garganta (tomada 3), onde a velocidade é máxima, o erro aumenta para -19%.

No entanto, na secção divergente (tomadas 4 e 5), os resultados divergem drasticamente da teoria. A tomada 4 apresenta um erro colossal de 450%, ao passo que a tomada 5 regista um erro de -161%. Estes valores indicam que o fenómeno físico que ocorre nesta secção do módulo é, de facto, diferente do previsto pela equação de Bernoulli para um escoamento ideal.

A causa mais provável para os erros observados é a ocorrência de separação do escoamento. O ângulo da secção divergente de 15° é, muito provavelmente, demasiado acentuado, o que impede que o escoamento de ar consiga acompanhar a geometria da parede. Em vez de uma desaceleração gradual com a correspondente recuperação de pressão estática, o escoamento "descola-se" da superfície e gera uma zona de recirculação e elevada turbulência. Este fenómeno invalida completamente as premissas da equação de Bernoulli, que assume um escoamento sem perdas energéticas.

A turbulência e os vórtices gerados na secção divergente resultam em perdas de carga substanciais, dissipando a energia do escoamento e impedindo a recuperação de pressão prevista. Isto explica não só os valores de pressão medidos serem tão diferentes dos teóricos, mas também o facto de a velocidade do escoamento ser inferior à velocidade máxima de 16,3 m/s observada sem o módulo acoplado; o próprio módulo introduz perdas de carga significativas que reduzem o desempenho global do sistema. Com isto, e como explicado anteriormente no capítulo 3.4.2, foi redesenhado o módulo de Bernoulli, tendo sido alterado os ângulos, tanto da convergência como da divergência, e as respetivas dimensões para análise no capítulo seguinte. O ângulo de divergência foi modificado de 15° para 7°, para impedir que ocorra a separação do escoamento e permitir medições mais coerentes com a teoria.

5.4. Validação Experimental do Módulo de Bernoulli V2

Na sequência do redesenho do módulo de ensaio, detalhado no capítulo 3.4.2, foi realizado um novo ensaio experimental para validar o desempenho da versão V2. O procedimento metodológico adotado foi idêntico ao utilizado na análise do protótipo V1 (capítulo 5.3), de modo a garantir uma comparação direta e rigorosa entre as duas versões e avaliar a eficácia das alterações geométricas implementadas.

5.4.1. Análise Teórica e Experimental

A análise teórica foi recalculada tendo em conta a nova geometria do módulo V2. A velocidade de referência na entrada do módulo foi determinada com base em 20 medições efetuadas com um tubo de Pitot colocado no interior do túnel, tendo-se obtido uma velocidade média de 8,17 m/s na primeira tomada de pressão, conforme detalhado na Tabela 12.

Tabela 12 - Medições da velocidade para análise teórica do Módulo V2

Número de Medições	Velocidade (m/s)	Velocidade na Contração (m/s)
1	2,12 ± 0,16	9,11
2	1,89 ± 0,16	8,12
3	1,58 ± 0,15	6,79
4	1,65 ± 0,15	7,09
5	1,95 ± 0,16	8,38
6	2,15 ± 0,16	9,24
7	2,05 ± 0,16	8,81
8	2,22 ± 0,17	9,54
9	2,19 ± 0,17	9,41
10	2,21 ± 0,17	9,50
11	1,84 ± 0,16	7,91
12	2,16 ± 0,16	9,28
13	2,07 ± 0,16	8,89
14	1,47 ± 0,14	6,32
15	1,95 ± 0,16	8,38
16	1,61 ± 0,15	6,92
17	2,01 ± 0,16	8,64
18	1,97 ± 0,16	8,47
19	1,69 ± 0,15	7,26
20	1,23 ± 0,14	5,29
Média	1,90 ± 0,16	8,17
Intervalo	[1,23 – 2,22]	[5,29 – 9,54]

A partir desta velocidade de entrada, foram calculadas as velocidades e pressões estáticas teóricas para cada uma das seis tomadas de pressão, cujos resultados estão na Tabela 13.

Tabela 13 - Resultados teóricos para o Módulo de Bernoulli V2

Módulo de Bernoulli V2			
Tomada de Pressão	Área na Secção (m ²)	Velocidade (m/s)	Pressão Estática (Pa)
1	0,007973	8,17	135
2	0,006194	10,51	108
3	0,003974	16,38	13
4	0,002108	30,89	-400
5	0,002893	22,51	-130
6	0,003352	19,42	-52

Os resultados do ensaio experimental, incluindo as três medições por ponto, a média e a comparação com os valores teóricos, estão consolidados na Tabela 14.

Tabela 14 - Comparação entre resultados teóricos e experimentais do Módulo de Bernoulli V2

Módulo de Bernoulli V2						
Tomada de Pressão	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Pressão Média (Pa)	Pressão Estática Teórica (Pa)	Erro (%)
	Pressão (Pa)	Pressão (Pa)	Pressão (Pa)			
1	135 ± 1,7	133 ± 1,7	136 ± 1,7	135 ± 1,7	135	-
2	120 ± 1,6	121 ± 1,6	120 ± 1,6	120 ± 1,6	108	11
3	21 ± 1,1	16 ± 1,1	17 ± 1,1	18 ± 1,1	13	36
4	-377 ± 2,9	-375 ± 2,9	-374 ± 2,9	-375 ± 2,9	-400	-6
5	-130 ± 1,7	-129 ± 1,6	-128 ± 1,6	-129 ± 1,6	-130	-1
6	-42 ± 1,2	-42 ± 1,2	-41 ± 1,2	-42 ± 1,2	-52	-20

5.4.2. Discussão e Conclusões do Ensaio

A análise comparativa dos resultados apresentados na Tabela 14 demonstra uma melhoria no desempenho do Módulo de Bernoulli V2. O redesenho da secção divergente mostrou-se claramente bem-sucedido na mitigação da separação do escoamento que afetava a versão V1.

Esta melhoria é mais evidente nas tomadas de pressão 4 e 5, que se encontram na secção divergente. Enquanto no módulo V1 se registaram erros de 450% e -161%, no módulo V2 estes valores foram drasticamente reduzidos para -6% e -1%, respetivamente. A concordância notável entre os valores teóricos e experimentais indicam que, provavelmente, escoamento permanece aderente à parede do difusor, permitindo uma recuperação de pressão estática eficiente e em conformidade com o previsto pela equação de Bernoulli.

Na secção convergente e na garganta (tomadas 2, 3 e 4), os erros são de 11%, 36% e -6%. É importante contextualizar o erro de 36% na tomada 3, pois este valor percentual elevado deve-se ao facto de a pressão estática teórica ser muito baixa (13 Pa). A diferença absoluta entre a medição (18 Pa) e o valor teórico (13 Pa) é de apenas 5 Pa. Embora superior à incerteza do instrumento, esta pequena diferença é expectável num escoamento real, em que pequenas perdas por atrito não modeladas na teoria ideal têm um impacto percentual maior em valores de baixa magnitude.

A tomada 6, no final do difusor, apresenta um erro de -20%. Embora este desvio seja significativamente menor do que o registado no V1, verificamos, mais uma vez, um erro percentual elevado, com uma diferença absoluta de apenas 10 Pa.

5.5. Análise da Esteira do Perfil NACA 0012

Para o este estudo, foi utilizado um perfil aerodinâmico simétrico NACA 0012, com uma corda de 100 mm. O perfil foi posicionado na secção de teste do túnel e foram realizadas medições da velocidade do escoamento a uma distância de 100 mm a jusante do seu bordo de fuga como demonstrado na Figura 52.



Figura 50 - Posicionamento do Pitot para medição das velocidades do perfil NACA

Com uma velocidade de escoamento livre (V_∞) estabelecida em 16,32 m/s, os perfis de velocidade na esteira ($v(y)$) foram medidos ao longo de uma linha transversal ao escoamento. As medições abrangeram um intervalo de -30 mm a +30 mm em relação ao centro do perfil, com pontos de dados recolhidos a cada 5 mm, utilizando o sistema de coordenadas da Figura 53. Este procedimento foi repetido para uma gama de ângulos de ataque (α) entre -25° e $+25^\circ$, com incrementos de 5° , permitindo uma análise abrangente do comportamento do arrasto em diferentes regimes de voo. O objetivo central consistiu em utilizar estes perfis de velocidade para calcular a força de arrasto por unidade de envergadura (D') e o respetivo coeficiente de arrasto (C_A).

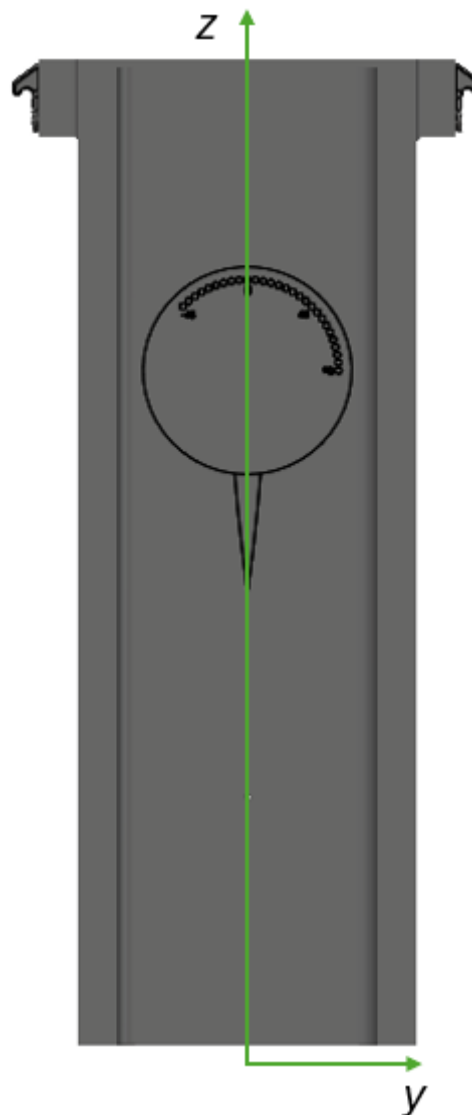


Figura 51 - Esquema de medição para o perfil NACA

A base teórica para o cálculo do arrasto a partir de medições na esteira assenta na aplicação do Teorema do Momento Integral, um princípio derivado da Segunda Lei de Newton para volumes de controlo finitos, conforme detalhado por Munson et al. (2013). A passagem de um corpo por um fluido gera forças de atrito e de pressão que, em conjunto, constituem o arrasto. Esta

interação remove momento do escoamento, resultando numa região a jusante do corpo, denominada "esteira", caracterizada por um déficit de velocidade.

Ao aplicar o princípio da conservação da quantidade de movimento a um volume de controle que envolve o perfil, é possível demonstrar que a força de arrasto por unidade de envergadura (D') é diretamente proporcional ao déficit de momento integrado ao longo da esteira. Para um escoamento incompressível e assumindo que a pressão estática na esteira recuperou para o valor do escoamento livre, o coeficiente de arrasto do perfil (C_A) pode ser calculado pela seguinte equação (White, 2011):

$$C_A = \frac{2}{c} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{v(y)}{V_\infty} \left(1 - \frac{v(y)}{V_\infty} \right) dy \quad (31)$$

Nesta equação o C_A é o coeficiente de arrasto, uma grandeza adimensional que quantifica a resistência aerodinâmica do perfil, o c é o comprimento da corda do perfil, em metros, V_∞ é a velocidade do escoamento livre, não perturbado pelo corpo e $v(y)$ é o perfil de velocidade na esteira, que varia com a posição transversal y .

Os dados experimentais para cada ângulo de ataque foram processados para calcular o valor da integral na equação do coeficiente de arrasto.

Para ilustrar o procedimento, apresenta-se o cálculo detalhado para o ângulo de ataque de $\alpha=0^\circ$. A Tabela 15 mostra os valores intermédios para cada ponto de medição, onde $\rho=1,204 \text{ kg/m}^3$.

Tabela 15 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 0°

0°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v(y)}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v(y)}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v(y)}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v(y)}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	16,49 ± 0,59	1,0104	-0,0104	-0,2105	-3,3752
-0,025	16,28 ± 0,59	0,9975	0,0025	0,0489	0,7840
-0,020	16,34 ± 0,59	1,0012	-0,0012	-0,0245	-0,3935
-0,015	16,28 ± 0,59	0,9975	0,0025	0,0489	0,7840
-0,010	15,72 ± 0,57	0,9632	0,0368	0,7083	11,3561
-0,005	15,33 ± 0,56	0,9393	0,0607	1,1396	18,2727
0,000	15,01 ± 0,55	0,9197	0,0803	1,4765	23,6744
0,005	15,12 ± 0,55	0,9265	0,0735	1,3625	21,8454
0,010	16,36 ± 0,59	1,0025	-0,0025	-0,0491	-0,7879
0,015	16,51 ± 0,60	1,0116	-0,0116	-0,2356	-3,7768
0,020	16,27 ± 0,59	0,9969	0,0031	0,0611	0,9795
0,025	16,25 ± 0,59	0,9957	0,0043	0,0854	1,3696
0,030	16,43 ± 0,59	1,0067	-0,0067	-0,1357	-2,1760
C_A	0,0222				
F_d	0,3567				

A aplicação da Regra dos Trapézios aos valores da penúltima coluna, seguida da multiplicação pelo espaçamento $\Delta y=0,005$ m, resulta no coeficiente de arrasto para este ângulo de ataque. Este procedimento foi repetido para todos os 11 ângulos de ataque, estando as respectivas tabelas e resultados, apresentados no Apêndice B. A Tabela 16 resume os resultados para a força de arrasto por unidade de envergadura e o respectivo coeficiente de arrasto.

Tabela 16 - Resumo da força de arrasto e coeficiente de arrasto calculados vs ângulo de ataque

Ângulo	Força de Arrasto	Coeficiente de Arrasto
-25	3,467	0,2162
-20	3,021	0,1884
-15	1,937	0,1208
-10	0,583	0,0363
-5	0,455	0,0284
0	0,357	0,0222
5	0,058	0,0036
10	0,197	0,0123
15	1,334	0,0832
20	2,596	0,1619
25	3,104	0,1936

Após a obtenção dos coeficientes de arrasto para os diferentes ângulos, foi calculado o valor de Reynolds para este escoamento de forma a fazer uma análise comparativa com os valores de C_A teóricos.

$$Re = \frac{\rho v c}{\mu} \Leftrightarrow Re_{m\u00e9dio} = \frac{1,204 \times 16,35 \times 0,100}{1,83 \times 10^{-5}} \Leftrightarrow Re_{m\u00e9dio} = 107373 \quad (32)$$

Após ter sido calculado o valor de Reynolds a que o aerof\u00f3lio se encontra sujeito, foi feita uma an\u00e1lise comparativa entre os resultados obtidos e os resultados dos autores Srinath & Mittal, (2009), que apresentam um estudo para o perfil NACA 0012. A Figura 54, apresenta o gr\u00e1fico de valores obtidos a partir do ensaio experimental e a Figura 55, apresenta os valores de refer\u00eancia estudados para um valor de Reynolds de 100 000.

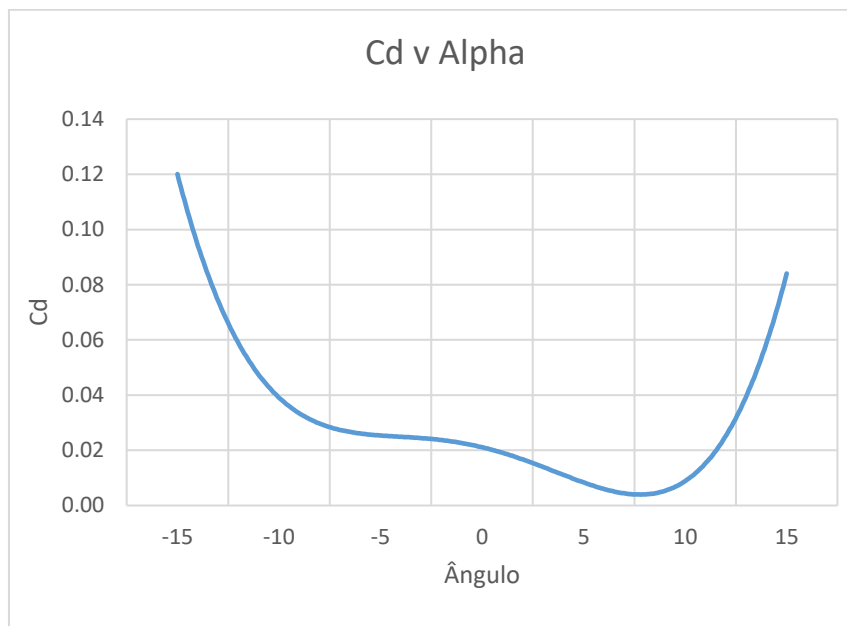


Figura 52 - Gráfico: C_A v Alpha

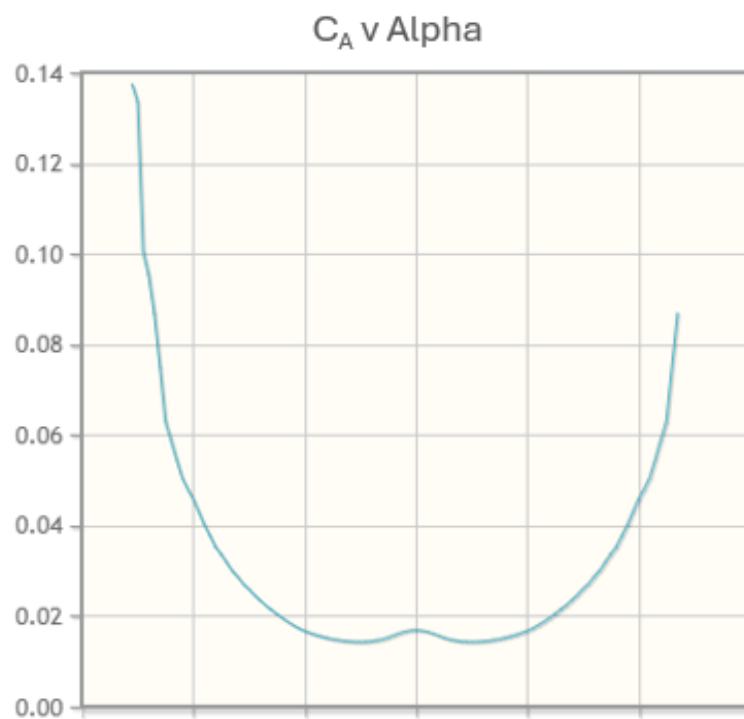


Figura 53 - Gráfico: C_A v Alpha para Reynolds 100000 (Adaptado de Srinath & Mittal (2009))

A comparação dos resultados experimentais com o gráfico de referência para o perfil NACA 0012 mostra uma concordância na tendência aerodinâmica geral, embora com diferenças quantitativas significativas. Ambos os gráficos apresentam a curva de arrasto clássica, na qual o coeficiente de arrasto é mínimo em ângulos de ataque baixos e aumenta acentuadamente para ângulos mais elevados.

A principal divergência reside na assimetria dos dados experimentais. Enquanto o gráfico teórico mostra uma curva perfeitamente simétrica, com o arrasto mínimo a 0° , os resultados experimentais indicam que o ponto de menor arrasto se encontra deslocado para um ângulo de ataque de $+5^\circ$. Adicionalmente, os valores de arrasto para ângulos negativos são consistentemente superiores aos seus equivalentes positivos. Esta assimetria sugere que o perfil fabricado por impressão 3D, devido a pequenas imperfeições geométricas, pode não ser perfeitamente simétrico, comportando-se como se tivesse uma ligeira curvatura, ou que ocorreu um pequeno erro de alinhamento do modelo no túnel de vento.

Outra diferença notável está nos valores de arrasto. O coeficiente de arrasto medido a 0° (0,0222) é superior ao valor mínimo teórico de referência (cerca de 0,015). Este aumento resulta provavelmente da rugosidade superficial inerente ao processo de impressão 3D, que aumenta o arrasto de atrito. Por outro lado, o valor mínimo experimental de 0,0036 a $+5^\circ$ é excepcionalmente baixo, provavelmente uma anomalia resultante de erros devido à aproximação do método de cálculo ao integral.

Em suma, as discrepâncias observadas são consistentes com as limitações práticas de um modelo físico fabricado por impressão 3D, em comparação com um perfil teórico ideal. De um modo geral, o módulo criado e todos os seus componentes, nomeadamente a asa e o próprio módulo, são úteis para a realização de um bom ensaio didático, na medida em que permitem aos estudantes observar e quantificar os efeitos práticos da produção e do alinhamento, que não são evidentes nas simulações teóricas.

6. Conclusão

O capítulo final sintetiza os resultados e as contribuições da presente dissertação, que documentou o desenvolvimento de uma mesa de ensaios aerodinâmicos de baixo custo. Apresenta-se uma síntese do trabalho realizado, seguida de uma análise crítica aprofundada dos resultados experimentais e das suas implicações. Por fim, são identificadas as limitações do projeto e apresentadas propostas para trabalhos futuros, com vista a expandir as capacidades e o rigor científico deste equipamento didático.

6.1. Conclusões Finais

O objetivo principal desta dissertação de projetar, fabricar e validar um túnel de vento de circuito aberto, funcional e de baixo custo para o ISEP, foi alcançado. O trabalho demonstrou a viabilidade da manufatura aditiva (FDM) como metodologia central para a produção de equipamento de laboratório complexo. Todos os componentes aerodinâmicos, desde as secções da conduta até às geometrias otimizadas, como a curva de 180° com pás diretrizes, a célula do tipo favo de mel e a contração de elevada razão de áreas, foram fabricados com sucesso, o que valida esta tecnologia como uma alternativa disruptiva aos métodos de construção tradicionais.

A principal contribuição científica e técnica deste projeto reside na validação experimental rigorosa do protótipo. A caracterização do escoamento na secção de teste, realizada através de um mapeamento detalhado com 30 pontos de medição, revelou um desempenho aerodinâmico de elevada qualidade. O sistema gera um escoamento estável, com uma velocidade média de 16,35 m/s, e notavelmente uniforme, evidenciado por uma flutuação de apenas 3,3% em torno da média em toda a secção de teste. Este resultado confirma a eficácia do design dos componentes de condicionamento, que transformaram o escoamento do ventilador num fluxo perfeitamente adequado para a realização de ensaios didáticos e de investigação.

Um dos resultados mais relevantes do trabalho é a análise crítica da discrepância entre a previsão teórica e a medição experimental. A velocidade de operação medida (16,35 m/s) superou em +32,8% a previsão teórica de 12,28 m/s, calculada com base num modelo análogo do ventilador. Longe de ser uma falha, esta diferença positiva sugere que o desempenho do ventilador IMOFA é superior ao do modelo de referência. Por outro lado, pode existir uma recuperação de energia cinética à saída e/ou que as perdas de carga reais no circuito são inferiores às calculadas.

A segunda e mais significativa contribuição deste trabalho consiste na demonstração de um ciclo de engenharia iterativo aplicado ao desenvolvimento do módulo de ensaio de Bernoulli. A análise experimental do primeiro protótipo (V1) revelou uma falha crítica de concepção, com a ocorrência de uma separação severa do escoamento no difusor, tornando-o inadequado para fins didáticos. As conclusões retiradas da análise levaram diretamente ao redesenho de uma segunda versão (V2) com uma geometria de difusor otimizada. A validação experimental subsequente do módulo V2 permitiu obter resultados com boa concordância com a teoria.

A validação experimental do módulo de arrasto foi bem-sucedida. Através do método de análise da esteira num perfil NACA 0012, foi possível obter a clássica curva do coeficiente de arrasto (C_A) em função do ângulo de ataque (α), que demonstra claramente o aumento da resistência com a maior incidência do escoamento.

A comparação dos resultados experimentais com dados teóricos de referência para um número de Reynolds semelhante revelou discrepâncias que, em si, constituem um resultado didático valioso. Observou-se uma assimetria na curva experimental, com o ponto de arrasto mínimo deslocado para um ângulo de ataque de $+5^\circ$, e valores de C_A para ângulos negativos consistentemente superiores aos seus equivalentes positivos. Adicionalmente, o coeficiente de arrasto medido a 0° (0,0222) foi superior ao valor teórico (cerca de 0,015). Estas diferenças não invalidam o ensaio; pelo contrário, ilustram de forma tangível o impacto de fatores do mundo real, como a rugosidade superficial inerente ao fabrico por impressão 3D as inevitáveis imperfeições geométricas do perfil, a sensibilidade do sistema de medição a pequenos erros de alinhamento, e a dificuldade numérica de avaliar os integrais.

O culminar do projeto não se reflete apenas no seu sucesso técnico, mas também no seu extraordinário impacto económico, um dos objetivos centrais do trabalho. O custo total de construção da mesa de ensaios aerodinâmicos, incluindo todos os componentes fabricados, a estrutura de suporte, o ventilador e o material utilizado, foi de 2071,26 €. Este valor, por si só, já posiciona o equipamento como uma solução de baixo custo.

No entanto, o verdadeiro alcance desta conquista torna-se evidente quando comparado com as alternativas comerciais. Um sistema com funcionalidades didáticas equivalentes, como a mesa "©TecQuipment AF10" e os seus módulos e instrumentos associados (manómetro e módulo de Bernoulli), representa um investimento total de aproximadamente 27979,00 €. A mesa de ensaios aerodinâmicos desenvolvida nesta dissertação representa, portanto, uma redução de custos superior a 92%. Mais impressionante ainda, o custo de replicação dos componentes aerodinâmicos (excluindo a mesa de suporte e a impressora 3D, que podem já existir na instituição), do ventilador e do material utilizado, é de apenas 504,27 €. Este valor representa uma redução de mais de 98% em relação ao equipamento comercial, demonstrando uma mudança de paradigma na acessibilidade a este tipo de tecnologia. Este projeto não só valida a manufatura aditiva como um método de produção, como também a apresenta como uma estratégia viável para democratizar o acesso a ferramentas de investigação e ensino em aerodinâmica. Tal permite que instituições com orçamentos limitados implementem laboratórios práticos de mecânica dos fluidos que, de outra forma, seriam financeiramente inacessíveis.

6.2. Limitações e Trabalhos Futuros

Apesar do sucesso do projeto, é importante reconhecer as suas limitações, que abrem caminho para futuras investigações.

Limitações:

Caracterização do ventilador: a principal limitação da análise teórica reside na ausência de dados experimentais de desempenho para o ventilador específico utilizado. A utilização da curva de um modelo análogo constituiu uma solução pragmática, mas introduziu uma incerteza que se manifestou na discrepância entre os resultados teóricos e práticos.

Estimativa da rugosidade superficial: a rugosidade das superfícies internas do túnel foi um valor assumido com base na literatura existente. Embora tenha sido feita uma tentativa de minimizar este parâmetro através de configurações de impressão de alta resolução, a sua medição experimental não foi realizada, o que limita a precisão do cálculo teórico das perdas por atrito.

Quantificação da Turbulência: A instrumentação utilizada (tubo de Pitot e anemómetro de hélice) é adequada à medição de velocidades médias, mas não permite quantificar a intensidade de turbulência do escoamento. Este é um parâmetro fundamental para caracterizar a qualidade do escoamento em ensaios aerodinâmicos mais sensíveis.

Trabalhos futuros:

Com base nas conclusões e limitações identificadas, propõe-se a seguinte linha de trabalhos futuros para a evolução da mesa de ensaios aerodinâmicos:

Comparação com Medição Direta de Forças: Realizar uma comparação dos resultados de arrasto obtidos pelo método da análise da esteira com medições diretas de força utilizando a balança aerodinâmica. Esta análise não foi realizada na fase atual do projeto, uma vez que a instrumentação da balança se encontrava em fase de calibração e testes no módulo 3, mas constitui o passo seguinte lógico para a validação completa do módulo de ensaio e para a quantificação simultânea das forças de arrasto e sustentação.

Conclusão da Mesa de Ensaio: Colocar um tampo na mesa, com um furo na zona de teste para dispersar o ar proveniente do sistema e integrar uma segunda prateleira na estrutura de suporte da mesa. Esta melhoria ajuda a manter a mesa limpa durante os ensaios, fornecendo um espaço dedicado para o posicionamento de instrumentação e os diferentes módulos, melhorando a usabilidade do operador.

Referências

- Abdel Aziz, S. S., Moustafa, E. B., & Salem Said, A.-H. S. (2023). Experimental Investigation of the Flow, Noise, and Vibration Effect on the Construction and Design of Low-Speed Wind Tunnel Structure. *Machines*, 11(3), 360. <https://doi.org/10.3390/machines11030360>
- Barlow, J. B., Rae, W. H., & Pope, Alan. (1999). *Low-speed wind tunnel testing*. Wiley. ISBN: 0471557749.
- Bintara, R. D., Pradana, Y. R. A., Aminnudin, A., & Suryanto, H. (2023). The Orientation and High-Quality Effect of Deposit Layer to Surface Roughness on FDM 3D Printed Part. *Key Engineering Materials*, 940. <https://doi.org/10.4028/p-29nh6i>
- 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)
- 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>
- Buj-Corral, I., Sánchez-Casas, X., & Luis-Pérez, C. J. (2021). Analysis of AM Parameters on Surface Roughness Obtained in PLA Parts Printed with FFF Technology. *Polymers*, 13(14). <https://doi.org/10.3390/polym13142384>
- Bushnell, D. M. (2006). SCALING: Wind Tunnel to Flight. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 38(1), 111–128. <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.38.050304.092208>
- 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 Yumus A., & Cimbala John M. (2006). *McGRAW-HILL SERIES IN MECHANICAL ENGINEERING Anderson: Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications* (Jeans Suzanne, Matteson Debra D., & Scheinman Kate, Eds.; 1st Edition). McGraw-Hill. ISBN: 0072472367.
- Chanetz, B. (2017). A century of wind tunnels since Eiffel. In *Comptes Rendus - Mecanique* (Vol. 345, Issue 8, pp. 581–594). Elsevier Masson SAS. <https://doi.org/10.1016/j.crme.2017.05.012>
- Eckert, M. (2008). Theory from Wind Tunnels: Empirical Roots of Twentieth Century Fluid Dynamics. *Centaurus*, 50(3), 233–253. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0498.2008.00123.x>
- Eckert, W. T., Mort, K. W., & Jope, J. (1976). *AERODYNAMIC DESIGN GUIDELINES AND COMPUTER PROGRAM FOR ESTIMATION OF SUBSONIC WIND TUNNEL PERFORMANCE*. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19770005050>
- Campos, G. (2025). *Conceção e Projeto de Balança para Túnel de Vento*. Instituto Superior de Engenharia do Porto.
- Hartsfield, C. R., Shelton, T. E., Cobb, G. R., Kemnitz, R. A., & Weber, J. (2021). Understanding Flow Characteristics in Metal Additive Manufacturing. *Journal of Aerospace Engineering*, 34(6). [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)AS.1943-5525.0001325](https://doi.org/10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0001325)
- Hemphill, G. B. (2012). *Practical Tunnel Construction*. Wiley. <https://doi.org/10.1002/9781118350270>
- Ismail, Augupta Pane, E., & Abdu Rahman, R. (2022). An open design for a low-cost open-loop subsonic wind tunnel for aerodynamic measurement and characterization. *HardwareX*, 12, e00352. <https://doi.org/10.1016/j.ohx.2022.e00352>

- KIMO. (2011). LAVAC_KIMO AMI301.
<https://doi.org/https://doi.org/10.5281/zenodo.17123016>
- Kulkarni, V., Sahoo, N., & Chavan, S. D. (2011). Simulation of honeycomb–screen combinations for turbulence management in a subsonic wind tunnel. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 99(1), 37–45. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2010.10.006>
- Idel'chik, I. E. (1966). *Handbook of Hydraulic Resistance: Coefficients of Local Resistance and of Friction* (D. Grunaer, Ed.; A. Barouch, Trans.). The Israel Program for Scientific Translations Ltd.
- Lubis, D. Z., Bintara, R. D., & Aji Pradana, Y. R. (2021). The effect of layer height on the surface roughness in 3D Printed Polylactic Acid (PLA) using FDM 3D printing. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1034(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1034/1/012096>
- Mehta, R. D. (1979). The aerodynamic design of blower tunnels with wide-angle diffusers. *Progress in Aerospace Sciences*, 18, 59–120. [https://doi.org/10.1016/0376-0421\(77\)90003-3](https://doi.org/10.1016/0376-0421(77)90003-3)
- 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>
- Munson, B., Young, D., & Okiishi, T. (1999). *Fundamentals of Fluid Mechanics* (3rd Edition). John Wiley & Sons, Inc. ISBN: 047135502X.
- Munson Bruce R., Rothmayer, A. P., Okiishi, T. H., & Huebsch, W. W. (2013). *Fundamentals of fluid mechanics* (7th Edition). John Wiley & Sons, Inc. ISBN: 9781118116135.
www.wileyplus.com
- Pankhurst, R. C., & Holder, D. W. (1952). *Wind-Tunnel Technique: An Account of Experimental Methods in Low- and High-Speed Wind Tunnels* (Ltd. Sir Isaac Pitman & Sons, Ed.). Pitman. ISBN: B000IBIPP8.
- Pereira, J. D. (2011). *Wind Tunnels: Aerodynamics, Models, and Experiments*. Nova Science Publisher's. ISBN: 9781612092041.
- Prandtl, L. (1933). *ATTAINING A STEADY AIR STREAM IN WIND TUNNELS*. National Advisory Committee for Aeronautics. <http://hdl.handle.net/2060/19930094691>
- Scheiman, J., & Brooks, J. D. (1981). Comparison of Experimental and Theoretical Turbulence Reduction from Screens, Honeycomb, and Honeycomb-Screen Combinations. *Journal of Aircraft*, 18(8), 638–643. <https://doi.org/10.2514/3.57538>
- Srinath, D. N., & Mittal, S. (2009). Optimal airfoil shapes for low Reynolds number flows. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 61(4).
<https://doi.org/10.1002/flid.1960>
- Swamee, P. K., & Jain, A. K. (1976). Explicit Equations for Pipe-Flow Problems. *Journal of the Hydraulics Division*, 102(5), 657–664. <https://doi.org/10.1061/JYCEAJ.0004542>
- TDA. (2015). *VENTILADORES CENTRÍFUGOS DE ACCIONAMIENTO DIRECTO COM MOTOR ASSÍNCRONO DE ROTOR INTERNO (DD) OU ROTOR EXTERNO (DDM)*.
<https://doi.org/https://doi.org/10.5281/zenodo.17081542>
- Tropea, C., Yarin, A. L., & Foss, J. F. (2007). *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*. Springer. ISBN: 9783540251415.
- Vasco de Brederode. (2014). *AERODINÂMICA INCOMPRESSÍSEL: FUNDAMENTOS*. IST Press. ISBN: 978-989-8481-32-0.
- Wattendorf, F. L. (1938, July 29). Factors Influencing the Energy Ratio of Return Flow Wind Tunnels. *In Proceedings of the Fifth International Congress for Applied Mechanics*.
- White, F. M. (2011). *Fluid Mechanics* (7th Edition). The McGraw-Hill Companies, Inc. ISBN: 9780073529349.

- Yanovych, V., Duda, D., Horáček, V., & Uruba, V. (2019). *Research of a wind tunnel parameters by means of cross-section analysis of air flow profiles*. 020024. <https://doi.org/10.1063/1.5138636>
- Yuan, Q., Kim, M., Tien, T. T., Fang, Y., Duan, Z., Zhang, Y., & Suhr, J. (2025). Investigation of contour-related parameters' effects on anisotropic mechanical properties and surface roughness of FDM-printed parts. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 137(1–2), 381–395. <https://doi.org/10.1007/s00170-025-15128-3>

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. ISEP,

NOME: Gonçalo Lages Pereira Morgado Ribeiro

Porto, 5 de Janeiro de 2025

Apêndice A

Este apêndice apresenta as folhas de cálculo e os parâmetros detalhados utilizados para a determinação teórica das perdas de pressão em cada componente da mesa de ensaios aerodinâmicos. Para todos os cálculos foi adotado um valor de massa volúmica e viscosidade dinâmica para 23 °C ($\rho = 1,192 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 1,83 \times 10^{-5} \text{ kg/(ms)}$) e uma rugosidade de 25 μm (0,025 mm), de acordo com a revisão bibliográfica.

A.1. Perdas na Contração do Adaptador

Esta secção detalha o cálculo do coeficiente de perda de carga e da perda de pressão para o adaptador de transição entre a saída do ventilador e a secção principal do túnel. O componente funciona como uma contração, e a análise segue a metodologia descrita por Wattendorf (1938), utilizando o fator de atrito de Darcy calculado com base no número de Reynolds médio do escoamento.

1. Cálculo da Velocidade de Saída:

A velocidade do ar à saída do adaptador foi calculada através da equação da continuidade, com base na velocidade de entrada (medida à saída do ventilador).

$$v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2} \Leftrightarrow v_2 = 6,61 \times \frac{0,0420}{0,0339} \Leftrightarrow v_2 = 8,18 \text{ m/s} \quad (\text{A.1.1})$$

2. Cálculo dos Parâmetros Médios de Escoamento:

Para uma análise mais precisa do fator de atrito, foram calculados os valores médios de velocidade e diâmetro hidráulico ao longo da contração.

$$v_{\text{média}} = \frac{v_1 + v_2}{2} \Leftrightarrow v_{\text{média}} = \frac{6,61 + 8,18}{2} \Leftrightarrow v_{\text{média}} = 7,39 \text{ m/s} \quad (\text{A.1.2})$$

$$D_{h,\text{médio}} = \frac{D_{h1} + D_{h2}}{2} \Leftrightarrow D_{h,\text{médio}} = \frac{0,2049 + 0,1835}{2} \quad (\text{A.1.3})$$

$$D_{h,\text{médio}} = 0,1942 \text{ m}$$

3. Cálculo do Número de Reynolds Médio:

O número de Reynolds médio, que caracteriza o regime de escoamento, foi calculado com base nos parâmetros médios.

$$Re_{\text{médio}} = \frac{\rho_{\text{ar}} v_{\text{média}} D_{h,\text{médio}}}{\mu} \Leftrightarrow Re_{\text{médio}} = \frac{1,192 \times 7,79 \times 0,1942}{1,83 \times 10^{-5}} \quad (\text{A.1.4})$$

$$Re_{\text{médio}} = 93525$$

4. Cálculo do Fator de Atrito de Darcy:

O valor do número de Reynolds médio confirmou um regime de escoamento turbulento. Assim, o fator de atrito foi calculado utilizando a aproximação explícita de Swamee & Jain (1976) para a equação de Colebrook-White.

$$f_{ca} = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\frac{\Delta}{D_{h,médio}}}{3,7} + \frac{5,74}{Re_{médio}^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{ca} = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\frac{0,000025}{0,1942}}{3,7} + \frac{5,74}{93525^{0,9}} \right) \right]^2} \Leftrightarrow f_{ca} = 0,0188 \quad (\text{A.1.5})$$

5. Cálculo do Coeficiente de Perda da Contração:

O coeficiente de perda adimensional foi calculado com base na fórmula equação (18) da monografia.

$$K_{ca} = 0,32 f_{ca} \left(\frac{L_{ca}}{D_{h2}} \right) \Leftrightarrow K_{ca} = 0,32 \times 0,0188 \left(\frac{0,05}{0,1835} \right) \Leftrightarrow K_{ca} = 0,0016 \quad (\text{A.1.6})$$

6. Cálculo da Perda de Pressão:

Finalmente, a perda de pressão real gerada pelo adaptador foi calculada multiplicando o coeficiente de perda pela pressão dinâmica na secção de saída.

$$\Delta P_{ca} = K_{ca} \left(\frac{1}{2} \rho_{ar} v_2^2 \right) \Leftrightarrow \Delta P_{ca} = 0,0016 \left(\frac{1}{2} \times 1,192 \times 8,18^2 \right)$$

$$\Delta P_{ca} = 0,067 \text{ Pa} \quad (\text{A.1.7})$$

7. Tabela Resumo dos Parâmetros e Resultados:

A Tabela 17, consolida todos os valores utilizados e os resultados obtidos nos cálculos da perda de carga.

Tabela 17 - Perdas de carga no adaptador: Parâmetros e resultados obtidos

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Dados de Entrada			
Velocidade de Entrada	v_1	6,61	m/s
Comprimento da Contração	L_c	0,05	m
Área de Entrada	A_1	0,0420	m ²
Área de Saída	A_2	0,0339	m ²
Diâmetro Hidráulico de Entrada	D_{h1}	0,2049	m
Diâmetro Hidráulico de Saída	D_{h2}	0,1835	m
Rugosidade Absoluta	Δ	0,000025	m
Massa Volúmica do Ar	ρ_{ar}	1,192	kg/m ³
Viscosidade Dinâmica do Ar	μ	1,83E-05	kg/(ms)
Resultados			
Velocidade de Saída	v_2	8,18	m/s
Velocidade Média	v_{media}	7,39	m/s
Diâmetro Hidráulico Médio	$Dh, medio$	0,1942	m
Número de Reynolds Médio	Re_{medio}	93525	-
Fator de Atrito de Darcy	f_{ca}	0,0188	-
Coeficiente de Perda	K_{ca}	0,0016	-
Perda de Pressão	ΔP_{ca}	0,067	Pa

A.2. Perdas nas Secções Retas

Esta secção detalha o cálculo da perda de carga por atrito para a conduta retilínea do circuito, com um comprimento total de 675 mm. O atrito entre o escoamento de ar e as paredes internas representa uma fonte de perda de energia relevante para o balanço total do sistema. A análise baseia-se na equação de Darcy-Weisbach.

1. Cálculo do Número de Reynolds:

O primeiro passo consiste em determinar o regime de escoamento através do cálculo do número de Reynolds para a secção.

$$Re_{sr} = \frac{\rho_{ar} v D_{h,sr}}{\mu} \Leftrightarrow Re_{sr} = \frac{1,192 \times 8,18 \times 0,1835}{1,83 \times 10^{-5}} \Leftrightarrow Re_{sr} = 97742 \quad (\text{A.2.1})$$

2. Cálculo do Fator de Atrito de Darcy:

O valor do número de Reynolds confirmou um regime de escoamento turbulento. Desta forma, o fator de atrito foi calculado a partir da aproximação explícita de Swamee & Jain (1976).

$$f_{sr} = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\Delta}{\frac{D_{h,sr}}{3,7} + \frac{5,74}{Re_{sr}^{0,9}}} \right) \right]^2} \quad (\text{A.2.2})$$

$$f_{sr} = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{0,000025}{\frac{0,1835}{3,7} + \frac{5,74}{97742^{0,9}}} \right) \right]^2} \Leftrightarrow f_{sr} = 0,0187$$

3. Cálculo do Coeficiente de Perda por Atrito:

O coeficiente de perda adimensional para a secção reta é uma função do fator de atrito e da sua geometria (comprimento e diâmetro hidráulico).

$$K_{sr} = f_{sr} \left(\frac{L_{sr}}{D_{h,sr}} \right) \Leftrightarrow K_{sr} = 0,0187 \left(\frac{0,675}{0,1835} \right) \Leftrightarrow K_{sr} = 0,0689 \quad (\text{A.2.3})$$

4. Cálculo da Perda de Pressão:

A perda de pressão é obtida pela multiplicação do coeficiente de perda pela pressão dinâmica do escoamento na secção.

$$\Delta P_{sr} = K_{sr} \left(\frac{1}{2} \rho_{ar} v^2 \right) \Leftrightarrow \Delta P_{sr} = 0,0689 \left(\frac{1}{2} \times 1,192 \times 8,18^2 \right) \quad (\text{A.2.4})$$

$$\Delta P_{sr} = 2,82 \text{ Pa}$$

5. Tabela Resumo dos Parâmetros e Resultados:

A Tabela 18 consolida todos os valores utilizados e os resultados obtidos nos cálculos.

Tabela 18 - Perdas de carga na secção reta: Parâmetros e resultados obtidos

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Dados de Entrada			
Velocidade do Ar	v	8,18	m/s
Comprimento da Conduta	L_{sr}	0,675	m
Diâmetro Hidráulico	$D_{h, sr}$	0,1835	m
Rugosidade Absoluta	Δ	0,000025	m
Resultados			
Número de Reynolds	Re_{sr}	97742	-
Fator de Atrito de Darcy	f_{sr}	0,0187	-
Coefficiente de Perda	K_{sr}	0,0689	-
Perda de Pressão	ΔP_{sr}	2,82	Pa

A.3. Perdas na Curva com Pás Diretrizes

Esta secção detalha o cálculo da perda de carga para a curva de 180° que liga a secção ascendente à secção descendente. A análise considera a curva como sendo composta por duas curvas de 90° em série. O cálculo do coeficiente de perda baseia-se na metodologia para curvas com pás diretrizes, conforme a equação (27) apresentada na monografia.

A determinação da perda de pressão segue os passos descritos abaixo.

1. Cálculo do Número de Reynolds na Pá Diretriz:

Primeiro, calcula-se o número de Reynolds com base na corda da pá diretriz para caracterizar o escoamento em torno deste perfil.

$$Re_{pd} = \frac{\rho_{ar} v c_{pd}}{\mu} \Leftrightarrow Re_{pd} = \frac{1,192 \times 8,18 \times 0,270}{1,83 \times 10^{-5}} \Leftrightarrow Re_{pd} = 147826 \quad (A.3.1)$$

2. Cálculo do Coeficiente de Perda para 90°:

Com o número de Reynolds da pá, o coeficiente de perda para uma única curva de 90° é calculado utilizando a fórmula empírica para curvas com pás diretrizes.

$$K_{pd} = 0,1 + \left(\frac{4,55}{(\log_{10}(Re_{pd}))^{2,58}} \rho_{ar} v^2 \right) \quad (A.3.2)$$

$$K_{pd} = 0,1 + \left(\frac{4,55}{(\log_{10}(147826))^{2,58}} \times 1,192 \times 8,18^2 \right) \Leftrightarrow K_{pd} = 0,166$$

3. Cálculo da Perda de Pressão da Curva 180°:

A perda de pressão real é obtida multiplicando o coeficiente de perda total pela pressão dinâmica do escoamento que entra na curva.

$$\Delta P_{pd} = 2K_{sr} \left(\frac{1}{2} \rho_{ar} v^2 \right) \Leftrightarrow \Delta P_{pd} = 2 \times 0,166 \left(\frac{1}{2} \times 1,192 \times 8,18^2 \right) \quad (\text{A.3.3})$$

$$\Delta P_{pd} = 13,60 \text{ Pa}$$

4. Tabela Resumo dos Parâmetros e Resultados:

A Tabela 19 apresenta todos os valores utilizados e os resultados obtidos nos cálculos para a secção de curva.

Tabela 19 - Perdas de carga na curva: Parâmetros e resultados obtidos

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Dados de Entrada			
Velocidade do Ar	v	8,18	m/s
Corda da Pá Diretriz	c	0,270	m
Massa Volúmica do Ar	ρ_{ar}	1,192	kg/m ³
Viscosidade Dinâmica do Ar	μ	1,83E-05	kg/(ms)
Resultados			
Número de Reynolds	Re_{pd}	147826	-
Coeficiente de Perda (90°)	K_{pd}	0,166	-
Coeficiente de Perda Total (180°)	$2K_{pd}$	0,332	-
Perda de Pressão	ΔP_{pd}	13,60	Pa

A.4. Perdas na Célula do Tipo Favo de Mel

Este apêndice apresenta a metodologia e os cálculos detalhados para a determinação do coeficiente de perda de carga e da perda de pressão para o módulo da célula do tipo favo de mel. A análise segue as equações empíricas apresentadas na revisão bibliográfica, que têm em conta as perdas por atrito e os efeitos da porosidade da estrutura.

1. Número de Reynolds de Rugosidade:

Este parâmetro é utilizado para determinar o regime de atrito.

$$Re_h = \frac{\rho_{ar} v \Delta}{\mu} \Leftrightarrow Re_h = \frac{1,192 \times 8,18 \times 0,000025}{1,83 \times 10^{-5}} \Leftrightarrow Re_h = 13,32 \quad (A.4.1)$$

2. Coeficiente de Atrito:

O coeficiente de atrito é calculado com base no Re_h , com base na fórmula apropriada para o regime de escoamento.

$$f_h = \begin{cases} \left(0,375 \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,4}\right) Re_h^{-0,1}, & \text{se } Re_h \leq 275 \\ 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,4} & , \text{se } Re_h > 275 \end{cases} \quad (A.4.2)$$

$$f_h = \left(0,375 \left(\frac{0,000025}{0,004}\right)^{0,4}\right) \times 2,78^{-0,1} \Leftrightarrow f_h = 0,038$$

3. Coeficiente de Perda:

O coeficiente de perda total combina os efeitos do atrito e da porosidade da estrutura.

$$K_h = f_h \left(\frac{L_h}{D_h} + 3\right) \left(\frac{1}{\beta_h}\right)^2 + \left(\frac{1 - \beta_h}{\beta_h}\right)^2 \quad (A.4.3)$$

$$K_h = 0,038 \left(\frac{0,025}{0,004} + 3\right) \left(\frac{1}{0,714}\right)^2 + \left(\frac{1 - 0,714}{0,714}\right)^2 \Leftrightarrow K_h = 0,849$$

4. Cálculo da Perda de pressão da Célula:

A perda de pressão real é obtida multiplicando o coeficiente de perda total pela pressão dinâmica do escoamento que entra nas células.

$$\Delta P_h = K_h \left(\frac{1}{2} \rho_{ar} v^2\right) \Leftrightarrow \Delta P_h = 0,849 \left(\frac{1}{2} \times 1,192 \times 8,18^2\right) \quad (A.4.4)$$

$$\Delta P_h = 34,78 \text{ Pa}$$

5. Tabela Resumo dos Parâmetros e Resultados

Todos os parâmetros de entrada utilizados e os resultados obtidos para a célula, encontram-se apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 - Perdas de carga na célula do tipo favo de mel: Parâmetros e resultados obtidos

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Dados de Entrada			
Velocidade de Entrada	v	8,18	m/s
Comprimento da Célula	L_h	0,025	m
Diâmetro Hidráulico da Célula	D_h	0,004	m
Espessura da Parede	t	0,0008	m
Porosidade	β_h	0,714	-
Rugosidade Absoluta	Δ	0,000025	m
Resultados			
Número de Reynolds na Célula	Re_h	13,32	-
Coefficiente de Atrito	f_h	0,038	-
Coefficiente de Perda	K_h	0,849	-
Perda de Pressão	ΔP_h	34,78	Pa

A.5. Perdas na Contração

Este apêndice detalha o cálculo do coeficiente de perda de carga e da perda de pressão para a contração final do túnel de vento, que acelera o escoamento para a secção de teste. A metodologia baseia-se na fórmula de Wattendorf (1938), conforme apresentado na monografia.

1. Cálculo da Velocidade de Saída:

A velocidade do ar à saída da contração foi calculada através da equação da continuidade, com base na velocidade de entrada.

$$v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2} \Leftrightarrow v_2 = 8,18 \times \frac{0,0339}{0,0079} \Leftrightarrow v_2 = 35,14 \text{ m/s} \quad (\text{A.5.1})$$

2. Cálculo dos Parâmetros Médios de Escoamento:

Para uma análise mais precisa do fator de atrito, foram calculados os valores médios de velocidade e diâmetro hidráulico ao longo da contração.

$$v_{\text{média}} = \frac{v_1 + v_2}{2} \Leftrightarrow v_{\text{média}} = \frac{8,18 + 35,14}{2} \Leftrightarrow v_{\text{média}} = 21,66 \text{ m/s} \quad (\text{A.5.2})$$

$$D_{h,\text{médio}} = \frac{D_{h1} + D_{h2}}{2} \Leftrightarrow D_{h,\text{médio}} = \frac{0,1835 + 0,0878}{2} \quad (\text{A.5.3})$$

$$D_{h,\text{médio}} = 0,1356 \text{ m}$$

3. Cálculo do Número de Reynolds Médio:

O número de Reynolds médio, que caracteriza o regime de escoamento, foi calculado com base nos parâmetros médios.

$$Re_{\text{médio}} = \frac{\rho_{\text{ar}} v_{\text{média}} D_{h,\text{médio}}}{\mu} \Leftrightarrow Re_{\text{médio}} = \frac{1,192 \times 21,66 \times 0,1356}{1,83 \times 10^{-5}} \quad (\text{A.5.4})$$

$$Re_{\text{médio}} = 191365$$

4. Cálculo do Fator de Atrito de Darcy:

O valor do número de Reynolds médio confirmou um regime de escoamento turbulento. Assim, o fator de atrito foi calculado utilizando a aproximação explícita de Swamee & Jain (1976), para a equação de Colebrook-White.

$$f_c = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\Delta}{\frac{D_{h,médio}}{3,7} + \frac{5,74}{Re_{médio}^{0,9}}} \right) \right]^2}$$

$$f_c = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{0,000025}{\frac{0,1356}{3,7} + \frac{5,74}{191365^{0,9}}} \right) \right]^2} \Leftrightarrow f_c = 0,0171 \quad (\text{A.5.5})$$

5. Cálculo do Coeficiente de Perda da Contração:

O coeficiente de perda na contração (K_c) foi calculado com base na equação de Wattendorf (1938), conforme apresentado na equação (18) da monografia.

$$K_c = 0,32 f_{ca} \left(\frac{L_{ca}}{D_{h2}} \right) \Leftrightarrow K_c = 0,32 \times 0,0171 \left(\frac{0,225}{0,0878} \right) \Leftrightarrow K_c = 0,014 \quad (\text{A.5.6})$$

6. Cálculo da Perda de Pressão:

Finalmente, a perda de pressão real gerada pelo adaptador foi calculada multiplicando o coeficiente de perda pela pressão dinâmica na secção de saída.

$$\Delta P_c = K_c \left(\frac{1}{2} \rho_{ar} v_2^2 \right) \Leftrightarrow \Delta P_c = 0,0014 \left(\frac{1}{2} \times 1,192 \times 35,14^2 \right)$$

$$\Delta P_c = 10,62 \text{ Pa} \quad (\text{A.5.7})$$

7. Tabela Resumo dos Parâmetros e Resultados

Os parâmetros geométricos e os resultados detalhados do cálculo de perdas na contração estão sumarizados na Tabela 21.

Tabela 21 - Perdas de carga na contração: Parâmetros e resultados obtidos

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Dados de Entrada			
Velocidade de Entrada	v_1	8,18	m/s
Comprimento da Contração	L_c	0,225	m
Área de Entrada	A_1	0,0339	m ²
Área de Saída	A_2	0,0079	m ²
Diâmetro Hidráulico de Entrada	D_{h1}	0,1835	m
Diâmetro Hidráulico de Saída	D_{h2}	0,0878	m
Rugosidade Absoluta	Δ	0,000005	m
Massa Volúmica do Ar	ρ_{ar}	1,192	kg/m ³
Viscosidade Dinâmica do Ar	μ	1,83E-05	kg/(ms)
Resultados			
Velocidade de Saída	v_2	35,14	m/s
Velocidade Média	$v_{média}$	21,66	m/s
Diâmetro Hidráulico Médio	$D_{h,médio}$	0,1356	m
Número de Reynolds Médio	$Re_{médio}$	191365	-
Fator de Atrito de Darcy	f_c	0,0160	-
Coefficiente de Perda	K_c	0,0013	-
Perda de Pressão	ΔP_c	9,92	Pa

Apêndice B

Este apêndice consolida as tabelas de cálculo utilizadas para a determinação das forças de arrasto e dos respectivos coeficientes de arrasto para todos os ângulos de ataque ensaiados, no intervalo de -25° a $+25^\circ$. O objetivo é centralizar estes dados num único local para facilitar a consulta. A metodologia de análise e os procedimentos de cálculo que deram origem a estas tabelas encontram-se detalhados no capítulo 5.5.

Tabela 22 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -5°

-5°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	16,36 ± 0,59	1,0025	-0,0025	-0,0491	-0,7879
-0,025	16,45 ± 0,59	1,0080	-0,0080	-0,1606	-2,5748
-0,020	16,40 ± 0,59	1,0049	-0,0049	-0,0985	-1,5796
-0,015	15,98 ± 0,58	0,9792	0,0208	0,4080	6,5416
-0,010	14,57 ± 0,54	0,8928	0,1072	1,9146	30,6990
-0,005	15,17 ± 0,56	0,9295	0,0705	1,3100	21,0044
0,000	15,01 ± 0,55	0,9197	0,0803	1,4765	23,6744
0,005	15,57 ± 0,57	0,9540	0,0460	0,8769	14,0597
0,010	16,35 ± 0,59	1,0018	-0,0018	-0,0368	-0,5906
0,015	16,41 ± 0,59	1,0055	-0,0055	-0,1109	-1,7782
0,020	16,20 ± 0,59	0,9926	0,0074	0,1460	2,3406
0,025	16,26 ± 0,59	0,9963	0,0037	0,0733	1,1746
0,030	16,47 ± 0,59	1,0092	-0,0092	-0,1855	-2,9745
C_A	0,0284				
F_d	0,4554				

Tabela 23 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 5°

5°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$(1 - \frac{v}{V\infty})$	$(\frac{2}{c})(\frac{v}{V\infty})(1 - \frac{v}{V\infty})$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	16,36 ± 0,59	1,0025	-0,0025	-0,0491	-0,7879
-0,025	16,33 ± 0,59	1,0006	-0,0006	-0,0123	-0,1966
-0,020	16,44 ± 0,59	1,0074	-0,0074	-0,1481	-2,3753
-0,015	16,31 ± 0,59	0,9994	0,0006	0,0122	0,1964
-0,010	16,19 ± 0,59	0,9920	0,0080	0,1580	2,5341
-0,005	16,29 ± 0,59	0,9982	0,0018	0,0367	0,5884
0,000	16,00 ± 0,58	0,9804	0,0196	0,3845	6,1645
0,005	15,99 ± 0,58	0,9798	0,0202	0,3962	6,3531
0,010	16,31 ± 0,59	0,9994	0,0006	0,0122	0,1964
0,015	16,43 ± 0,59	1,0067	-0,0067	-0,1357	-2,1760
0,020	16,25 ± 0,59	0,9957	0,0043	0,0854	1,3696
0,025	16,30 ± 0,59	0,9988	0,0012	0,0245	0,3925
0,030	16,43 ± 0,59	1,0067	-0,0067	-0,1357	-2,1760
C_A	0,0036				
F_d	0,0578				

Tabela 24 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -10°

-10°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$(1 - \frac{v}{V\infty})$	$(\frac{2}{c})(\frac{v}{V\infty})(1 - \frac{v}{V\infty})$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	16,48 ± 0,59	1,0098	-0,0098	-0,1980	-3,1747
-0,025	16,40 ± 0,59	1,0049	-0,0049	-0,0985	-1,5796
-0,020	15,40 ± 0,56	0,9436	0,0564	1,0639	17,0583
-0,015	14,39 ± 0,53	0,8817	0,1183	2,0855	33,4383
-0,010	15,94 ± 0,58	0,9767	0,0233	0,4548	7,2929
-0,005	16,17 ± 0,59	0,9908	0,0092	0,1821	2,9203
0,000	14,96 ± 0,55	0,9167	0,0833	1,5278	24,4961
0,005	15,71 ± 0,57	0,9626	0,0374	0,7196	11,5381
0,010	16,07 ± 0,58	0,9847	0,0153	0,3017	4,8371
0,015	15,17 ± 0,56	0,9295	0,0705	1,3100	21,0044
0,020	16,30 ± 0,59	0,9988	0,0012	0,0245	0,3925
0,025	16,38 ± 0,59	1,0037	-0,0037	-0,0738	-1,1833
0,030	16,53 ± 0,60	1,0129	-0,0129	-0,2607	-4,1794
C_A	0,0363				
F_d	0,5827				

Tabela 25 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 10°

10°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	16,57 ± 0,60	1,0153	-0,0153	-0,3111	-4,9876
-0,025	16,56 ± 0,60	1,0147	-0,0147	-0,2984	-4,7852
-0,020	16,32 ± 0,59	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000
-0,015	16,30 ± 0,59	0,9988	0,0012	0,0245	0,3925
-0,010	16,39 ± 0,59	1,0043	-0,0043	-0,0862	-1,3813
-0,005	16,38 ± 0,59	1,0037	-0,0037	-0,0738	-1,1833
0,000	15,97 ± 0,58	0,9786	0,0214	0,4197	6,7298
0,005	15,85 ± 0,58	0,9712	0,0288	0,5594	8,9692
0,010	14,49 ± 0,53	0,8879	0,1121	1,9912	31,9261
0,015	16,10 ± 0,58	0,9865	0,0135	0,2660	4,2646
0,020	16,36 ± 0,59	1,0025	-0,0025	-0,0491	-0,7879
0,025	16,37 ± 0,59	1,0031	-0,0031	-0,0615	-0,9855
0,030	16,45 ± 0,59	1,0080	-0,0080	-0,1606	-2,5748
C_A	0,0123				
F_d	0,1969				

Tabela 26 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -15°

-15°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	16,52 ± 0,60	1,0123	-0,0123	-0,2481	-3,9780
-0,025	14,20 ± 0,53	0,8701	0,1299	2,2605	36,2452
-0,020	13,70 ± 0,51	0,8395	0,1605	2,6953	43,2164
-0,015	13,94 ± 0,52	0,8542	0,1458	2,4913	39,9453
-0,010	14,99 ± 0,55	0,9185	0,0815	1,4971	24,0038
-0,005	15,93 ± 0,58	0,9761	0,0239	0,4665	7,4801
0,000	12,08 ± 0,46	0,7402	0,2598	3,8461	61,6679
0,005	12,43 ± 0,47	0,7616	0,2384	3,6309	58,2167
0,010	13,92 ± 0,52	0,8529	0,1471	2,5087	40,2232
0,015	11,87 ± 0,46	0,7273	0,2727	3,9664	63,5971
0,020	15,09 ± 0,55	0,9246	0,0754	1,3937	22,3471
0,025	16,63 ± 0,60	1,0190	-0,0190	-0,3871	-6,2070
0,030	16,46 ± 0,59	1,0086	-0,0086	-0,1730	-2,7745
C_A	0,1208				
F_d	1,9368				

Tabela 27 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 15°

15°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	16,50 ± 0,60	1,0110	-0,0110	-0,2230	-3,5759
-0,025	16,69 ± 0,60	1,0227	-0,0227	-0,4637	-7,4351
-0,020	16,20 ± 0,59	0,9926	0,0074	0,1460	2,3406
-0,015	16,28 ± 0,59	0,9975	0,0025	0,0489	0,7840
-0,010	14,89 ± 0,55	0,9124	0,0876	1,5989	25,6364
-0,005	13,00 ± 0,49	0,7966	0,2034	3,2409	51,9646
0,000	12,29 ± 0,47	0,7531	0,2469	3,7192	59,6326
0,005	11,98 ± 0,46	0,7341	0,2659	3,9042	62,5998
0,010	15,25 ± 0,56	0,9344	0,0656	1,2253	19,6463
0,015	14,75 ± 0,54	0,9038	0,0962	1,7389	27,8816
0,020	14,58 ± 0,54	0,8934	0,1066	1,9050	30,5445
0,025	16,43 ± 0,59	1,0067	-0,0067	-0,1357	-2,1760
0,030	16,60 ± 0,60	1,0172	-0,0172	-0,3490	-5,5962
C_A	0,0832				
F_d	1,3342				

Tabela 28 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -20°

-20°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	14,91 ± 0,55	0,9136	0,0864	1,5787	25,3118
-0,025	13,65 ± 0,51	0,8364	0,1636	2,7367	43,8804
-0,020	12,01 ± 0,46	0,7359	0,2641	3,8870	62,3228
-0,015	11,87 ± 0,46	0,7273	0,2727	3,9664	63,5971
-0,010	12,74 ± 0,48	0,7806	0,2194	3,4249	54,9135
-0,005	10,68 ± 0,42	0,6544	0,3456	4,5231	72,5232
0,000	10,44 ± 0,41	0,6397	0,3603	4,6096	73,9102
0,005	10,70 ± 0,42	0,6556	0,3444	4,5155	72,4013
0,010	12,58 ± 0,48	0,7708	0,2292	3,5330	56,6472
0,015	12,23 ± 0,47	0,7494	0,2506	3,7561	60,2249
0,020	14,25 ± 0,53	0,8732	0,1268	2,2150	35,5150
0,025	16,69 ± 0,60	1,0227	-0,0227	-0,4637	-7,4351
0,030	16,01 ± 0,58	0,9810	0,0190	0,3727	5,9756
C_A	0,1884				
F_d	3,0207				

Tabela 29 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 20°

20°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	15,81 ± 0,57	0,9688	0,0313	0,6055	9,7080
-0,025	16,48 ± 0,59	1,0098	-0,0098	-0,1980	-3,1747
-0,020	13,44 ± 0,50	0,8235	0,1765	2,9066	46,6035
-0,015	14,10 ± 0,52	0,8640	0,1360	2,3505	37,6876
-0,010	13,65 ± 0,51	0,8364	0,1636	2,7367	43,8804
-0,005	11,68 ± 0,45	0,7157	0,2843	4,0696	65,2510
0,000	10,29 ± 0,41	0,6305	0,3695	4,6593	74,7066
0,005	10,73 ± 0,42	0,6575	0,3425	4,5040	72,2168
0,010	12,22 ± 0,47	0,7488	0,2512	3,7622	60,3228
0,015	12,89 ± 0,49	0,7898	0,2102	3,3200	53,2321
0,020	13,38 ± 0,50	0,8199	0,1801	2,9539	47,3620
0,025	15,21 ± 0,56	0,9320	0,0680	1,2678	20,3273
0,030	16,72 ± 0,60	1,0245	-0,0245	-0,5022	-8,0524
C_A	0,1619				
F_d	2,5962				

Tabela 30 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de -25°

-25°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	10,70 ± 0,42	0,6556	0,3444	4,5155	72,4013
-0,025	12,34 ± 0,47	0,7561	0,2439	3,6880	59,1323
-0,020	9,07 ± 0,37	0,5558	0,4442	4,9378	79,1720
-0,015	10,73 ± 0,42	0,6575	0,3425	4,5040	72,2168
-0,010	13,50 ± 0,51	0,8272	0,1728	2,8587	45,8363
-0,005	10,40 ± 0,41	0,6373	0,3627	4,6232	74,1279
0,000	10,10 ± 0,40	0,6189	0,3811	4,7174	75,6377
0,005	9,23 ± 0,38	0,5656	0,4344	4,9140	78,7906
0,010	9,94 ± 0,40	0,6091	0,3909	4,7621	76,3543
0,015	10,98 ± 0,43	0,6728	0,3272	4,4028	70,5944
0,020	13,83 ± 0,51	0,8474	0,1526	2,5859	41,4618
0,025	16,99 ± 0,61	1,0411	-0,0411	-0,8548	-13,7055
0,030	16,56 ± 0,60	1,0147	-0,0147	-0,2984	-4,7852
C_A	0,2162				
F_d	3,4671				

Tabela 31 - Cálculo da força e coeficiente de arrasto para ângulo de 25°

25°					
$y(m)$	$v(y)$	$\frac{v}{V\infty}$	$\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\left(\frac{2}{c}\right)\left(\frac{v}{V\infty}\right)\left(1 - \frac{v}{V\infty}\right)$	$\rho v(y)(V\infty - v(y))$
-0,030	16,46 ± 0,59	1,0086	-0,0086	-0,1730	-2,7745
-0,025	17,33 ± 0,62	1,0619	-0,0619	-1,3143	-21,0740
-0,020	13,91 ± 0,52	0,8523	0,1477	2,5173	40,3618
-0,015	14,88 ± 0,55	0,9118	0,0882	1,6090	25,7983
-0,010	14,82 ± 0,54	0,9081	0,0919	1,6693	26,7649
-0,005	10,43 ± 0,41	0,6391	0,3609	4,6131	73,9650
0,000	8,98 ± 0,37	0,5502	0,4498	4,9495	79,3595
0,005	8,99 ± 0,37	0,5509	0,4491	4,9483	79,3396
0,010	8,84 ± 0,37	0,5417	0,4583	4,9653	79,6123
0,015	8,79 ± 0,36	0,5386	0,4614	4,9702	79,6912
0,020	9,01 ± 0,37	0,5521	0,4479	4,9457	79,2992
0,025	11,00 ± 0,43	0,6740	0,3260	4,3943	70,4581
0,030	15,40 ± 0,56	0,9436	0,0564	1,0639	17,0583
C_A	0,1936				
F_d	3,1036				