



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AEROESPACIAL

PEDRO GONÇALVES VIEGAS

ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS COEFICIENTES AERODINÂMICOS DE
CILINDROS EM ARRANJOS ISOLADOS E EM *TANDEM* COM DISPOSITIVOS
DE CONTROLE PASSIVO

Joinville

2024

PEDRO GONÇALVES VIEGAS

ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS COEFICIENTES AERODINÂMICOS DE
CILINDROS EM ARRANJOS ISOLADOS E EM TANDEM COM DISPOSITIVOS
DE CONTROLE PASSIVO

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel em
Engenharia Aeroespacial do Centro
Tecnológico de Joinville da Universidade
Federal de Santa Catarina.

Orientador: Prof. Filipe Dutra da Silva

Joinville

2024

PEDRO GONÇALVES VIEGAS

ANÁLISE EXPERIMENTAL DOS COEFICIENTES AERODINÂMICOS DE
CILINDROS EM ARRANJOS ISOLADOS E EM TANDEM COM DISPOSITIVOS
DE CONTROLE PASSIVO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Aeroespacial, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 11 de dezembro de 2024.

Banca Examinadora:

Orientador: Prof. Filipe Dutra da Silva
Orientador
Presidente

Prof. Rafael Gigena Cuenca
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Juan Pablo de Lima Costa Salazar
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

“Eu falhei vezes e mais vezes e mais vezes em minha vida, e é por isso que eu consegui.” — Michael Jordan, 1997.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por me abençoar com força e perseverança ao longo dos anos da graduação.

Aos meus pais, pelo amor incondicional e apoio financeiro que me permitiram seguir meus estudos e perseguir meus sonhos, sou profundamente grato. Sem vocês, esta conquista não seria possível.

Agradeço ao Prof. Filipe Dutra da Silva pela oportunidade de fazer parte do Laboratório de Interação Fluido-Estrutura (LIFE), que sempre foi meu primeiro objetivo ao entrar na faculdade. Sua orientação e confiança me deram o suporte necessário para realizar este trabalho com dedicação. Também agradeço ao LIFE do Campus Joinville por fornecer a infraestrutura necessária para a realização dos experimentos deste trabalho no túnel de vento.

Aos meus familiares, em especial à minha madrinha e aos meus tios, que sempre estiveram ao meu lado, oferecendo um apoio emocional essencial, meu mais sincero agradecimento.

Agradeço também aos meus colegas do laboratório, Matheus Simon e Breno Tumelero, que estiveram ao meu lado nas medições e compartilharam comigo seus conhecimentos e experiências.

Por fim, agradeço a todos que, de alguma forma, contribuíram para que esta jornada fosse mais significativa e gratificante.

RESUMO

Este estudo apresenta uma análise experimental do escoamento ao redor de cilindros em configurações isoladas e em *tandem*, com o objetivo de avaliar dispositivos de controle passivo para redução de arrasto. Foram utilizados cilindros de 150 mm de diâmetro e 600 mm de comprimento, feitos de policloreto de vinila (PVC), testados em um túnel de vento no Laboratório de Interação Fluido-Estrutura (LIFE) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Para as configurações isoladas e em *tandem*, dispositivos de controle passivo como técnicas de *tripping* e *splitter plates* foram aplicados, sendo este último incluindo versões com bordos de fuga com e sem serrilhados, como dispositivos de controle do desprendimento de vórtices. As medições foram realizadas para obter os coeficientes de arrasto e de pressão nas diferentes configurações. O experimento foi conduzido com uma velocidade de escoamento de até 8 m/s, resultando em um número de Reynolds de 8×10^4 . A caracterização inicial do escoamento no túnel de vento incluiu perfis de velocidade e intensidade de turbulência, obtidos por anemometria de fio quente. Medições de forças foram realizadas utilizando uma balança de força de seis eixos, e os coeficientes de arrasto e de pressão foram calculados com base nas configurações com e sem as *splitter plates*. Os resultados foram comparados com estudos semelhantes da literatura, e as implicações para a redução de arrasto em diferentes regimes de escoamento são discutidas.

Palavras-chave: aerodinâmica; túnel de vento; cilindro; splitter plate

ABSTRACT

This study presents an experimental analysis of the flow around cylinders in isolated and tandem configurations, aiming to evaluate passive control devices for drag reduction. Cylinders with a diameter of 150 mm and a length of 600 mm, made of polyvinyl chloride (PVC), were tested in a wind tunnel at the Fluid-Structure Interaction Laboratory (LIFE) of the Federal University of Santa Catarina (UFSC). For both isolated and tandem configurations, passive control devices such as boundary layer tripping techniques and splitter plates were applied, the latter including versions with serrated and non-serrated trailing edges as vortex shedding control devices. Measurements were performed to obtain the drag and pressure coefficients for the different configurations. The experiment was conducted with a flow velocity of up to 8 m/s, resulting in a Reynolds number of 8×10^4 . The initial characterization of the flow in the wind tunnel included velocity profiles and turbulence intensity, obtained using hot-wire anemometry. Force measurements were performed using a six-axis force balance, and the drag and pressure coefficients were calculated based on the configurations with and without splitter plates. The results were compared with similar studies from the literature, and the implications for drag reduction in different flow regimes are discussed.

Keywords: aerodynamics; wind tunnel; cylinder; splitter plate

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - escoamento não-viscoso e viscoso	15
Figura 2 - (a) laminar, $Re = 1150$ (b) turbulento, $Re = 2520$	17
Figura 3 - Esquema de uma camada-limite	18
Figura 4 - Crescimento da camada limite em uma placa plana	19
Figura 5 - Gradientes de Pressão Favorável e Adverso	20
Figura 6 - Efeito da turbulência na separação	21
Figura 7 - Diferentes regiões de escoamento ao redor de um cilindro bidimensional	24
Figura 8 - Regiões de transição para escoamento turbulento	25
Figura 9 - Escoamento ao redor de cilindro bidimensional em função de Re	25
Figura 10 - Vórtices de Von Kármán com o aumento do número de Reynolds	26
Figura 11 - Convenção para posição angular ao redor de um cilindro	29
Figura 12 - Coeficiente de pressão sobre cilindros	30
Figura 13 - Configuração de cilindros arranjados em <i>tandem</i>	32
Figura 14 - Classificação de padrões de escoamento	33
Figura 15 - C_D em função de L/D na configuração em tandem	34
Figura 16 - C_p em função de L/D ; cilindro frontal à esquerda e traseiro à direita	36
Figura 17 - <i>Splitter plate</i> posta a jusante do cilindro	38
Figura 18- Distribuição de pressão ao longo da linha de centro da esteira	39
Figura 19 - Cilindro circular com <i>splitter plates</i> : C_D vs L/D	40
Figura 20 - Splitter plates em diferentes comprimentos, $Re = 100$	40
Figura 21 - Splitter plates nos cilindros a montante e a jusante	41
Figura 22 - Coeficiente de pressão C_p vs variação angular θ - S.Plate 1D	42
Figura 23 - Coeficiente de pressão C_p vs variação angular θ - S.Plate 2D	43
Figura 24: Layout de túnel soprador	45
Figura 25 - Túnel de vento de circuito fechado	46
Figura 26- Componentes de um túnel de vento aberto	46
Figura 27 - Esquemático de uma seção hexagonal honeycomb	48
Figura 28 - Sonda de fio quente unidimensional	50

Figura 29 - Balança aerodinâmica de 6 eixos	51
Figura 30 - Efeito de bloqueio em uma seção de testes fechada	52
Figura 31 - Túnel de Vento de Circuito Aberto (LIFE - UFSC)	55
Figura 32 - Seção de ensaios do túnel de vento (LIFE - UFSC)	56
Figura 33 - Balança aerodinâmica	57
Figura 34 - Transmissor de Umidade e Temperatura	57
Figura 35 - Sistema de medição de anemometria	58
Figura 36 - Sonda de fio quente unidimensional	59
Figura 37 - Suporte da sonda de fio quente 55P11	59
Figura 38 - Probe Holder	60
Figura 39 - Sonda de Temperatura CTA	61
Figura 40 - Calibrador Automático CTA	61
Figura 41 - Módulo de Controle CTA	62
Figura 42 - <i>Traverse System</i>	63
Figura 43 - <i>Scanivalve</i> DSA3217	64
Figura 44 - Cilindro de PVC	64
Figura 45 - Montagem do cilindro na seção de testes	67
Figura 46 - Slot de condicionamento	67
Figura 47 - Honeycomb inserida no túnel	67
Figura 48 - Primeira tela inserida no túnel	68
Figura 49 - Placa metálica perfurada	69
Figura 50 - Conjunto de telas e placa metálica instalados no túnel de vento	69
Figura 51 - <i>Probe Holder</i> e suporte da sonda sobre a Unidade de Calibração	70
Figura 52- Fixação do cilindro e disco superior ao eixo de metalon	74
Figura 53 - Cilindros com técnicas de <i>tripping</i>	75
Figura 54 - Configuração de medição da esteira com cilindro isolado	75
Figura 55 - Cilindro isolado em um ensaio aerodinâmico	76
Figura 56 - Configuração de medição em <i>tandem</i>	76
Figura 57 - Cilindros em <i>tandem</i> em um ensaio aerodinâmico	77
Figura 58 - Placas de papelão, de acrílico e as luvas montadas no cilindro	78
Figura 59 - Placas 1D e 2D e instalação no túnel de vento	79
Figura 60 - Processo de corte a laser das chapas de papelão	80
Figura 61 - Casos de placas serrilhadas e onduladas e sua instalação no túnel de vento	81

Figura 62 - Conexões dos tubos flexíveis ao scanner e ao cilindro	83
Figura 63 - Identificação das tomadas de pressão ao redor do cilindro	84
Figura 64 - Diferentes configurações de condicionadores de escoamento testadas	87
Figura 65 - Adição de placa perfurada, tela honeycomb e cinco telas	87
Figura 66 - C_p médio de cilindro isolado e adição de placas 1D	96
Figura 67 - C_p médio de cilindro isolado e adição de placas 2D	96
Figura 68 - C_p médio de cilindros em tandem e adição de placas 1D	101
Figura 69 - C_p médio de cilindros em tandem e adição de placas 2D	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características geométricas do cilindro.	65
Tabela 2 - Razão dos coeficientes de pressão vs ângulo circunferencial do cilindro...	85
Tabela 3 - Medições de arrasto para cilindro isolado liso vs cilindro com <i>tripping</i> ($Re = 80000$).....	89
Tabela 4 - Splitter plates avaliadas com bordo de fuga serrilhado	90
Tabela 5 - Splitter plates avaliadas com bordo de fuga ondulado	90
Tabela 6 - Medições de arrasto de placas retangular e borda traseira serrilhada ($Re = 80000$)...	91
Tabela 7 - Medições de arrasto de placas retangular e borda traseira ondulada ($Re = 80000$)...	92
Tabela 8 - Medições de arrasto para cilindros em tandem ($Re = 80000$).....	98
Tabela 9 - Medições de arrasto de cilindros em tandem, na presença e ausência de splitter plates ($Re = 80000$).	99

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LIFE	Laboratório de Interação Fluido-Estrutura
CFD	Computational Fluid Dynamics

LISTA DE SÍMBOLOS

H	Altura do cilindro
θ	Ângulo em torno do cilindro medido a partir do ponto de estagnação
A	Área de referência
Γ	Circulação
C_D	Coefficiente de arrasto
C_P	Coefficiente de pressão
L	Comprimento da splitter plate
ρ	Densidade do fluido
D	Diâmetro do cilindro
F_D	Força de arrasto
F_L	Força de sustentação
M	Número de Mach
Re	Número de Reynolds
Re_x	Número de Reynolds local baseado na posição x ao longo da superfície
St	Número de Strouhal
P_∞	Pressão de referência
P	Pressão local
AR	Razão de Aspecto

V Velocidade do escoamento livre

μ Viscosidade dinâmica do fluido

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	10
1.1	OBJETIVOS	13
1.1.1.	Objetivos gerais	13
1.1.2.	Objetivos Específicos	13
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1.	INTRODUÇÃO AO ESCOAMENTO AO REDOR DOS CILINDROS	14
2.1.1.	Viscosidade	14
2.1.2	Fluidos viscosos e invíscidos	14
2.1.3.	Número de Reynolds	15
2.1.4.	Escoamento Laminar e Turbulento	16
2.1.5.	Escoamentos Compressíveis e Incompressíveis	17
2.1.6.	Camada-Limite	17
2.1.7.	Gradientes de pressão no escoamento de camada-limite	19
2.1.8.	Arrasto e Sustentação	22
2.2.	ESCOAMENTO AO REDOR DE CILINDROS ISOLADOS	23
2.2.1.	Escoamento ao Redor de Cilindros de Altura Infinita	23
2.2.2.	Vórtices de Von Kármán	26
2.2.3.	Número de Strouhal	27
2.2.4.	Coeficiente de Arrasto de Cilindros Isolados	28
2.2.5.	Coeficiente de Pressão de Cilindros Isolados	29
2.3.	ESCOAMENTO AO REDOR DE CILINDROS EM <i>TANDEM</i>	31
2.3.1.	Configuração do Escoamento ao Redor de Cilindros em Tandem	31
2.3.2.	Escoamento ao Redor de Cilindros de Altura Infinita	32
2.3.3.	Coeficiente de Arrasto de Dois Cilindros em Tandem	34
2.3.4.	Coeficiente de Pressão de Dois Cilindros em Tandem	35

2.4.	DISPOSITIVOS DE CONTROLE PASSIVO	37
2.4.1.	Conceito e Funcionamento das Splitter Plates	37
2.4.2.	Efeito de Splitter Plate em Cilindros Isolados	38
2.4.3.	Efeito de Splitter Plate em Dois Cilindros em Tandem	41
2.4.3.1.	Efeito de Splitter Plate com $L = 1D$	41
2.4.3.2.	Efeito de Splitter Plate com $L = 2D$	43
2.5.	TÚNEIS DE VENTO	44
2.5.1.	Tipos de Túneis de Vento	44
2.5.2.	Componentes de um Túnel de Vento Aberto	46
2.5.3.	Telas de Retificação e Telas Honeycomb	48
2.5.4.	Medições de Velocidade no Escoamento	49
2.5.5.	Medições de Forças Aerodinâmicas	50
2.5.6.	Efeito de Bloqueio	51
3.	METODOLOGIA	55
3.1	CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL	55
3.1.1.	Túnel de Vento	55
3.1.2	Balança Aerodinâmica	56
3.1.3.	Transmissor de Umidade e Temperatura	57
3.1.4.	Anemometria de Fio Quente	58
3.1.4.1.	Sondas de Fio	58
3.1.4.2.	Suporte da Sonda de Fio Quente	59
3.1.4.3.	Fixador do suporte da sonda (<i>Probe Holder</i>)	60
3.1.4.4.	Sonda de Temperatura CTA	60
3.1.4.5.	Unidade de Calibração Automática CTA	61
3.1.4.6.	Sistema CTA <i>Streamline Pro</i>	62
3.1.4.7.	Sistema de Deslocamento (<i>Traverse System</i>)	63
3.1.4.8.	Transdutor de Pressão	63
3.2.	O MODELO	64
3.2.1.	Modelagem Geométrica do modelo de ensaio	64
3.3.	PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	66
3.3.1.	Construção de Telas e Honeycomb	66

3.3.2.	Calibração do Sistema CTA <i>Streamline Pro</i> - Sensor de Sonda de Fio 1D	69
3.3.3.	Mapeamento do Perfil de Velocidade com o <i>Traverse System</i>	70
3.3.4.	Características do Escoamento	71
3.3.5.	Instalação dos cilindros no túnel de vento	72
3.3.6.	Configuração Experimental dos Cilindros: Arranjos Isolados e em Tandem	75
3.3.7.	Construção das Splitter Plates	77
3.3.8.	Construção de Diferentes Geometrias de Splitter Plates	79
3.3.9.	Procedimento de Medição com Balança Aerodinâmica	81
3.3.10.	Procedimento de Obtenção do Coeficiente de Arrasto	82
3.3.11.	Procedimento de Medição da Pressão	82
3.3.12.	Procedimento de Obtenção do Coeficiente de Pressão	85
4.	RESULTADOS	86
4.1.	Caracterização do Escoamento	86
4.2.	CILINDRO ISOLADO	88
4.2.1.	Efeitos de Splitter Plate no Coeficiente de Arrasto	88
4.2.2.	Efeitos de Splitter Plates L=1D no Coeficiente de Pressão	92
4.2.3.	Efeitos de Splitter Plates L=2D no Coeficiente de Pressão	95
4.3.	CILINDROS EM TANDEM	97
4.3.1.	Efeitos de Splitter Plate no Coeficiente de Arrasto	97
4.3.2.	Efeitos de Splitter Plate L = 1D no Coeficiente de Pressão	100
4.3.3.	Efeitos de Splitter Plate L = 2D no Coeficiente de Pressão	102
5.	CONCLUSÕES	106
	REFERÊNCIAS	108

1.INTRODUÇÃO

A aerodinâmica de cilindros isolados e em arranjos em tandem é um campo de estudo que busca avaliar os efeitos de forças aerodinâmicas em estruturas submetidas ao escoamento de ar. A presença de vórtices e a separação da camada-limite são responsáveis por alterações significativas nos coeficientes de arrasto e sustentação, ao afetar diretamente a eficiência de sistemas como, pontes, edifícios, aeronaves e veículos aeroespaciais (Bearman, 1984; Williamson, 1996).

Uma das principais missões desse campo de estudo é a redução dos efeitos indesejáveis do escoamento, como o aumento do arrasto e as forças oscilatórias que podem comprometer a estabilidade de estruturas. A utilização de dispositivos de controle passivo visa amortecer essas flutuações aerodinâmicas e, conseqüentemente, minimizar os impactos negativos causados pela formação de vórtices (Choi; Lee, 2000).

Desde o século I a.C., a interação entre o escoamento de ar e superfícies sólidas tem sido objeto de interesse, principalmente nas áreas de arquitetura e engenharia. Romanos utilizavam colunas cilíndricas em suas construções, aproveitando suas propriedades aerodinâmicas para melhorar a estabilidade das estruturas diante de ventos fortes. Essas colunas permitiam não apenas a sustentação de grandes edifícios, mas também a atenuação dos efeitos dos ventos, que poderiam comprometer a integridade das construções (Adam, 1994).

Ao longo dos séculos, o estudo da aerodinâmica evoluiu de práticas empíricas para abordagens científicas sistematizadas. Durante a Idade Média, construtores de catedrais góticas, como Notre-Dame de Paris, empregavam elementos arquitetônicos como arcobotantes para distribuir cargas e melhorar a estabilidade estrutural frente aos ventos. Essas soluções eram baseadas em observações práticas, sem uma compreensão teórica formal dos fenômenos aerodinâmicos (Adam, 1994).

Com o advento da Revolução Industrial nos séculos XVIII e XIX, houve um avanço significativo na mecânica dos fluidos. A necessidade de otimizar o design de chaminés, torres de resfriamento e outras estruturas cilíndricas tornou-se evidente, à medida que as indústrias buscavam aumentar a eficiência e a segurança de suas operações (Blevins, 1990).

O artigo apresentado pelo físico alemão Ludwig Prandtl, em 1904, sobre camada-limite e dinâmica dos fluidos, fornece uma compreensão dos fenômenos de separação de escoamento e formação de vórtices sobre uma superfície sólida. Prandtl introduziu ainda os conceitos de camada-limite laminar e turbulenta, os quais foram a base para entender como o escoamento interage com os cilindros (Fox; McDonald; Pritchard, 2006).

Wieselsberger (1921), Fage e Falkner (1931) e Roshko (1961) começaram a investigar sistematicamente o escoamento ao redor de corpos de cilindros isolados, estabelecendo fundamentos teóricos que permitiram a aplicação desses conhecimentos em projetos de engenharia, como pontes e edifícios, para otimizar a resistência ao vento e a estabilidade estrutural. No século XX, a ascensão da aviação impulsionou ainda mais a análise aerodinâmica deste sólido geométrico.

A partir da década de 1980, começaram a surgir trabalhos científicos importantes sobre escoamentos em cilindros dispostos em *tandem* (Zdravkovich, 1980). Outro trabalho relevante foi o de Igarashi (1981), o qual representou um salto significativo na compreensão das interações de escoamento entre cilindros em *tandem*, que até nos dias atuais se busca elucidar os intrincados problemas do escoamento diante desta configuração, como a formação de vórtices e a distribuição de pressão ao redor dos cilindros.

O comportamento do escoamento turbulento em torno de cilindros, montados verticalmente em uma parede plana, é um caso de uma problemática de escoamento tridimensional que ocorre em várias aplicações técnicas. Esse tipo de escoamento é pertinente, por exemplo, na erosão local ao redor de pilares de pontes, onde a interação entre a camada-limite bidimensional de aproximação e o gradiente de pressão adverso criado pelo cilindro resulta em uma dinâmica de escoamento de complexidade elevada (Dargahi 1989).

A relevância deste estudo encontra-se também em outras aplicações práticas. Na indústria naval, a otimização do design de mastros e outras estruturas cilíndricas de embarcações são relevantes para reduzir o arrasto e melhorar a eficiência energética. A resistência ao escoamento de fluidos ao redor dessas estruturas pode impactar diretamente o consumo de combustível e, conseqüentemente, os custos operacionais. Reduzir o arrasto em embarcações pode resultar em economias substanciais ao longo do tempo, melhorando a competitividade e sustentabilidade das operações marítimas (Simiu; Scanlan, 1996).

Na energia eólica, as Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV) são um problema comum em estruturas cilíndricas, onde as torres cilíndricas estão sujeitas a flutuações de pressão causadas pela velocidade do vento e que podem sofrer danos por fadiga ao longo do tempo. A abordagem detalhada das oscilações induzidas por vórtices em torres de turbinas eólicas destaca os desafios na modelagem e previsão dessas vibrações. Esses estudos são úteis para entender como o escoamento de ar ao redor de cilindros impacta a estabilidade e a longevidade das torres eólicas (Livanos, 2018).

Na aeronáutica, o ruído de airframe é um dos principais tipos de ruído emitidos pelas aeronaves durante as fases de pouso e decolagem, quando os motores operam em regimes de potência reduzida e máxima, respectivamente, e os componentes aerodinâmicos, como flaps, slats e trens de pouso, estão completamente estendidos (Dobrzynski, 2010). Esse tipo de ruído é gerado pela separação turbulenta do escoamento ao redor dessas superfícies e pela interação da esteira de turbulência com outras partes da aeronave, cujas técnicas de mitigação do ruído, como o uso de chevrons em motores e dispositivos passivos em superfícies aerodinâmicas, têm sido aplicadas na tentativa de diminuição do ruído e do arrasto (Ruijgrok, 1993).

Sendo assim, para modelar e compreender o comportamento aerodinâmico de estruturas cilíndricas, pesquisadores e engenheiros têm utilizado análises numéricas em CFD e análises experimentais, incluindo a presença de dispositivos de controle passivo. Dispositivos de controle passivo, como as splitter plates, têm sido determinantes na redução dos coeficientes aerodinâmicos, sobretudo do arrasto, em cilindros isolados e em arranjos tandem (Sikdar; Dash; Sinhamahapatra, 2023).

Além disso, técnicas de transição forçada, como o uso de fios de perturbação (*trip wires*), têm se mostrado eficazes na manipulação do escoamento ao redor de corpos rombudos. Igarashi (1986) também destacou como os *trip wires* podem induzir a transição da camada limite de laminar para turbulenta, alterando o ponto de separação do escoamento, o que pode levar a uma redução do arrasto.

Nesse contexto, o objetivo deste trabalho é dar continuidade às investigações realizadas por Qiu et al. (2014) e Cardoso e Da Silva (2023), documentando as características do campo de velocidade e dos coeficientes aerodinâmicos em cilindros, em arranjos isolados e em tandem, em baixos números de Reynolds com a inclusão de dispositivos de controle passivo.

Qiu et al. (2014) realizaram experimentos em túnel de vento para investigar cilindros com diferentes configurações de placas divisoras (*splitter plates*) em Reynolds subcríticos e supercríticos ($6,9 \times 10^4 < Re < 8,28 \times 10^5$), verificando que placas frontais induzem a transição prematura da camada de cisalhamento separada para o regime turbulento, enquanto placas na esteira eliminam a formação de vórtices. Esses resultados destacam a eficácia das *splitter plates* na estabilização do escoamento e na redução de forças oscilatórias.

Por sua vez, Cardoso e Da Silva (2023) utilizaram simulações numéricas no OpenFOAM para investigar configurações de *splitter plates* em cilindros em *tandem*. As simulações revelaram que *splitter plates* otimizadas reduziram o ruído acústico em até 60 dB/Hz e diminuíram a interação de vórtices entre os cilindros, levando à redução do arrasto e maior estabilidade no campo de pressão.

Apesar dos avanços, há uma lacuna na literatura quanto à análise de cilindros em arranjos tandem com geometrias variadas de placas divisoras em baixos números de Reynolds. Este trabalho pretende abordar essa lacuna, ao avaliar a distribuição de pressão e os coeficientes aerodinâmicos, assim como a eficácia de placas divisoras com diferentes geometrias na redução do arrasto.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos gerais

Caracterizar as forças aerodinâmicas e os coeficientes de arrasto e pressão em cilindros isolados e em *tandem*, com a inclusão de dispositivos de controle passivo, por meio de medições experimentais em um túnel de vento de baixa velocidade.

1.1.2 Objetivos específicos

- Realizar um projeto de telas para uniformizar o escoamento em um túnel de vento de baixa velocidade
- Caracterizar o campo de velocidades na seção de testes, na saída do túnel e na esteira de um cilindro, por meio de medições com anemometria de fio quente, e realizar medições de força com balança aerodinâmica.
- Avaliar o impacto das *splitter plates* e das técnicas de *tripping*.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. INTRODUÇÃO AO ESCOAMENTO AO REDOR DE CILINDROS

Este capítulo é dedicado à introdução de conceitos sobre escoamentos externos em torno de corpos imersos em uma corrente de fluido, influenciados por diversos fatores, como a viscosidade e a interação do fluido com a superfície. Serão explorados aqui os conceitos básicos necessários para a análise do escoamento ao redor de cilindros, que constitui o tema central deste trabalho.

2.1.1. Viscosidade

A viscosidade é uma propriedade dos fluidos que representa sua resistência ao movimento entre camadas adjacentes de fluido, sendo causada pelo atrito interno entre as moléculas. Tal resistência decorre do atrito intermolecular, que ocasiona na geração de uma tensão de cisalhamento, caracterizada por uma força de superfície atuante com orientação paralela às camadas em movimento, afetando a taxa de deformação do fluido (White, 2011).

Fluidos como óleos e glicerina apresentam maior viscosidade e, por consequência, maior tensão de cisalhamento, culminando em maior perda de energia por atrito. Ao passo que o ar e a água, sob condições normais, possuem viscosidade relativamente baixa, o que sucede em uma menor tensão de cisalhamento e com menor resistência (White, 2011).

Conforme descrito por Fox; McDonald; Pritchard (2006), fluidos em que a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional à taxa de deformação são classificados como fluidos newtonianos.

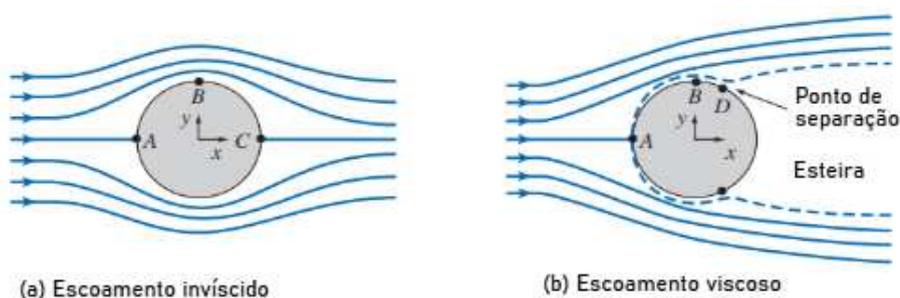
2.1.2. Fluidos viscosos e invíscidos

Os escoamentos podem ser classificados como viscosos ou invíscidos. No escoamento viscoso a presença de forças de atrito interno devido à viscosidade do fluido gera uma camada-limite viscosa próxima à superfície do corpo. Nessa região, a velocidade do fluido começa em zero na superfície e aumenta de modo gradual até alcançar a velocidade livre na fronteira da camada-limite (Panton, 2013).

Quando se trata de escoamento não-viscoso, o fluido é considerado ideal, sem atrito, o que simplifica a análise especialmente quando se analisa os fenômenos fora da camada-limite, onde o escoamento é em sua maior parte governado por forças de pressão. Anderson (2016) destaca que o escoamento invíscido é somente uma idealização, enquanto que todos os escoamentos reais possuem algum grau de viscosidade.

Conforme descrito por Fox; McDonald; Pritchard (2011), no escoamento não-viscoso ao redor de um cilindro, à esquerda da Figura 1, as linhas de corrente são simétricas, sem separação de camada-limite, e os pontos de estagnação (A e C) indicam áreas de pressão máxima e velocidade mínima. No escoamento viscoso, com somente um ponto de estagnação (A), a separação da camada-limite (D) gera uma esteira a jusante do cilindro, aumentando o arrasto e formando vórtices em regiões de baixa pressão.

Figura 1 - Escoamento invíscido e viscoso



Fonte: Adaptado de Fox, McDonald & Pritchard (2010, p.40)

Çengel e Cimbala (2014) explicam que os experimentos conduzidos pelo engenheiro inglês Osborne Reynolds, em 1883, levaram à criação de um número adimensional conhecido como número de Reynolds, estabelecido como um dos parâmetros principais no campo da engenharia para a determinação do regime de escoamento. A partir desses estudos, Reynolds demonstrou que tal valor pode ser

utilizado para prever se um escoamento será laminar ou turbulento através da relação entre as forças inerciais e viscosas no fluido.

O número de Reynolds é simbolizado por Re e está representado na Equação (1) como a razão entre o produto ρVL , e μ , onde ρ é a densidade do fluido, V é a velocidade característica do escoamento, L é o comprimento característico e μ é a viscosidade dinâmica. No caso de escoamentos ao redor de cilindros, o comprimento característico é representado pelo diâmetro do cilindro (D) (Anderson, 2016).

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1)$$

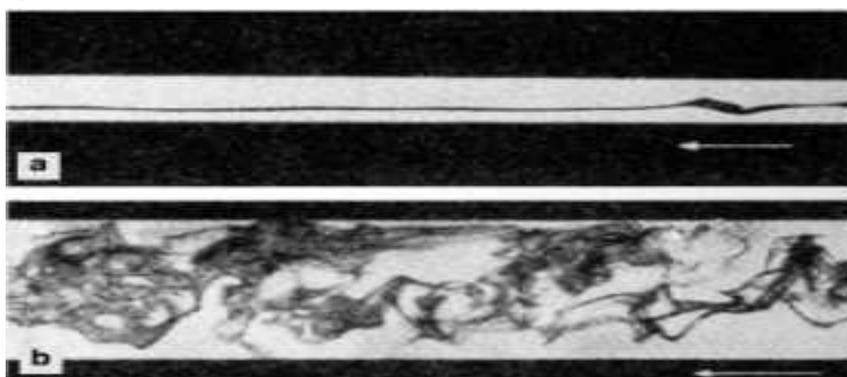
Na aplicação prática, o tratamento com fluidos invíscidos é bastante explorado em simulações de escoamento supersônico assim como na propulsão aeronáutica, onde o arrasto de atrito é mínimo e o arrasto de pressão é predominante. Em regimes de escoamento de baixo a médio Re , tanto o arrasto de pressão quanto o arrasto de atrito contribuem no formato dos vórtices e da esteira (Anderson, 2016).

2.1.4. Escoamentos Laminar e Turbulento

O escoamento laminar é caracterizado pelo movimento ordenado das partículas em camadas paralelas e suaves. Ao passo que no escoamento turbulento, as partículas se misturam rapidamente e de forma desordenada ao longo do escoamento, devido às flutuações caóticas na velocidade em um campo de velocidades tridimensional. (Schlichting, 2017).

A Figura 2 exemplifica uma situação real de escoamento de água nos regimes laminar e turbulento. No caso (a), observa-se um escoamento comportado, típico do regime laminar, que ocorre em baixos valores de Re , como ilustrado pelos filamentos coloridos de água alinhados em $Re = 1150$. Já no caso (b), ao ultrapassar um valor crítico de Re , o escoamento torna-se turbulento, apresentando movimentos caóticos, mistura intensa e vórtices (Schlichting, 2017).

Figura 2 - (a) laminar, $Re = 1150$ (b) turbulento, $Re = 2520$



Fonte: Adaptado de Schlichting (2017, p.13)

2.1.5. Escoamentos Compressíveis e Incompressíveis

O escoamento incompressível é todo aquele em que a densidade do fluido permanece praticamente constante durante o movimento do fluido, característica típica de líquidos e de gases a velocidades menores que 30% da velocidade do som, ou seja, para números de *Mach* (M) abaixo de 0,3. Por outro lado, o escoamento compressível é todo aquele que envolve variações significativas de densidade, comuns em altas velocidades, quando $M > 0,3$ (Fox; McDonald; Pritchard, 2006) .

No caso do escoamento ao redor de cilindros deste trabalho, diz-se que o escoamento é incompressível se $M < 0,3$. Nesse tipo de situação, as variações de densidade podem ser negligenciadas, permitindo simplificação dos cálculos de dinâmica dos fluidos na análise das flutuações de pressão e velocidade, sem considerar efeitos de compressibilidade (Fox; McDonald; Pritchard, 2006) .

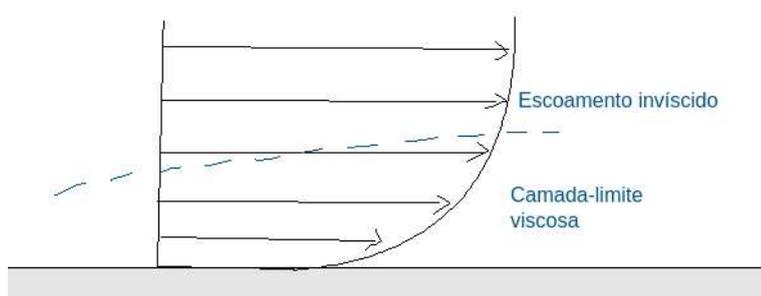
2.1.6. Camada-Limite

Em 1904, o físico alemão Ludwig Prandtl analisou escoamentos viscosos e chegou à seguinte conclusão sobre o conceito de camada-limite:

Prandtl mostrou que muitos escoamentos viscosos podem ser analisados dividindo o escoamento em duas regiões, uma perto das fronteiras sólidas e a outra cobrindo o resto do escoamento. Apenas na delgada região adjacente a uma fronteira sólida (camada-limite) o efeito da viscosidade é importante. Na região, fora da camada-limite o efeito da viscosidade é desprezível, e o fluido pode ser tratado como não-viscoso (FOX;MCDONALD; PRITCHARD, 2006, p.416).

Desta feita, o escoamento na camada-limite pode ser laminar ou turbulento, e a transição entre esses regimes não ocorre em um número de Reynolds fixo; depende de aspectos como gradiente de pressão, rugosidade da superfície e perturbações no escoamento livre. Nota-se na Figura 4 que a camada-limite é uma região fina próxima à superfície do objeto, com um gradiente de velocidade acentuado que vai de zero, devido à condição de não deslizamento, até a velocidade do escoamento da fronteira externa da camada-limite (Fox; McDonald; Pritchard, 2006) .

Figura 3 - Esquema de uma camada-limite



Fonte: Autor (2024)

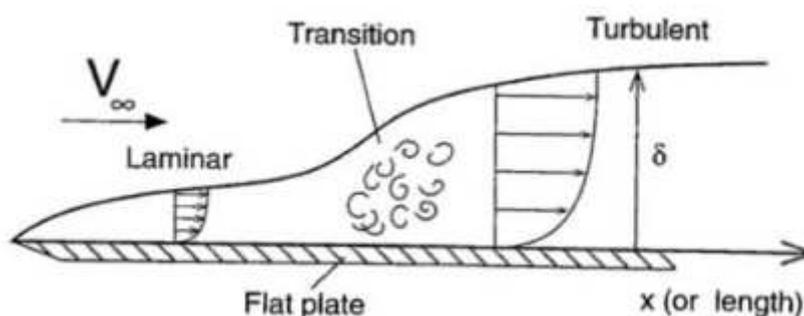
Conforme descrito por Çengel e Cimbala (2014), considerando uma placa plana (Figura 4), em que o escoamento na camada-limite é laminar e é caracterizado por linhas de corrente suaves e paralelas. A espessura δ depende de V , x e das propriedades do fluido ρ e μ . Conforme x aumenta ao longo da placa, o número de Reynolds cresce linearmente. Para uma placa plana lisa com escoamento uniforme, esse regime laminar permanece até que o Re_x atinja o valor crítico de 10^5 . Nesse estágio, o escoamento ainda é estável e as linhas de corrente mantêm-se suaves e laminares (Çengel e Cimbala, 2014).

À medida que o número de Reynolds ultrapassa esse valor crítico em escoamentos externos, as perturbações aumentam de maneira progressiva. Isso ocorre devido às tensões de cisalhamento entre o fluido e a superfície do objeto, marcando o início da transição para o regime turbulento. Nesse novo regime, o escoamento passa a apresentar flutuações e misturas intensas, caracterizando a instabilidade e a aleatoriedade do escoamento turbulento. (Çengel e Cimbala, 2014).

Essa fase de transição é composta por flutuações e vórtices, prolongando-se até aproximadamente $Re_x \approx 3 \times 10^6$. Após esse ponto, o escoamento torna-se

turbulento por completo, com turbilhões e mistura caótica do escoamento, o que aumenta a espessura da camada-limite e o arrasto (Çengel; Cimbala, 2014).

Figura 4 - Variação da espessura de camada-limite ao longo de uma placa plana



Fonte: Katz (1995)

Para controlar o ponto de transição, utilizam-se técnicas de *tripping*, em que fios ou uma superfície rugosa induzem a transição precoce de escoamento de camada-limite laminar para turbulento. Inserindo o *trip* em uma posição específica, este induz a transição à turbulência mais cedo do que ocorreria naturalmente, o que pode ser útil para reduzir o arrasto de pressão (Çengel; Cimbala, 2014).

2.1.7. Gradientes de pressão no escoamento de camada-limite

Segundo Çengel e Cimbala (2014), a camada-limite laminar ou turbulenta em um escoamento uniforme também pode ser influenciada pelo gradiente de pressão. Quando esse gradiente é nulo ($dp/dx = 0$), o crescimento da camada-limite ocorre apenas em função das tensões viscosas e mistura turbulenta. Uma análise aprofundada da tensão de cisalhamento na parede mostra que, nessas condições, não ocorre separação do escoamento (Fox; McDonald; Pritchard, 2006).

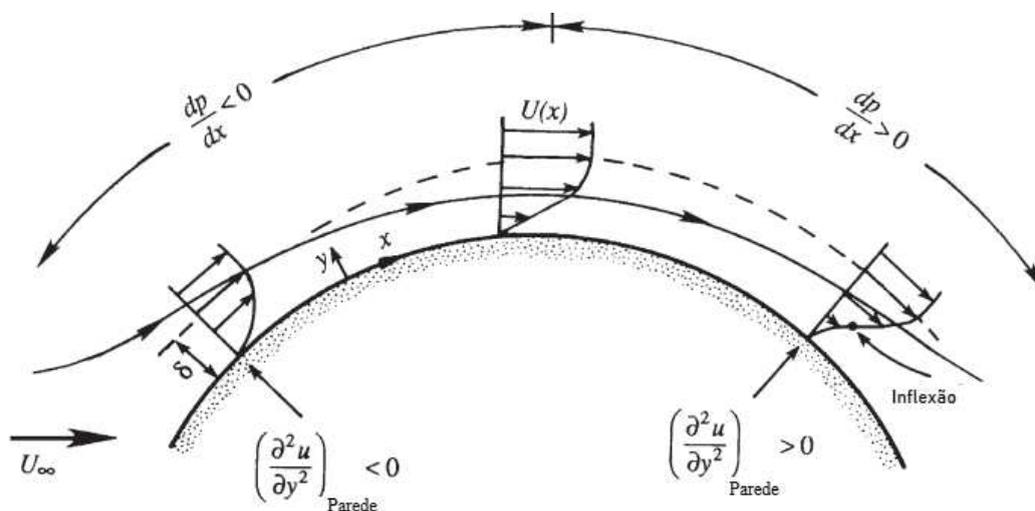
No entanto, todos os corpos em situações reais estão sujeitos a algum gradiente de pressão ao longo de sua superfície (Fox; McDonald; Pritchard, 2006). Para ilustrar o comportamento de um escoamento viscoso e incompressível ao redor de um cilindro, considere a Figura 5, que analisa o comportamento da camada-limite em um corpo rombudo.

Conforme Incropera e DeWitt (2007), os perfis de camada-limite começam a partir da região frontal, no ponto de estagnação. O escoamento acelera fora da camada-limite devido a um gradiente de pressão favorável que reduz a pressão e

acompanha a superfície curva do corpo. Esse gradiente facilita a aderência do escoamento ao corpo, permitindo que o fluido percorra a superfície com maior velocidade.

Gradiente de pressão favorável ($dp/dx < 0$) é aquele que acelera o fluido e onde as camadas de fluido próximas à superfície adquirem um incremento maior de velocidade, deixando a espessura total da camada-limite menor. Por outro lado, gradientes de pressão adverso ($dp/dx > 0$) é aquele que desacelera o fluido, e as camadas de fluido próximas à superfície adquirem um incremento menor de velocidade, deixando a espessura da camada-limite maior (Incropera; DeWitt, 2007).

Figura 5 - Gradientes de Pressão Favorável e Adverso



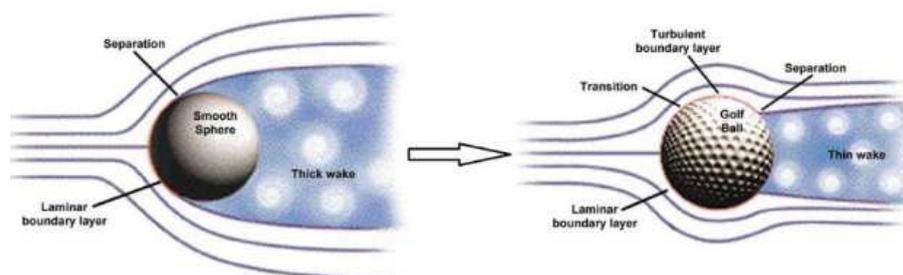
Fonte: Adaptado de Kundu; Cohen; Dowling (2012)

Após o escoamento passar do ponto $dp/dx = 0$, o gradiente de pressão deixa de ser mínimo e transforma-se rapidamente em um gradiente de pressão adverso. Ao adicionar fatores como a viscosidade e as tensões de cisalhamento inerentes ao fluido, as partículas fluidas tendem a desacelerar ou até mesmo inverter sua direção de movimento. Esse fenômeno leva à separação da camada limite e à formação de uma esteira a jusante do cilindro (Incropera e DeWitt, 2007).

Nessa região, o escoamento torna-se turbulento e forma vórtices periódicos, resultando em uma zona de relativa baixa pressão que aumenta o arrasto de pressão, também conhecido como arrasto de forma, em virtude da forma do corpo (Fox; McDonald; Pritchard, 2006).

Quando o número de Reynolds é o mesmo para ambos os casos (laminar e turbulento), como na Figura 6, a separação acontece em um ponto mais a jusante para o caso turbulento, o que leva a uma esteira menos espessa e a uma redução do arrasto. A separação do escoamento ocorre aproximadamente em $\theta \approx 80^\circ$ – medido a partir do ponto de estagnação frontal – para uma camada-limite laminar e em cerca $\theta \approx 120^\circ$ para uma camada-limite turbulenta (Çengel; Cimbala, 2014).

Figura 6 - Efeito da turbulência na separação



Fonte: Luo et al. (2015, p.20)

Logo, devido à maior quantidade de movimento, uma camada-limite turbulenta resiste mais a um gradiente de pressão adverso, retardando a separação e diminuindo o arrasto de pressão em corpos rombudos. Para forçar a transição, técnicas como o uso de *trip* ou indentações são aplicadas, de forma a perturbar o escoamento de ar sobre a superfície do objeto (Fox; McDonald; Pritchard, 2006).

A título de exemplo, Fox; McDonald; Pritchard (2006) relatam um experimento que demonstra como as indentações nas bolas de golfe induzem a transição na camada-limite, reduzindo o arrasto:

Para ilustrar esse efeito, fizemos há alguns anos, testes com amostras de bolas de golfe lisas. Um dos nossos alunos foi voluntário para golpear as bolas lisas. Em 50 tentativas com cada tipo de bola, a distância média atingida com as bolas-padrão foi de 215 jardas; a distância média com as bolas lisas foi de apenas 125 jardas! (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006, p.449)

2.1.8. Arrasto e Sustentação

As forças aerodinâmicas que atuam sobre um corpo em movimento fluido são decompostas em duas forças principais. Segundo Anderson (2016), o arrasto é uma força que atua paralela à direção da velocidade relativa à corrente livre que atua

sobre o corpo, enquanto que a sustentação é uma força que atua perpendicular à direção da velocidade relativa à corrente livre que atua sobre o corpo.

Em corpos aerodinâmicos esbeltos, conhecidos como *streamlined* ou *slender*, o arrasto devido ao cisalhamento, também denominado arrasto de atrito, tende a ser predominante. Em contrapartida, em corpos rombudos (*bluff*), o arrasto de pressão se torna o fator mais relevante (Çengel; Cimbala, 2014).

Conforme Fox; McDonald; Pritchard (2010), “a força de arrasto total é a soma do arrasto de atrito e do arrasto de pressão”(p.443). Para um escoamento viscoso e incompressível, a força de arrasto (F_D) é dependente do diâmetro D do corpo, da velocidade V de corrente livre, da massa específica ρ e da viscosidade μ do fluido, como demonstrado na Equação (2).

$$F_D = f(D, V, \rho, \mu) \quad (2)$$

Para a sustentação (F_L), uma expressão similar pode ser utilizada, considerando os mesmos parâmetros influentes, onde:

$$F_L = f(D, V, \rho, \mu) \quad (3)$$

onde F_D e F_L também dependem do número de Reynolds (Re), pois este influencia diretamente o comportamento do escoamento ao redor do corpo. Os coeficientes de arrasto (C_D) e (C_L) são então expresso como,

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (4)$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (5)$$

onde A é a área de referência.

2.2. ESCOAMENTO AO REDOR DE CILINDROS ISOLADOS

Esta seção é dividida em duas partes principais: escoamento ao redor de cilindros isolados e escoamento sobre dois cilindros em *tandem*. A primeira examina o escoamento em torno de cilindros isolados, estacionários, abordando os coeficientes aerodinâmicos: coeficiente de arrasto (C_D) e coeficiente de pressão (C_p). A segunda analisa o impacto do escoamento sobre dois cilindros iguais dispostos em *tandem*, estacionários, explorando como esses coeficientes se comportam nessa configuração.

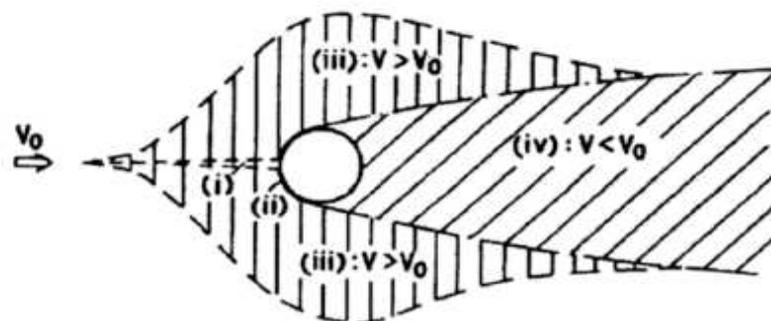
2.2.1. Escoamento ao Redor de um Cilindro de Altura Infinita

Para que um cilindro seja considerado de "altura infinita" e o escoamento ao seu redor seja tratado como bidimensional, é necessário que a razão de aspecto (AR) — definida pela relação entre a altura H do cilindro e seu diâmetro D , conforme apresentado na Equação (6) — seja suficientemente alta (Sumner, 2010). No contexto deste trabalho, essa condição permite desconsiderar os efeitos de borda na altura, aproximando o comportamento do escoamento ao de um cilindro efetivamente infinito em altura.

$$AR = \frac{H}{D} \quad (6)$$

Em seus estudos, Zdravkovich e Pridden (1977) identificaram quatro regiões distintas de escoamento que se formam ao redor de um cilindro bidimensional. Como mostra a Figura 7, essas regiões são: a região de escoamento desacelerado (i), a área de desenvolvimento da camada-limite (ii), as zonas de escoamento deslocado (iii) e a região de esteira (iv).

Figura 7 - Diferentes regiões de escoamento ao redor de um cilindro bidimensional



Fonte: M. Zdravkovich e Pridden (1977)

A depender do número de Reynolds, a camada limite pode continuar aderida à superfície ou se separar, criando uma camada de cisalhamento livre e formando a esteira a jusante do cilindro. A posição de transição do escoamento de laminar para turbulento também afeta fortemente a forma do escoamento, bem como o formato da esteira.

Dessa forma, Zdravkovich e Pridden (1977) definiram aproximadamente quatro regiões, dependendo de onde ocorre a transição, conforme ilustrado na Figura 8. Essas regiões representam a transição do escoamento laminar para o turbulento com base no ponto onde ocorre essa transição, afetada pelo número de Reynolds.

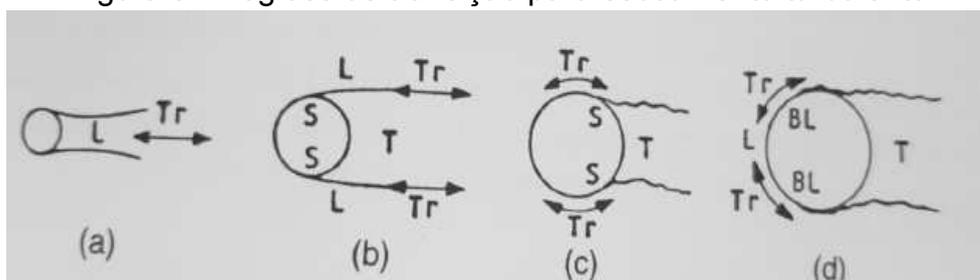
(a): Em baixos valores Re , o escoamento é laminar (L) e ocorre a separação do escoamento sem transição para o regime turbulento, formando uma esteira laminar.

(b): À medida que Re aumenta, ocorre uma transição de laminar para turbulento na camada de cisalhamento que se desprende (Tr) antes que a esteira seja completamente formada. Esse regime é considerado subcrítico.

(c): Com o aumento adicional de Re , a transição para turbulência ocorre dentro da camada-limite (BL), e o regime passa a ser considerado crítico. A transição ocorre antes do ponto de separação (S).

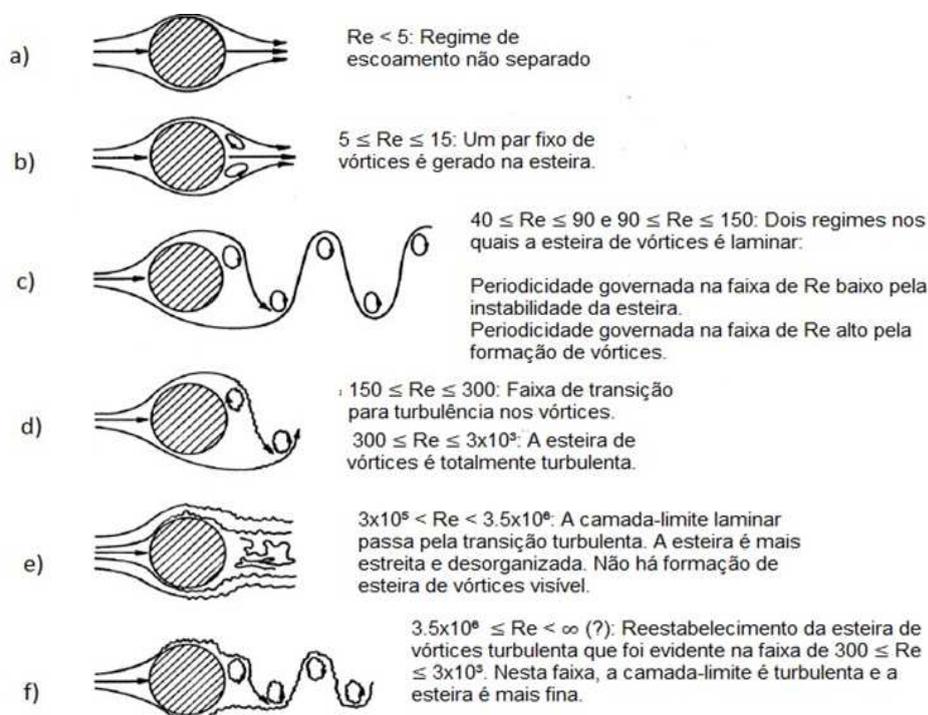
(d): Em valores ainda maiores de Re , o ponto de transição se move em direção ao ponto de estagnação na frente do cilindro. Nessa fase, o escoamento ao redor do cilindro é turbulento por completo.

Figura 8 - Regiões de transição para escoamento turbulento



Fonte: M. Zdravkovich e Pridden (1977)

Conforme apresentado por Lienhard et al. (1966), a Figura 9 ilustra os padrões de escoamento ao redor de um cilindro circular posicionado em um escoamento uniforme, representando o caso mais básico de interação entre um corpo e o fluido. Esses padrões de escoamento variam conforme o número de Reynolds, e refletem diferentes regimes de escoamento, desde um escoamento não separado em Re muito baixos até a formação de esteiras turbulentas em Re elevados.

Figura 9 - Escoamento ao redor de cilindro bidimensional em função de Re 

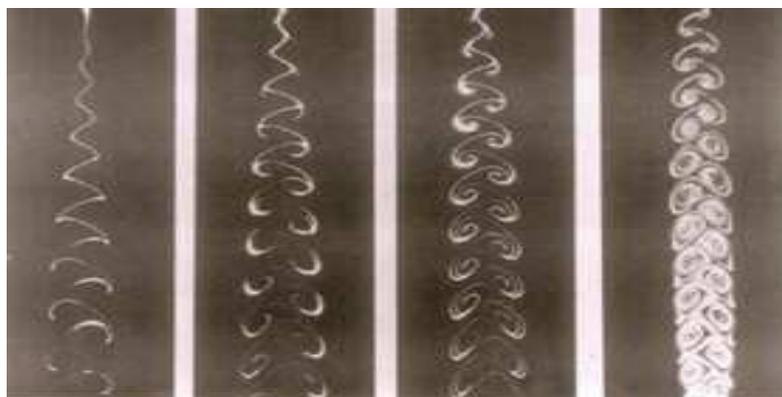
Fonte: Modificado de Lienhard et al. (1966, p.3)

2.2.2. Vórtices de Von Kármán

O escoamento ao redor de um cilindro pode gerar uma formação periódica de vórtices alternados na região a jusante, fenômeno conhecido como esteira de vórtices de Von Kármán. Theodore Von Kármán foi um físico húngaro-americano quem primeiro estudou esses padrões de vórtices, em 1911, o qual é caracterizada por regiões de alta vorticidade local. Os vórtices se desprendem em pares alternados das laterais do corpo rombudo, formando duas fileiras ao longo da esteira, com rotações na mesma direção, mas em sentidos opostos (Bjswet et al. (2010)).

Para que esse padrão regular de desprendimento vórtices se mantenha, é necessário que o número de Reynolds esteja entre 60 e 5000 (Figura 10). Esse fenômeno é aproveitado em dispositivos como medidores de vazão por vórtices, nos quais a esteira de vórtices se forma de maneira estável em torno do corpo cilíndrico sob certas condições de escoamento (Kulkarni et al., 2014).

Figura 10 - Vórtices de Von Kármán com o aumento do número de Reynolds



Fonte: Bjswet et al. (2010, p.21)

A equação da circulação, $\Gamma = \oint \vec{U} \cdot d\vec{r}$, define a intensidade do vórtice em termos da circulação ao redor de uma linha fechada, pela qual é calculada a integral do produto escalar entre a velocidade do escoamento U e o vetor de deslocamento dr ao longo de um caminho fechado. Em um escoamento com duas camadas de vórtices paralelas e opostas, essa intensidade prediz a força de interação e a estabilidade entre os vórtices (Noor, 2013).

Uma força de sustentação oscilante perpendicular ao escoamento surge devido ao desprendimento de vórtices alternados. Como consequência, isso pode causar vibrações e ruídos em estruturas como fios, antenas, trocadores de calor

cilíndricos; entretanto, esse efeito indesejado pode ser controlado com o uso de elementos de rugosidade ou aletas, que reduzem a simetria e suavizam o escoamento (Fox; McDonald; Pritchard, 2006).

2.2.3. Número de Strouhal

Conforme descrito por Thompson (2009), o número de Strouhal (St) é um parâmetro adimensional utilizado para descrever a frequência de desprendimento de vórtices na esteira de um corpo em um escoamento de fluido. Esse número relaciona a frequência de desprendimento de vórtices (f), o diâmetro do cilindro (D) e a velocidade do escoamento livre (V) sendo definido pela fórmula na Equação (7):

$$St = \frac{fD}{V} \quad (7)$$

O número de Strouhal (St) depende do número de Reynolds (Re) e do regime de escoamento, sendo diretamente influenciado pelo comportamento dos vórtices gerados na esteira. Em condições de Re moderados, o St tende a apresentar um padrão regular, indicando uma frequência estável de desprendimento de vórtices (Thompson, 2009). Essa regularidade é uma característica importante para prever as forças oscilatórias que atuam em estruturas imersas em escoamentos.

Todavia, ao atingir valores de Re próximos a 3×10^5 , ocorre uma transição no comportamento do escoamento, resultando na perda de regularidade no desprendimento de vórtices. Esse fenômeno diminui a previsibilidade do St , tornando o escoamento mais irregular e dificultando a identificação de uma frequência dominante. Para valores ainda maiores de Re de 3×10^6 , a regularidade do St pode ser parcialmente recuperada, dependendo da interação entre as camadas de cisalhamento e os vórtices gerados (Thompson, 2009).

2.2.4. Coeficiente de Arrasto de Cilindros Isolados

Segundo Fox; McDonald; Pritchard (2006), a natureza do escoamento ao redor de um cilindro influencia o coeficiente de arrasto total, que depende tanto do arrasto de pressão quanto o de atrito. Em baixos números de Reynolds ($Re \leq 1$), a força de arrasto é causada, sobretudo, pelo arrasto de atrito, a esteira permanece laminar e o escoamento não se separa. Somente em baixas velocidades, o C_D é proporcional ao inverso de Re , e inversamente proporcional ao quadrado da velocidade de corrente livre (Fox; McDonald; Pritchard (2006)).

Fox; McDonald; Pritchard (2006) explicam que uma ampla faixa de Reynolds, $10^3 < Re < 3 \times 10^5$, o C_D varia pouco, podendo assumi-lo como constante. Geralmente, a partir de $Re = 10^3$ o coeficiente de arrasto se torna relativamente independente do número de Reynolds, tornando-se quase em sua totalidade devido à pressão do escoamento sobre o forma do corpo normal ao escoamento.

No intervalo de $10^3 \leq Re \leq 10^5$, o escoamento na camada-limite permanece laminar, entretanto, após a região do ponto de separação do cilindro o escoamento se torna turbulento. Uma esteira de baixa pressão turbulenta preenche a região traseira do corpo, de modo que o arrasto é devido à assimetria de pressão entre as regiões dianteira e traseira (Çengel; Cimbala, 2014).

Contudo, uma mudança drástica desse comportamento ocorre na região entre 2×10^5 e 5×10^5 — fenômeno conhecido como crise do arrasto —, quando o C_D cai por um fator próximo de 4. Esta queda acentuada do arrasto se dá porque a camada-limite se torna turbulenta, o que desloca o ponto de separação mais para trás do corpo, diminuindo o tamanho da esteira e, por consequência, o arrasto de pressão. (Çengel; Cimbala, 2014).

Após a crise do arrasto, com o aumento de Re , o C_D volta a subir gradualmente. Isso ocorre porque a turbulência na esteira do cilindro aumenta, gerando uma área de baixa pressão maior e resultando em um leve aumento do coeficiente de arrasto, embora o C_D permaneça inferior ao valor antes da crise (Fox; McDonald; Pritchard, 2006).

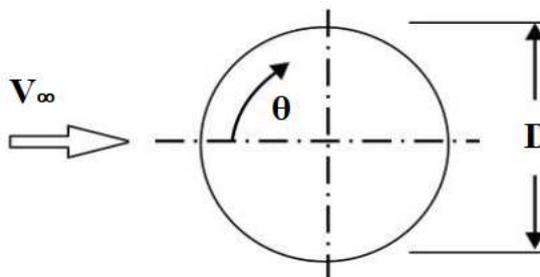
2.2.5. Coeficiente de Pressão de Cilindros Isolados

Segundo Çengel e Cimbala (2014), para a análise da distribuição de pressão em torno de um cilindro, torna-se necessário definir o coeficiente de pressão (C_p), pela Equação (8):

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \quad (8)$$

onde P representa a pressão em qualquer ponto na superfície do cilindro, P_∞ é uma pressão de referência (geralmente a pressão atmosférica) e longe do cilindro, ρ refere-se à densidade do fluido e V é a velocidade uniforme do escoamento livre. A Figura 11 apresenta um cilindro imerso em um fluido, sendo o ângulo θ medido a partir do ponto de estagnação frontal do cilindro.

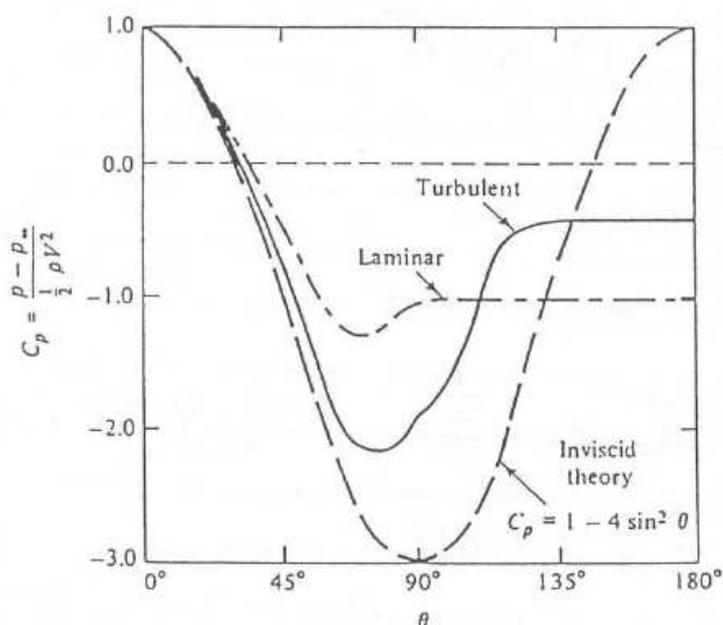
Figura 11 - Convenção para posição angular ao redor de um cilindro



Fonte: Adaptado de Medvecká et al. (2017, p.2)

Para investigar o comportamento da distribuição de pressão sobre a superfície do cilindro, o gráfico na Figura 12 relaciona o coeficiente de pressão (C_p) com o ângulo θ ao longo da metade superior do cilindro. Aproveitando a simetria entre as partes superior e inferior, são comparadas as distribuições do coeficiente de pressão entre os escoamentos laminar e turbulento e o escoamento invíscido teórico. A linha tracejada no gráfico representa o escoamento invíscido teórico. Os dados experimentais para o escoamento laminar são indicados pela linha tracejada não-uniforme, enquanto que os dados para o escoamento turbulento estão representados pela linha sólida.

Figura 12 - Coeficiente de pressão sobre cilindros



Fonte: Bruschi (2003, p.8)

Quando o escoamento atinge o ponto de estagnação, o C_p chega a um valor de 1. À medida que o fluido escoava sobre a superfície do cilindro, ocorre uma rápida queda na pressão ao longo da região frontal, causada pelo gradiente de pressão favorável, que permite a aceleração do escoamento e resulta em uma diminuição do C_p (Çengel e Cimbala, 2014).

Na região posterior do cilindro, o gradiente de pressão se torna adverso, forçando uma desaceleração do escoamento e promovendo a separação da camada limite. No escoamento laminar, a separação ocorre em torno de 90° a partir do ponto de estagnação, enquanto que no escoamento turbulento, devido à maior energia cinética associada às flutuações e mistura intensas, a separação é retardada para cerca de 120° (Bruschi, 2003).

Após o ponto de separação, a esteira se forma na região posterior. No escoamento laminar, o C_p não se recupera e permanece negativo, indicando uma área de baixa pressão persistente, devido à menor mistura de quantidade de movimento na esteira, que reduz a capacidade de recuperação de pressão. Enquanto que no escoamento turbulento a maior mistura de quantidade de movimento na camada de cisalhamento promove uma recuperação parcial da

pressão, resultando em valores de C_p menos negativos e uma esteira mais energética (Fox; McDonald; Pritchard, 2006).

Isso ocorre porque o escoamento turbulento, com sua maior energia, mantém-se aderido ao cilindro por mais tempo, reduzindo a região de baixa pressão e minimizando o arrasto de pressão. Por fim, em um escoamento invíscido, o C_p ao longo da superfície pode ser modelado pela equação $C_p = 1 - 4\text{sen}^2(\theta)$, indicando ausência de arrasto — paradoxo de d'Alembert — devido à falta de viscosidade e ausência de separação de escoamento (Çengel; Cimbala, 2014).

2.3. ESCOAMENTO AO REDOR DE CILINDROS EM *TANDEM*

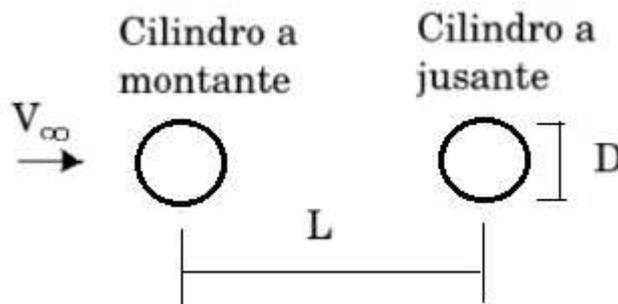
2.3.1. Configuração do Escoamento ao Redor de Cilindros em *Tandem*

Segundo Zdravkovich (1997), diz-se que dois cilindros estão em arranjo *tandem* quando estão enfileirados um após o outro, de forma paralela ao escoamento, o que posiciona o cilindro posterior imerso na esteira do cilindro anterior. A configuração do escoamento, as características da esteira e o arrasto exercido sobre o cilindro posterior são influenciados por determinados parâmetros:

1. Razão de Espaçamento (L): distância medida entre os centros dos cilindros, em relação ao diâmetro do cilindro de referência. Exemplo: $L = 2D$, significa distância de duas vezes do diâmetro (D) do cilindro de referência.
2. Número de Reynolds (Re).
3. Razão de Aspecto (AR) define a razão entre a altura do cilindro e seu diâmetro D .

No arranjo em *tandem* da Figura 13, o cilindro a montante ou *upstream* é o frontal, o primeiro a receber o fluido, gerando uma esteira que altera o escoamento em direção ao cilindro a jusante ou traseiro, posicionado logo após e sujeito a essa perturbação (Zdravkovich, 1997).

Figura 13 - Configuração de cilindros arranjados em *tandem*



Fonte: Autor (2024)

A investigação do escoamento ao redor de dois cilindros em tandem tem sido documentada na literatura, com aplicações em diversas áreas da engenharia, como em linhas de transmissão de energia, pontes, trens de pouso de aeronaves e torres cilíndricas. Esse tipo de estudo é importante para entender como o escoamento afeta as características estruturais, em particular em situações onde as cargas dinâmicas influenciam a estabilidade e a segurança das construções (Sumner, 2010).

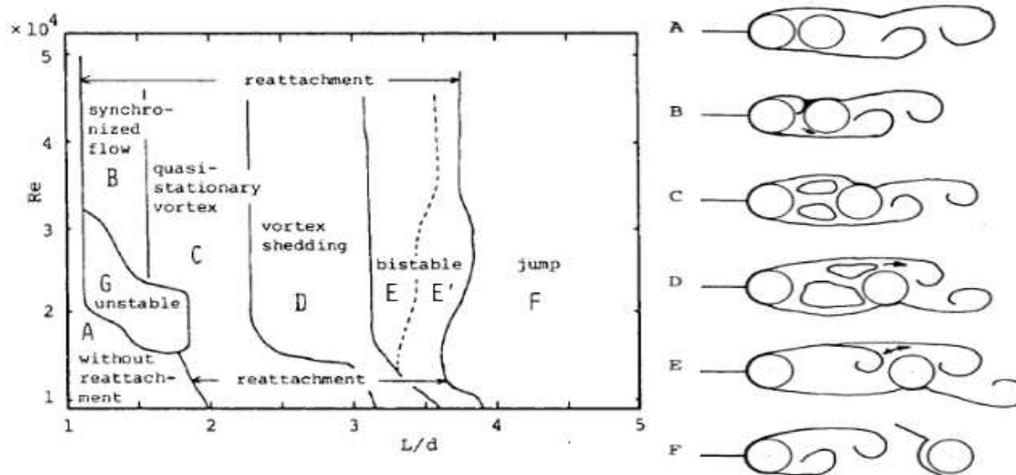
Além do estudo do escoamento médio, há um interesse renovado em compreender as oscilações instáveis e em analisar o número de Strouhal (St) associado ao desprendimento de vórtices, devido ao seu efeito sobre cargas instáveis em estruturas e às potenciais consequências acústicas. Conforme a revisão de Sumner (2010) sobre o tema, a maior parte dos estudos concentra-se em cilindros com altura infinita e diâmetros iguais. Dessa forma, a seção deste trabalho será dedicada à análise desse caso.

2.3.2. Escoamento ao Redor de Cilindros de Altura Infinita

Para analisar o escoamento ao redor de dois cilindros infinitos e iguais em *tandem*, os parâmetros principais são a razão de espaçamento entre os cilindros e o número de Reynolds (Zdravkovich, 1997). Igarashi (1981) propôs uma classificação em que apresenta configurações de como a variação de Re e L/D afeta o comportamento do escoamento, incluindo transições entre estabilidade e instabilidade, sincronização do escoamento e desprendimento de vórtices, como

ilustrado na Figura 14. Nota-se que a faixa de Re varia de 0 a 5×10^4 , caracterizando o regime subcrítico.

Figura 14 - Classificação de padrões de escoamento



Fonte: Igarashi (1981, p.330)

Em baixas razões de espaçamento L/D e baixos números de Reynolds, as camadas de cisalhamento do cilindro a montante tendem a se reanexar ao cilindro a jusante, criando uma esteira uniforme e estável, como apontado por estudos clássicos na área (Zdravkovich, 1987).

Conforme o espaçamento L/D aumenta para valores próximos de 2, ocorre a sincronização do escoamento, onde as camadas de cisalhamento se alternam na reanexação, resultando em vórtices mais organizados e em uma interação aerodinâmica mais pronunciada. Nesse regime, as forças de arrasto e sustentação no cilindro a jusante são altamente influenciadas pelo comportamento do escoamento do cilindro a montante (Zhou; Yiu, 2006; Kitagawa; Ohta, 2008).

Para espaçamentos intermediários, $L/D \approx 3$ e 3.5 , começam a surgir vórtices quase estacionários atrás do cilindro a montante. Essa configuração leva a uma interação mais intensa e complexa, com padrões instáveis de vórtices que afetam tanto a estabilidade do escoamento quanto as forças aerodinâmicas (Zhou; Yiu, 2006; Kitagawa; Ohta, 2008).

Quando o espaçamento chega a $L/D \approx 4$, os vórtices tornam-se instáveis e apresentam desprendimentos intermitentes. Essa interação resulta em instabilidade

mútua nas esteiras, o que leva a flutuações significativas nas forças aerodinâmicas (Yu; Zhou, 2004; Zdravkovich, 1987).

Para espaçamentos maiores, o escoamento tende a se estabilizar e a operar de forma biestável, alternando entre regimes distintos de instabilidade e estabilidade. Nesse caso, as esteiras começam a se separar, e os cilindros atuam de forma mais independente, com interação aerodinâmica reduzida (Yu; Zhou, 2004).

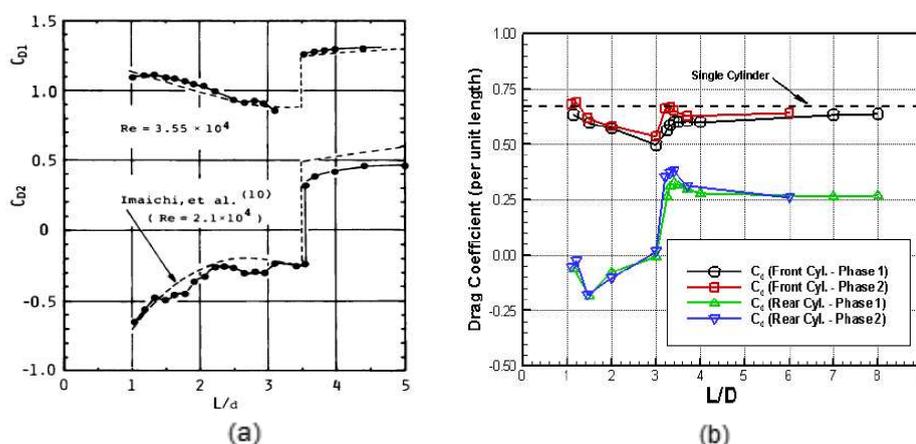
Em L/D muito elevados, as esteiras se desacoplam por completo, e cada cilindro gera sua própria esteira de forma independente. Nesse regime, a influência aerodinâmica entre os cilindros é praticamente eliminada, e os efeitos mútuos tornam-se desprezíveis (Zhou; Yiu, 2006).

2.3.3. Coeficiente de Arrasto de Dois Cilindros em *Tandem*

A análise comparativa dos coeficientes de arrasto (C_D) das análises experimentais de Igarashi (1981) e Jenkins et al. (2006), ilustrada na Figura 15, revela importantes diferenças no comportamento aerodinâmico de cilindros em *tandem*. Durante os testes realizados por Jenkins et al. (2006), foram aplicados *trips* no cilindro frontal para produzir uma camada limite turbulenta antes da separação do escoamento.

Apesar de os valores de Reynolds não serem idênticos $Re = 3,55 \times 10^4$ para Igarashi (1981) e $Re = 1,66 \times 10^5$ para Jenkins et al. (2006), ambos operam no regime subcrítico, onde a separação do escoamento e a interação das esteiras são fatores dominantes.

Figura 15 - C_D em função de L/D na configuração em *tandem*



Fonte: Adaptado de Igarashi (1981, p.325) e Jenkins et al. (2006, p.10)

Na Figura 15.a, de Igarashi (1981), observa-se que o coeficiente de arrasto do cilindro frontal (C_{D1}) diminui linearmente à medida que o espaçamento (L/D) aumenta, enquanto o coeficiente de arrasto do cilindro traseiro (C_{D2}) apresenta valores negativos em ($L/D < 2$), devido ao efeito de drafting causado pela baixa pressão na esteira do cilindro frontal. Com o aumento do espaçamento para $L/D > 3$, C_{D2} assume valores positivos, indicando o desenvolvimento de um escoamento mais independente do cilindro traseiro.

Enquanto que na Figura 15.b, referente ao estudo de Jenkins et al. (2006), nota-se um padrão semelhante de redução no C_{D1} com o aumento de L/D , mas os valores absolutos são ligeiramente inferiores aos de Igarashi (1981). Isso pode ser atribuído ao Reynolds mais elevado dado à inserção dos *trips*, que promove uma maior recuperação de pressão devido à transição turbulenta na camada limite. Além disso, C_{D2} permanece positivo em $L/D > 3$, provando que a separação das esteiras em espaçamentos maiores propicia um comportamento mais independente do cilindro traseiro.

Teixeira e Didier (2015) corroboram essas tendências, utilizando simulações numéricas com $Re = 6,5 \times 10^4$, confirmando a dependência do C_D em relação ao espaçamento e a transição gradual no comportamento do cilindro traseiro para um escoamento mais independente em $L/D > 3,5$. Esses estudos indicam que, apesar de variações em metodologias e condições de Reynolds, o comportamento do C_D para cilindros em *tandem* segue padrões coerentes, influenciados pela interação da esteira e condições do escoamento.

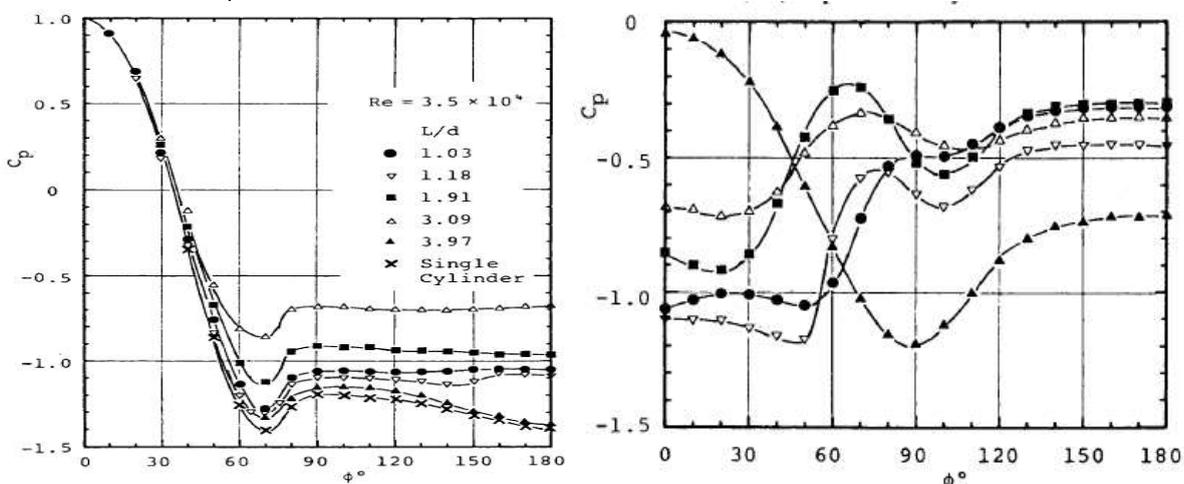
2.3.4. Coeficiente de Pressão de Dois Cilindros em *Tandem*

O gráfico apresentado na Figura 16 ilustra o comportamento do coeficiente de pressão (C_p) em cilindros dispostos em *tandem*, avaliando diferentes razões de espaçamento (L/D). Para o cilindro frontal, observa-se que o C_p apresenta uma queda significativa após o ponto de estagnação ($C_p = 1$), independentemente do espaçamento L/D (Igarashi, 1981; Jenkins et al., 2006).

À medida que o espaçamento aumenta, principalmente $L/D = 3.7$, o C_p do cilindro se aproxima do perfil de um cilindro isolado, o que demonstra uma menor interferência do cilindro traseiro. Para o cilindro traseiro, os valores de C_p são significativamente influenciados pelo espaçamento L/D . Em espaçamentos menores, como $L/D = 1.435$, o cilindro traseiro encontra-se em uma região de escoamento dominado pela esteira do cilindro frontal, com uma redução substancial nas variações de C_p ao longo de θ (Igarashi, 1981; Jenkins et al., 2006).

Em contrapartida, para $L/D = 3.7$, o padrão de C_p se torna mais instável, com oscilações pronunciadas atribuídas ao fenômeno de co-desprendimento e à interação direta com a esteira do cilindro frontal. Esse comportamento reforça que maiores espaçamentos tendem a permitir uma maior independência das esteiras, mas ao custo de flutuações de pressão mais acentuadas no cilindro traseiro (Igarashi, 1981; Jenkins et al., 2006).

Figura 16 - C_p em função de L/D ; cilindro frontal à esquerda e traseiro à direita



Fonte: Igarashi (1981, p.324)

Ocorre que os resultados indicam que configurações de L/D menores, como 1.435, favorecem uma diminuição nas flutuações de pressão no cilindro traseiro devido ao efeito de proteção imposto pelo cilindro frontal. Porém, para espaçamentos maiores ($L/D = 3.7$), embora as oscilações de pressão aumentem, o C_p do cilindro frontal se aproxima mais do comportamento de um cilindro isolado, novamente destacando uma menor interferência geral no escoamento (Igarashi, 1981; Jenkins et al., 2006).

Por fim, esses resultados corroboram também com os estudos de Alam et al. (2003), demonstrando a sensibilidade do C_p às variações de L/D e à interação entre os cilindros.

2.4. DISPOSITIVOS DE CONTROLE PASSIVO

O desprendimento de vórtices em determinados intervalos de número de Reynolds pode causar efeitos indesejáveis em estruturas, como vibrações, ruído acústico e aumento do arrasto. Para solucionar esses problemas, são empregados diversos métodos de controle do escoamento. Segundo Wang e Feng (2018), esses métodos podem ser classificados em controle passivo, que normalmente modifica a forma da geometria para alterar o escoamento, e controle ativo, que adiciona energia ao fluido para influenciar diretamente sua dinâmica.

Segundo White (1991), os dispositivos de controle passivo são extensivamente estudados por cientistas e engenheiros de forma a modificar o escoamento ao redor de corpos, tendo como intuito melhorar a aerodinâmica em diferentes aplicações. Em linhas gerais, a finalidade desses dispositivos é controlar a separação do escoamento, reduzir o arrasto, melhorar a estabilidade, diminuir o ruído e, em alguns casos, aumentar a sustentação.

Por serem passivos, esses dispositivos não necessitam de uma fonte de energia externa, o que simplifica sua instalação e manutenção, tornando-os mais econômicos e robustos que os sistemas de controle ativo. O controle ativo, por sua vez, envolve a utilização de fontes de energia adicionais para modificar o escoamento em tempo real, tais como o uso de atuadores e sopros de ar em pontos estratégicos da superfície (Wang; Feng, 2018).

2.4.1. Conceito e Funcionamento das *Splitter Plates*

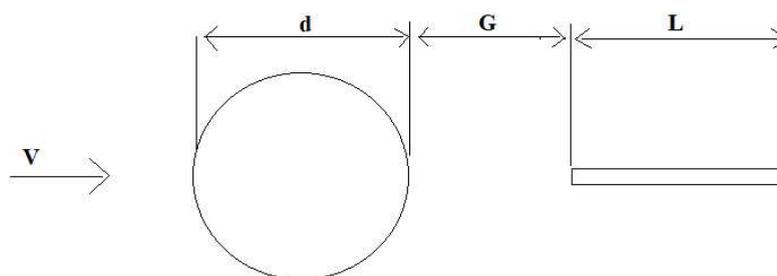
A *splitter plate*, tema de dispositivos de controle passivos deste trabalho, é uma das técnicas de controle passivo mais eficazes para reduzir a intensidade dos vórtices á jusante de um cilindro. A *splitter plate* é uma placa plana posicionada na

frente ou atrás do cilindro, com o objetivo de controlar o desprendimento de vórtices e reduzir o arrasto aerodinâmico (Wang; Feng, 2018).

Conforme estudos de Akilli; Sahin; Cebeci (2005) e Hwang et al. (2003), a presença dessa placa impede a interação direta entre as camadas de escoamento superior e inferior, estabilizando o escoamento e reduzindo a intensidade dos vórtices na região posterior bem como o coeficiente de arrasto.

A Figura 17 ilustra um esquema de uma *splitter plate* posicionada a jusante de um cilindro em escoamento transversal. No esquema, d representa o diâmetro do cilindro, G é a distância entre o cilindro e o bordo de fuga da placa, e L indica o comprimento total da *splitter plate*. É comum explorar diferentes relações de L/d e G/d para observar os efeitos na esteira do cilindro e no coeficiente de arrasto.

Figura 17 - *Splitter plate* posta a jusante do cilindro



Fonte: Autor (2024)

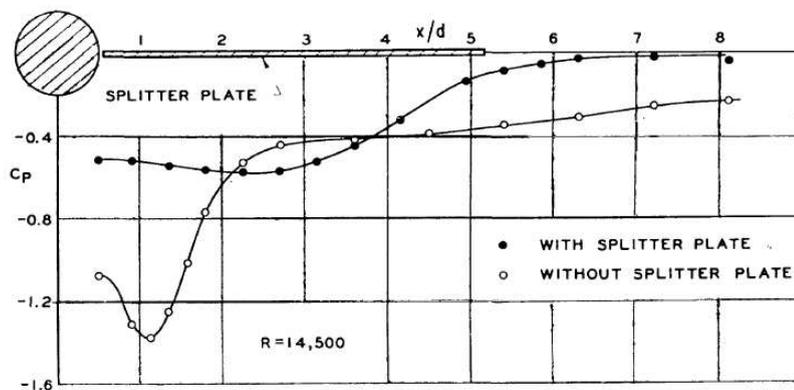
2.4.2. Efeito de *Splitter Plate* em Cilindros Isolados

Roshko (1955) foi um dos primeiros a investigar o efeito de *splitter plates* rígidas na esteira de um cilindro, demonstrando que o comprimento dessas placas exerce um controle no desprendimento de vórtices e na redução do arrasto. Em seus experimentos, verificou-se que placas com comprimento equivalente a cinco vezes o diâmetro do cilindro ($5D$) foram capazes de suprimir por completo o desprendimento de vórtices, o que causou uma maior eficiência aerodinâmica.

Na Figura 18, é ilustrado o impacto de uma *splitter plate* na distribuição de pressão ao longo da esteira de um cilindro isolado. Observa-se que a pressão de recuperação (C_p) aumenta de forma gradual na presença da *splitter plate*, indicando uma redução significativa no diferencial de pressão e, por consequência, no arrasto. Sem a *splitter plate*, o coeficiente de pressão se mantém mais negativo ao longo da

linha de centro da esteira, sugerindo uma região de baixa pressão mais intensa e sustentada, o que favorece o arrasto (Roshko, 1955).

Figura 18 - Distribuição de pressão ao longo da linha de centro da esteira



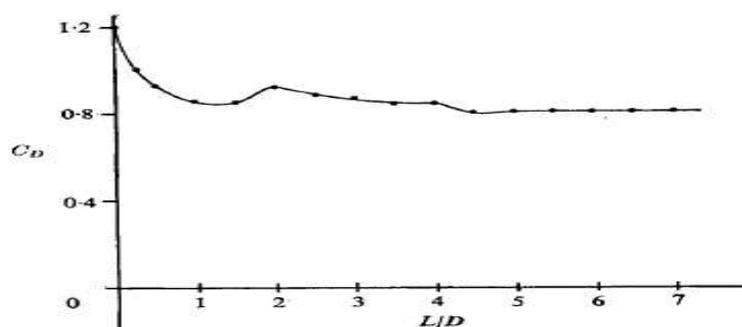
Fonte: Roshko (1955, p.127)

Em números de Reynolds subcríticos ($10^4 < Re < 5 \times 10^4$), Apelt e West (1975), também verificaram que o comprimento da *splitter plate* exerce influência direta na distribuição do coeficiente de pressão (C_p) ao longo da esteira do cilindro. Na parte frontal do cilindro até $\pm 38^\circ$, o C_p é independente do comprimento da *splitter plate* para $L/D \geq 2$, e tende a se recuperar de forma mais suave, reduzindo o diferencial de pressão na região posterior do cilindro.

Essa recuperação promove uma redução na intensidade das flutuações de pressão e uma esteira mais regular, o que contribui para a diminuição do arrasto e um escoamento mais estável. Enquanto que para *splitter plates* mais curtas ($L/D < 2$), os efeitos na recuperação de pressão são menos pronunciados, não propiciando a mesma eficácia na diminuição do arrasto e na estabilidade do escoamento (Apelt e West, 1975).

Conforme mostrado na Figura 19, a presença de *splitter plates* de comprimento L/D entre 2 e 5 reduz o coeficiente de arrasto (C_D) e estabiliza o ponto de separação do escoamento, até que o valor de C_D se torne constante para $L/D > 5$, momento em que o desprendimento periódico de vórtices é eliminado, apesar de que uma esteira de vórtices ao longe da *splitter plate* ainda se forme (Apelt e West, 1975).

Figura 19 - Cilindro circular com *splitter plate*: C_D vs L/D



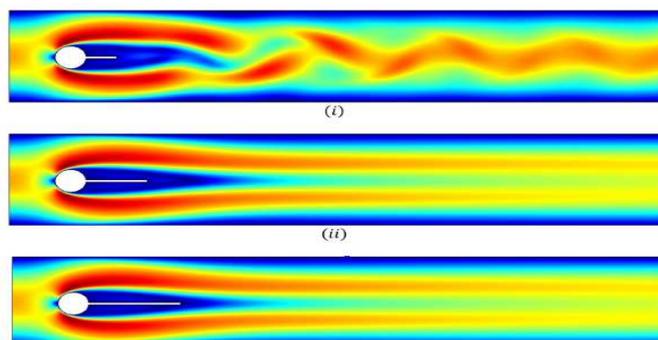
Fonte: Adaptado de Apelt e West (1975, p.150)

Os valores de C_D apresentados no gráfico referem-se apenas ao coeficiente de arrasto de pressão; desconsiderou-se a contribuição do arrasto por atrito nas superfícies do cilindro e da *splitter plate* (Apelt; West, 1975).

Bearman (1965) e Apelt e West (1975) demonstraram que *splitter plates* curtas, com $L/D \leq 2$, reduzem significativamente o coeficiente de arrasto ao estreitar a largura da esteira e estabilizar gradualmente os pontos de separação do escoamento. Em particular, *splitter plates* com $L/D \leq 1$ foram as mais eficazes em reduzir o arrasto devido à diminuição do tamanho da esteira e à alteração do número de Strouhal associado ao desprendimento de vórtices.

A Figura 20 ilustra o impacto de diferentes comprimentos de *splitter plates* na esteira de um cilindro em escoamento. De fato, a presença de uma *splitter plate* reduz as forças fluidas atuantes no obstáculo, sendo eficaz na estabilização do escoamento e na atenuação do desprendimento de vórtices ao longo da esteira (Ain et al., 2022).

Figura 20 - Splitter plates em diferentes comprimentos, $Re = 100$



Fonte: Adaptado de Ain et al. (2022, p.7)

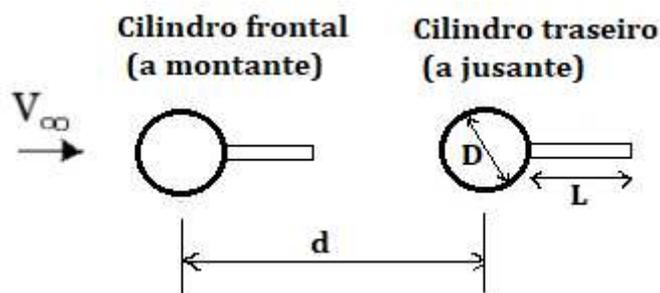
2.4.3. Efeito de Splitter Plate em Dois Cilindros em *Tandem*

2.4.3.1. Efeito de Splitter Plate com $L = 1D$

A aplicação de splitter plates rígidas em configurações de cilindros em *tandem* permanece um campo com potencial de exploração, ainda com avanço modesto em ensaios aerodinâmicos. Estudos, como o de Cardoso e Da Silva (2023), examinaram numericamente, em $Re = 1.66 \times 10^5$, o impacto de splitter plates com comprimentos equivalentes ao diâmetro do cilindro ($L = D$) sobre os coeficientes aerodinâmicos C_p e C_D .

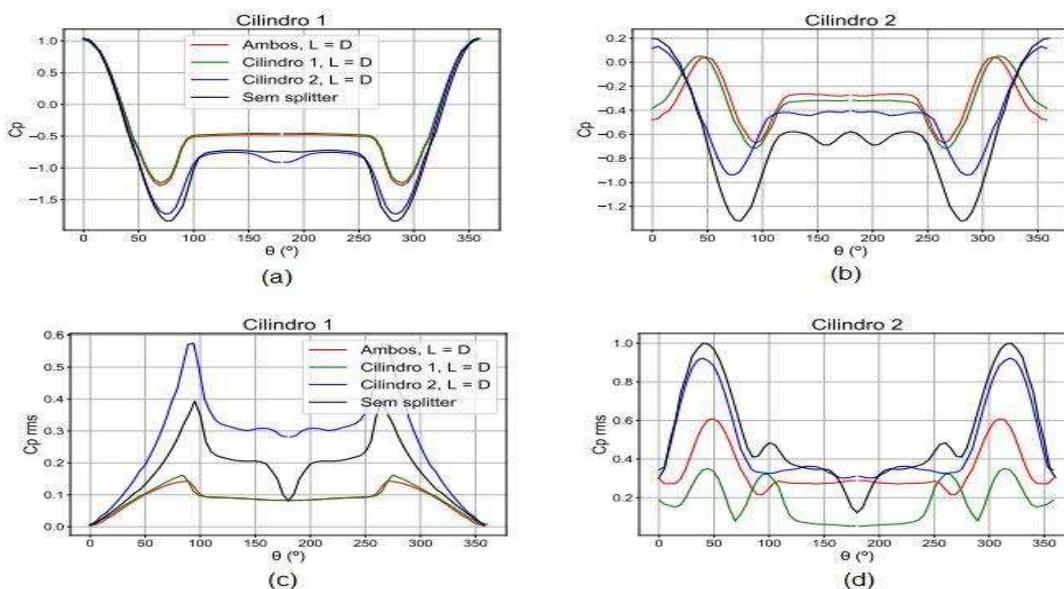
Como mostra a Figura 23, nesse estudo definiram-se o espaçamento entre os cilindros em $L/D = 3.7$, a espessura da splitter plate como 2 mm e foram testados comprimentos de placa de $1D$ e $2D$, visando avaliar a eficiência na redução de ruído e arrasto. Além disso, foram testadas configurações de placa posicionada a montante, a jusante e em ambos os cilindros.

Figura 21 - Splitter plates nos cilindros a montante e a jusante



Fonte: Autor (2024)

De acordo com Cardoso e Da Silva (2023), na Figura 22.a, o C_p no cilindro frontal se assemelhou nas configurações com a splitter plate em ambos os cilindros e quando posta no cilindro frontal, bem como configurações sem splitter plate e com splitter apenas no cilindro traseiro apresentaram comportamento parecido. Ademais, notou-se que a splitter plate no cilindro frontal aumentou o seu C_p da metade até a parte posterior do cilindro.

Figura 22 - Coeficiente de pressão C_p vs variação angular θ - S.Plate 1D

Fonte: Adaptado de Cardoso e Da Silva (2023, p.63-64)

Na análise da pressão no cilindro traseiro (Figura 22.b), o uso da splitter plate no cilindro frontal elevou o C_p na parte da frente do cilindro traseiro, em comparação com a configuração sem splitter plate no cilindro frontal. Enquanto que com a splitter plate apenas no cilindro traseiro gerou resultados semelhantes na configuração sem o dispositivo passivo.

No cilindro frontal (Figura 22.c), a inserção de uma splitter plate resultou em uma redução nas flutuações de pressão em uma faixa específica de ângulos, estabilizando essas flutuações em valores menores até certo ponto. No cilindro traseiro (Figura 22.d), a presença da splitter plate no cilindro frontal auxiliou a reduzir ainda mais as flutuações de pressão em comparação às configurações com splitter plate em ambos os cilindros, sendo a configuração com splitter apenas no cilindro frontal a mais eficaz para diminuir essas variações.

Em suma, Cardoso e Da Silva (2023) concluíram que a configuração com splitter plate em ambos os cilindros mostrou-se a mais eficaz na redução do coeficiente de arrasto — predominantemente arrasto de pressão —, com diminuição de cerca de 72% no cilindro traseiro e 17% no cilindro frontal, sendo eficaz contra desprendimentos de vórtices e flutuações de pressão. A segunda melhor configuração foi a splitter plate apenas no cilindro frontal, que também proporcionou uma significativa redução de arrasto, em particular no cilindro traseiro.

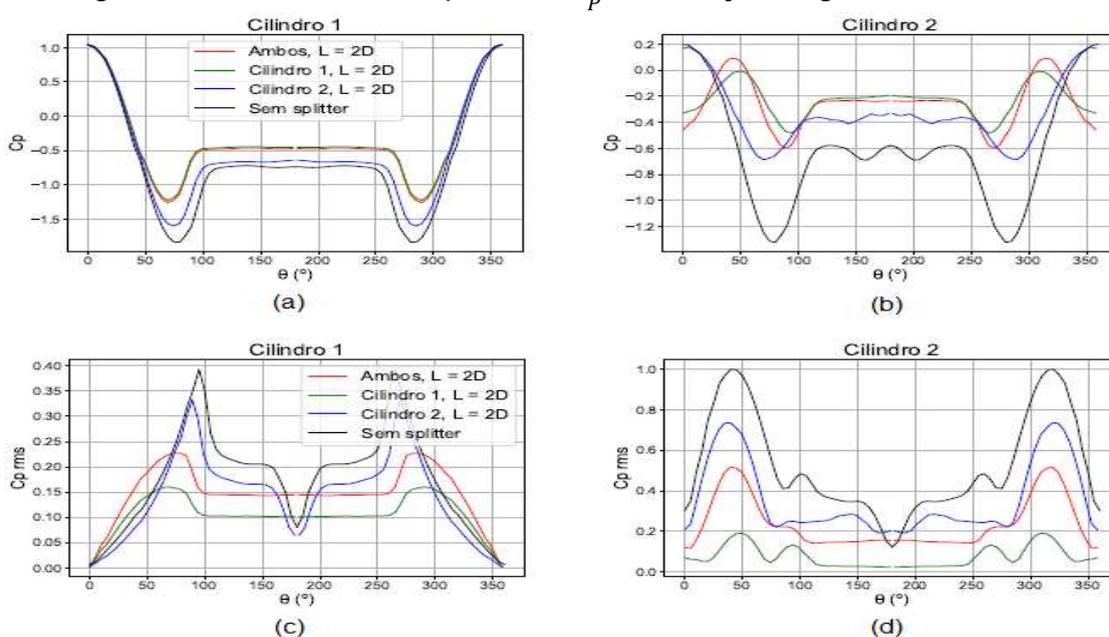
2.4.3.2. Efeito de Splitter Plate com $L = 2D$

Em continuação às análises de Cardoso e Da Silva (2023), verificou-se que a inserção de uma splitter plate com comprimento $L = 2D$ trouxe mudanças expressivas na dinâmica do escoamento entre os cilindros. Quando posicionada apenas no cilindro frontal (Figura 23.b), a splitter plate gerou uma considerável redução no efeito de vácuo na esteira, enquanto a sua colocação apenas no cilindro traseiro promoveu apenas uma leve atenuação desse efeito.

Como mostrado na Figura 23.d, as flutuações de pressão também sofreram quedas significativas, com uma diminuição de até 80% quando a splitter plate foi inserida no cilindro frontal em comparação com o cenário sem splitter plate, enquanto que para a configuração com splitter plate em ambos os cilindros, a redução foi cerca de 50% (Cardoso; Da Silva, 2023).

Esses resultados estão em linha com os estudos de Kwon e Choi (1996), que indicam a eficiência da splitter plate em configurar a forma do escoamento em intervalos de comprimento de placa entre $2D$ e $5D$. Deste modo, com essa análise sugere que essas modificações podem ser associadas ao aumento da distância da zona de recirculação dos vórtices, propiciando uma redução substancial nos efeitos de separação.

Figura 23 - Coeficiente de pressão C_p vs variação angular θ - S.Plata 2D



Fonte: Adaptado de Cardoso e Da Silva (2023, p.71-72)

Portanto, a splitter plate com comprimento $L = 2D$ exerce um controle eficaz sobre o escoamento na esteira, reduzindo o arrasto e atenuando o efeito de *drafting* entre cilindros. Sua forma plana atua como uma barreira que separa as camadas de cisalhamento, ao assegurar um escoamento suave e um gradiente de pressão adverso mais equilibrado, sem a necessidade de um perfil de gota de lágrima típico de carenagens aerodinâmicas (Cardoso e Da Silva, 2023).

2.5. TÚNEIS DE VENTO

Um túnel de vento tem a capacidade de oferecer condições ambientais próximas da realidade para a investigação de fenômenos aerodinâmicos em modelos com escala reduzida, o que viabiliza experimentos com maior acurácia e menor custo em comparação aos ensaios com modelos de escala real (Barlow; Rae; Pope, 1999).

Os túneis de vento normalmente são classificados em abertos e fechados, e suas seções de teste podem ser configuradas para atender às especificidades dos estudos aerodinâmicos desejados. A seleção do tipo de túnel de vento e de sua configuração depende dos objetivos e restrições do experimento, o que leva em consideração fatores como qualidade do escoamento, controle de turbulência e custos operacionais (Barlow; Rae; Pope, 1999).

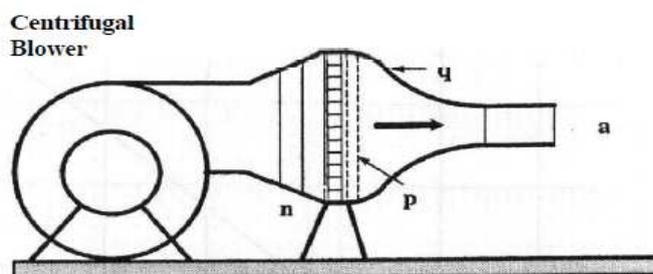
Existem túneis de vento subsônicos, supersônicos e hipersônicos, utilizados desde em pesquisas acadêmicas até em empresas multinacionais. Conforme descrito por Barlow; Rae; Pope (1999), túneis de vento de baixa velocidade são caracterizados por entregarem velocidades de até 482 km/h ou Mach 0,4. Esses túneis são os mais comuns por serem amplamente utilizados para avaliar efeitos aerodinâmicos em aeronaves, veículos e estruturas, variando desde instalações com pequenas áreas de teste, com dimensões de alguns metros quadrados, até grandes complexos que podem atingir áreas de teste com centenas de metros quadrados.

2.5.1. Tipos de Túneis de Vento

Cattafesta et al. (2010) explica que túneis de vento apresentam diversas configurações para diferentes propósitos. Quanto ao tipo de circuito, podem ser classificados como de circuito aberto ou fechado. Túneis de vento de circuito aberto

podem operar como túneis de sopradores ou de sucção, diferenciando-se pelo posicionamento do ventilador.

Figura 24: Layout de túnel soprador



Fonte: Adaptado de Barlow; Rae; Pope (1999, p.70)

Como mostra a Figura 24, nos túneis sopradores, um ventilador é instalado na entrada do túnel, empurrando o ar para dentro, o que permite maior capacidade de carga ao sistema, principalmente ao utilizar ventiladores centrífugos. Nos túneis de sucção, o ventilador axial é instalado após a seção de testes, com a entrada aberta para a atmosfera. Embora ambos os tipos possam ser afetados por turbulência na entrada, os túneis de sucção tendem a ser mais sensíveis a esse efeito do que os túneis sopradores (Azzawi, 2023).

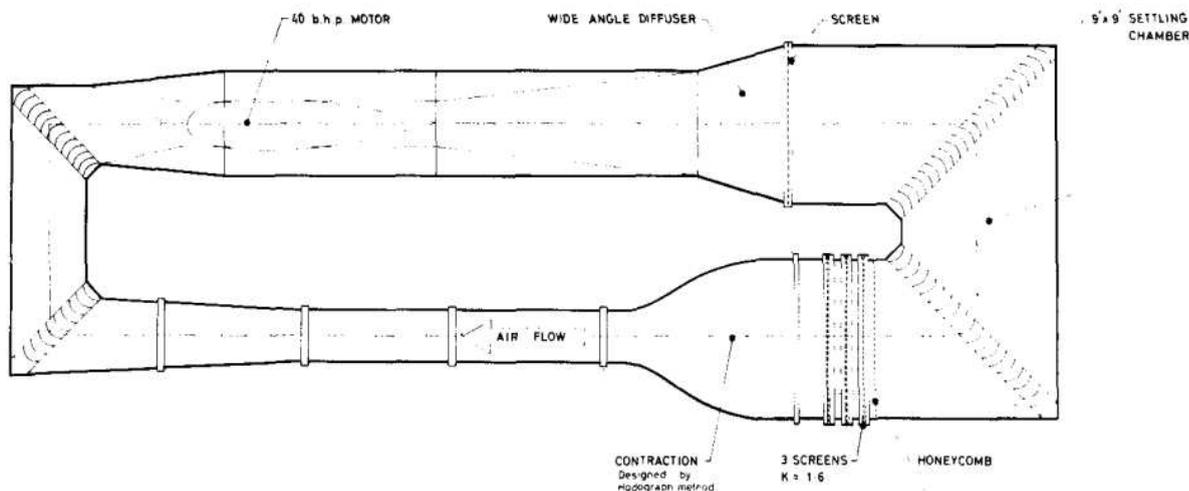
Conforme descrito por Cattafesta et al. (2010), em túneis de vento de circuito fechado, o ar recircula continuamente dentro do sistema, com pouca ou nenhuma troca de ar com o ambiente externo. Esse tipo de túnel permite um controle mais estável das condições de escoamento. Um exemplo de túnel de circuito fechado é apresentado na Figura 25.

No comparativo de ambos os tipos de túneis, os túneis de vento de circuito aberto são mais econômicos e ocupam menos espaço, além de facilitar o descarte de partículas de visualização, uma vez que o ar é constantemente renovado. Contudo, consomem mais energia, demandam maior condicionamento do escoamento e são mais sensíveis ao clima externo (Barlow; Rae; Pope, 1999; Cattafesta et al. 2010).

Assim, túneis de circuito fechado ainda que apresentem maior custo de construção, têm menores custos operacionais, melhor controle das condições de escoamento e há menos ruído ambiental durante o funcionamento. Todavia, têm maior custo de construção e podem sofrer aquecimento devido ao ar reciclado,

necessitando de sistemas de resfriamento para manter a estabilidade do escoamento (Barlow; Rae; Pope, 1999; Cattafesta et al. 2010).

Figura 25 - Túnel de vento de circuito fechado

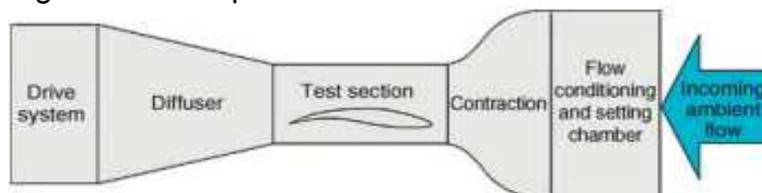


Fonte: Adaptado de Mehta e Bradshaw (1979, p.444)

2.5.2. Componentes de um Túnel de Vento de Aberto

Em um túnel de vento de circuito aberto, os componentes possuem funções específicas para criar um fluxo de ar controlado e uniforme na seção de testes. Na Figura 26, é apresentada uma configuração de um túnel de vento do tipo de sucção, que inclui uma câmara estabilizadora, seção de contração, seção de testes, difusor, motor do túnel; fora os componentes opcionais, que incluem técnicas para visualização do escoamento, pelo uso de corante ou fumaça (Cattafesta et al.,2010).

Figura 26- Componentes de um túnel de vento aberto



Fonte: Adaptado de Cattafesta et al. (2010, p.3)

A seguir, são descritas as principais funções de cada componente do túnel de vento, conforme observado por Cattafesta et al. (2010) e Mehta e Bradshaw (1979):

1. Sistema de Acionamento: O sistema de acionamento do túnel de vento gera o fluxo de ar necessário e compensa as perdas de pressão, utilizando ventiladores, sopradores ou fontes de gás comprimido, dependendo do projeto. A escolha do ventilador depende da taxa de fluxo e da capacidade de superar a queda de pressão, influenciando diretamente o desempenho do túnel. E o ruído de fundo, causado pelo ventilador, pode ser minimizado com tratamentos acústicos para garantir uma baixa turbulência.
2. Seção de Condicionamento de Escoamento: A seção de condicionamento de escoamento nos túneis de vento de circuito aberto é composta por uma tela de honeycomb e telas de retificação, que alinham o escoamento e reduzem a turbulência, respectivamente. A tela de honeycomb reduz as variações laterais da velocidade, enquanto as telas de retificação fragmentam maiores redemoinhos em pequenas escalas turbulentas, que decaem antes da entrada na seção de testes.
3. Seção de Contração: Esta seção tem como função acelerar e alinhar o escoamento, reduzindo a turbulência e promovendo um escoamento uniforme na seção de testes. O design da contração, incluindo seu comprimento e forma, é vital para evitar separação de escoamento devido a gradientes de pressão adversos e para promover a uniformidade do escoamento.
4. Seção de Testes: A seção de testes em túneis de vento pode ter paredes fechadas, contribuindo na precisão em medições aerodinâmicas, ou ser de jato aberto, que facilita medições acústicas, mas apresenta interferências adicionais. Em estudos bidimensionais, recomenda-se limitar a corda do modelo a até $2/3$ da largura da seção de teste e manter o bloqueio abaixo de 10%, com uma proporção de dimensões em torno de 1,4:1 para otimizar o escoamento.
5. Difusor: Este componente tem a função de desacelerar o escoamento de alta velocidade vindo da seção de teste, promovendo a recuperação da pressão estática e reduzindo a carga no sistema de acionamento. A geometria do difusor, incluindo o ângulo de abertura e a relação entre o comprimento e a

altura de entrada, deve ser otimizada para evitar a separação do escoamento e garantir um bom desempenho aerodinâmico.

2.5.3. Telas de Retificação e Telas Honeycomb

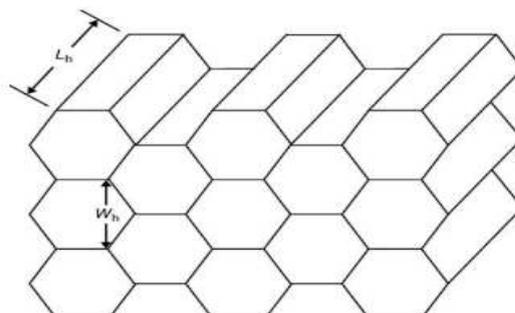
Segundo Barlow; Rae; Pope (1999), as telas em túneis de vento têm a função de homogeneizar os perfis de escoamento aplicando uma queda de pressão estática proporcional à velocidade, o que reduz a turbulência e a espessura da camada limite. Geralmente, as telas são fabricadas de fibras metálicas ou sintéticas entrelaçadas, escolhidas com base na durabilidade e nas condições específicas do escoamento (Mehta e Bradshaw, 1979).

As telas honeycomb, normalmente posicionadas a montante das telas de retificação, são usadas para reduzir as estruturas turbulentas e as variações de velocidade lateral, alinhando o escoamento e diminuindo ainda mais a turbulência, sobretudo quando os ângulos de inclinação do escoamento permanecem abaixo de 10° (Cattafesta et al., 2010). Para um desempenho ideal, as telas honeycomb devem ter uma relação comprimento-diâmetro de cerca de 5 a 10 e uma estrutura de células hexagonais para minimizar a perda de pressão (Mehta e Bradshaw, 1979).

Mehta e Bradshaw (1979) apontam que a eficiência das telas de retificação e honeycomb depende diretamente do parâmetro de porosidade, que afeta a perda de pressão no escoamento. A porosidade é definida como a razão entre a área livre para a passagem do ar e a área total da tela, sendo d_w o diâmetro do arame e W_m a largura de uma célula quadrada, como mostra na Equação (9) e Figura 27.

$$\beta_s = \left(1 - \frac{d_w}{W_m}\right)^2 \quad (9)$$

Figura 27 - Esquemático de uma seção hexagonal honeycomb



Fonte: Cattafesta et al. (2010, p.6)

Em telas de retificação, a porosidade costuma estar em torno de 0,5 e 0,8, enquanto em telas honeycomb, valores próximos iguais a 0,8 ou maiores são mais comuns. A escolha adequada da porosidade é determinante para reduzir a turbulência e manter uma perda de carga mínima, uma vez que valores elevados, como os das honeycombs, garantem uma baixa perda de pressão e uma maior uniformidade do escoamento (Mehta e Bradshaw, 1979).

Logo, o controle da turbulência é um fator chave a ser levado em conta para uma melhor qualidade dos testes em túneis de vento:

Para túneis destinados a pesquisas sobre camadas-limite e transição de camada-limite, os valores laterais da turbulência, que geralmente são os maiores, devem ser mantidos suficientemente baixos. Valores em torno de 0,05% têm sido sugeridos. Túneis usados para testes de desenvolvimento podem ter valores de turbulência maiores, talvez até 0,5% na direção axial, embora alguns grandes túneis governamentais tentem alcançar 0,1%. No entanto, não há um consenso geral quanto ao valor absoluto necessário, e há quem defenda que testes de veículos terrestres devem ser realizados em correntes com níveis de turbulência de até 1% (BARLOW; RAE; POE, 1999, p.126).

2.5.4. Medições de Velocidade no Escoamento

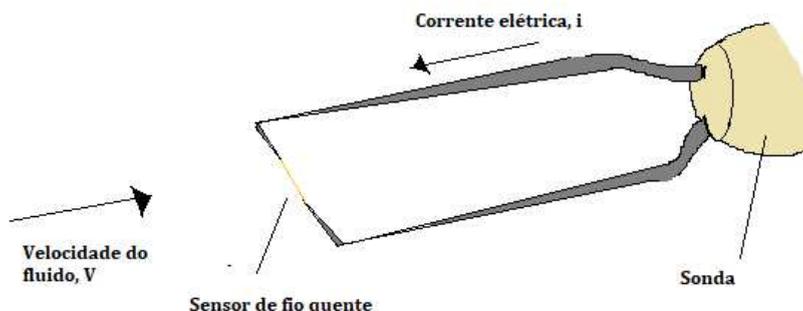
Segundo Barlow; Rae; Pope (1999), a anemometria de fio quente é uma técnica comum na aerodinâmica utilizada para medir a velocidade instantânea do escoamento em um ponto específico, em particular para escoamentos turbulentos. Esse método baseia-se em um sensor aquecido eletricamente, em geral por um fio de platina ou tungstênio de diâmetro muito fino (da ordem de micrometro), que resfria ao entrar em contato com o fluido em movimento.

O princípio de operação mais usual na configuração de temperatura constante (CTA), consiste em manter a temperatura do fio constante — geralmente de 100 a 200°C — por meio de um controle elétrico, compensando a taxa de resfriamento à medida que a velocidade do escoamento aumenta. O fio quente mede flutuações de velocidade com alta resolução temporal e espacial, o que permite análises detalhadas de fenômenos de turbulência (Jørgensen, 2005).

Entretanto, sensores de fio quente são frágeis e suscetíveis a quebras em escoamentos contendo partículas ou altas velocidades, sendo recomendado o uso

de sondas de filme quente em condições mais severas, pois essas possuem maior robustez e resistência. A Figura 28 mostra um desenho de uma sonda utilizada no sistema de anemometria de fio quente.

Figura 28 - Sonda de fio quente unidimensional



Fonte: Autor (2024)

Como o sensor é mantido a uma temperatura constante, a estabilidade de sua energia térmica é garantida. Isso exige que a potência elétrica fornecida pelo aquecimento Joule compense a perda de calor por convecção forçada, desprezando outras formas de perda (Jørgensen, 2005).

Esse equilíbrio é descrito pela Lei de King (Equação 10), onde E é a tensão elétrica e V é a velocidade do escoamento. As constantes a , b e n são calibradas de modo automático para cada sonda, permitindo que a medição da tensão elétrica forneça diretamente a velocidade do escoamento (Jørgensen, 2005).

$$E^2 = a + bV^n, \quad (10)$$

2.5.5. Medições de Forças Aerodinâmicas

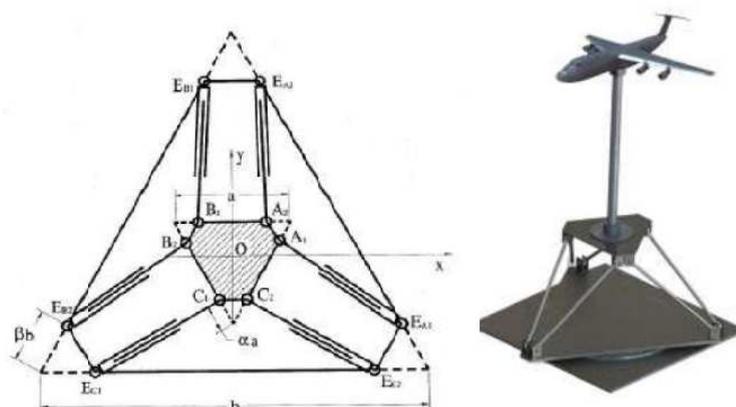
Conforme Barlow; Rae; Pope, (1999), a balança aerodinâmica é um dispositivo utilizado no túnel de vento para medir forças e momentos aerodinâmicos que atuam nos modelos de teste. Composta por duas plataformas conectadas por barras que se deformam sob carga axial, essa estrutura permite medir quando sensores, como extensômetros ou células de carga, são integrados para captar as deformações e convertê-las em dados de força e momento.

Além disso, um suporte, conhecido como *strut*, fixa o modelo à plataforma

superior, assegurando estabilidade e transmissão direta das forças à balança. Outro sistema utilizado é a plataforma Stewart (Figura 29), que permite seis graus de liberdade. Composta por uma plataforma móvel conectada a uma base fixa por meio de pernas elásticas instrumentadas, a plataforma Stewart oferece medições tridimensionais sofisticadas, sendo ideal para estudos que requerem uma análise detalhada de forças e momentos em diversas direções (Fernandes, 2018).

Barlow; Rae; Pope (1999) afirmam que uma balança de túnel de vento é um equipamento complexo que demanda conhecimentos específicos, tornando sua calibração e montagem mais adequadas para especialistas em balanças. Assim, recomenda-se que a calibração inicial seja realizada na fábrica, evitando atrasos no uso do túnel para testes e ajustes adicionais (Fernandes, 2018).

Figura 29 - Balança aerodinâmica de 6 eixos



Fonte: Modificado de Fernandes (2018, p.6)

2.5.6. Efeito de Bloqueio

De acordo com Glauert (1933), o efeito de bloqueio ocorre em túneis de vento devido à restrição imposta pelas paredes do túnel, que limita a expansão do escoamento em torno de um corpo. Essa limitação causa um aumento na velocidade do escoamento próximo ao corpo, intensificando as forças aerodinâmicas que o corpo experimenta (Barlow; Rae; Pope, 1999).

Devido às limitações físicas impostas pelas paredes do túnel, o escoamento ao redor do modelo é confinado, o que intensifica a velocidade e as forças atuantes no corpo de teste. Essa interferência é inevitável em experimentos com corpos de

grandes dimensões ou em alta velocidade, causando um aumento na pressão e velocidade do escoamento próximo ao modelo (Barlow; Rae; Pope ,1999).

Glauert (1933) afirma que, em túneis fechados, essa intensificação do escoamento ao redor do corpo gera um gradiente de pressão ao longo do escoamento, alterando as condições aerodinâmicas esperadas. Esse efeito pode comprometer a precisão dos resultados, tornando necessário o uso de métodos de correção (Anthoine et al., 2009).

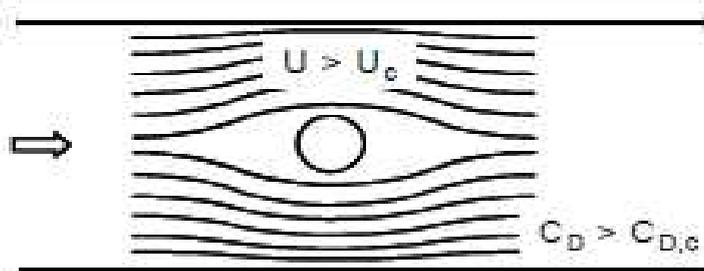
Além disso, a presença de efeitos como a criação de uma esteira e a modificação do campo de pressão são algumas das principais consequências do bloqueio. Para atenuar esses efeitos e obter dados mais realísticos, são aplicadas correções de bloqueio, que ajustam as medições, compensando a interferência das paredes. Essas correções variam conforme o tipo de túnel e a configuração do modelo (Barlow; Rae; Pope ,1999).

Conforme Anthoine et al. (2009), em uma seção de teste fechada mostrada na Figura 30, as paredes laterais limitam a expansão do escoamento ao redor do cilindro, causando uma aceleração que não ocorre em um ambiente aberto, ao “ar livre”. Nessas condições ideais, onde o cilindro não é rodeado por paredes e o escoamento ocorre em uma seção transversal ilimitada, a velocidade corrigida (U_c) representa o valor sem interferências.

Antes de efetuar os cálculos de qualquer correção de bloqueio, pode ser necessário verificar a área ocupada pelo modelo no túnel:

Uma regra prática é que o bloqueio (razão da área frontal do modelo e a área da seção transversal da seção de testes) deve ser inferior a 7,5%. Caso contrário, as paredes podem interferir significativamente na semelhança geométrica e cinemática dos resultados (ÇENGEL; CIMBALA, 2014, p.321).

Figura 30 - Efeito de bloqueio em uma seção de testes fechada



Fonte: Adaptado de Anthoine (2009, p.5)

Como as paredes laterais intensificam a aceleração do escoamento ao redor do cilindro, isto leva a uma superestimação dos coeficientes de arrasto. Neste trabalho, duas abordagens para a correção de bloqueio merecem ser discutidas. A primeira é a Equação (11), proposta por Glauert (1933), baseada no escoamento potencial bidimensional em torno de ovais de Rankine:

$$\frac{C_{D,c}}{C_D} = \left[\frac{1 - G(S/C)}{1 + 0.822(S/C)^2} \right]^2 \quad (11)$$

Neste modelo, C_D e $C_{D,c}$ representam o coeficiente de arrasto medido e o corrigido, respectivamente, enquanto G é uma constante empírica de valor 0,3 para cilindros circulares. Modi e El-Sherbiny (1973) adaptaram esse método, ajustando o fator G para 0,6, com base em medições experimentais do arrasto de cilindros, o que aprimorou a precisão da previsão de arrasto e diminuiu a dispersão nos dados.

A segunda abordagem, desenvolvida por Allen e Vincenti (1944), considera um escoamento bidimensional, invíscido e compressível dentro de um túnel de vento fechado. Essa metodologia ajusta o coeficiente de arrasto usando a diferença de pressão estática entre duas posições afastadas do cilindro, uma a montante e outra a jusante. A fórmula resultante inclui termos negativos de correção, o que reduz o valor de C_D (Equação 12).

$$C_{D_{corr}} = C_D \cdot \left(1 - \frac{\pi^2}{4} \cdot \left(\frac{S}{C} \right)^2 - \frac{C_D}{2} \cdot \left(\frac{S}{C} \right) \right) \quad (12)$$

Uma das abordagens matemáticas mais utilizadas para lidar com o efeito bloqueio é o método das imagens, uma técnica baseada em princípios de escoamento potencial. Esse método utiliza uma combinação de escoamento ao redor de cilindros com fontes e sumidouros imaginários, posicionados fora do domínio físico, para simular o efeito das paredes e criar uma solução para o campo de escoamento que satisfaça as condições de contorno impostas pelas fronteiras (Barlow; Rae; Pope, 1999).

Para cilindros, o método das imagens emprega uma combinação de escoamento de dipolo e escoamento livre. As paredes do túnel refletem as linhas de corrente, criando um efeito de imagem que reproduz o comportamento do escoamento em ambientes confinados.(Fox; McDonald; Pritchard, 2006).

3. METODOLOGIA

Neste capítulo são abordados os métodos experimentais, as especificidades do modelo e das ferramentas utilizadas e os procedimentos de execução dos testes.

3.1 CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL

Esta seção reúne todo o aparato utilizado nos testes: as instalações do túnel de vento, a configuração dos cilindros, o uso da balança aerodinâmica, a técnica de anemometria de fio quente e demais métodos experimentais.

3.1.1. Túnel de vento

O túnel de vento de circuito aberto está localizado no prédio Laboratório de Interação Fluido-Estrutura (LIFE), onde compreende ainda dois equipamentos de grande porte: um túnel de vento de circuito fechado de maior porte e um canal de água circulante, numa área total de 649,72 m². Com 6,5m de comprimento, 90 cm de largura e 60 cm de altura, o túnel apresenta seção de ensaios com dimensões de 243 cm x 80 cm x 60 cm (comprimento x largura x altura).

As Figuras 31 e 32 ilustram o túnel de vento utilizado e sua seção de teste, respectivamente.

Figura 31 - Túnel de Vento de Circuito Aberto (LIFE - UFSC)



Fonte: Tumelero et al. (2024)

Figura 32 - Seção de ensaios do túnel de vento (LIFE - UFSC)



Fonte: Autor (2024)

O sistema motriz do túnel de vento é composto por um rotor centrífugo de 12 pás, acionado por um motor elétrico de 5,5 kW (7,5 cv) de potência e frequência de 60 Hz, operando em velocidade constante, sem a utilização de um inversor elétrico. O sistema é capaz de soprar o ar até uma velocidade máxima de aproximadamente 10 m/s. É seguido por 5 seções modulares retas, cada uma com 1,2 m de comprimento.

A primeira seção modular contém slots de condicionamento do escoamento, permitindo diferentes configurações de honeycombs, telas e placas perfuradas para serem testadas, como uma forma de avaliar seu impacto nas características do escoamento. O segundo e o terceiro módulos consistem em seções de desenvolvimento de escoamento totalmente fechadas, com o objetivo de desenvolver completamente o perfil de velocidade.

Por fim, os dois últimos módulos consistem nas seções de teste, construídas com painéis laterais de acrílico para melhorar a visualização do escoamento e do modelo de teste.

3.1.2. Balança aerodinâmica

A balança aerodinâmica *AeroAlcool AA-TV/AB2* empregada no experimento para a obtenção do coeficiente de arrasto é uma balança externa de seis componentes capaz de medir seis componentes aerodinâmicas: Força de Arrasto, Força de Sustentação, Força Lateral, Momento de Arfagem, Momento de Guinada, Momento de Rolagem. A balança é equipada com strain gauges de alta precisão, que possibilitam a transmissão de dados e a conexão direta ao sistema de aquisição de dados AA-DAS® mostrado na Figura 33.

Figura 33 - Balança aerodinâmica



Fonte: Autor (2024)

3.1.3. Transmissor de Umidade e Temperatura

O transmissor de umidade e temperatura da série *RH*, da *Dwyer Instruments*, foi projetado para monitorar com alta precisão as condições ambientais. Este equipamento mede de forma simultânea a umidade relativa e a temperatura, fornecendo leituras em tempo real para aplicações em controle climático. Nos experimentos, o transmissor foi instalado na saída do túnel, como indicado à direita na Figura 34, e conectado por cabo à parte traseira do Módulo de Controle.

Figura 34 - Transmissor de Umidade e Temperatura



Fonte: Autor (2024)

3.1.4. Anemometria de fio quente

Nos experimentos utilizou-se um sistema de anemometria de fio quente, da Dantec Dynamics®, para medir a velocidade do escoamento. O equipamento de medição completo consiste de Sondas de Fio com Suporte e Cabos, uma Unidade de Calibração Automática CTA (Constant Temperature Anemometry), um Anemômetro CTA, um Sistema de Deslocamento (Traverse System) e um Computador.

O software StreamLine® Pro configura os módulos do anemômetro, realiza calibrações de velocidade e direção e fornece uma plataforma de experimento, onde sequências configurações automáticas de hardware, deslocamentos com a sonda, aquisições de dados e reduções de dados podem ser executadas. A cadeia de medição e o sistema de anemometria são mostrados na Figura 35.

Figura 35 - Sistema de medição de anemometria



Fonte: Autor (2024)

3.1.4.1 Sonda de Fio Quente

A sonda de fio quente utilizada foi a *Dantec 55P11* (Figura 36), que possui fio de tungstênio revestido com 5 μm de diâmetro e 1,25 mm de comprimento. Possui pontas retas, com o sensor perpendicular ao eixo da sonda. Destina-se para aferições de uma única componente da velocidade, sendo indicada para escoamentos com baixa intensidade de turbulência, assim como para a análise de velocidades médias e flutuantes em corrente livre. É montada com o eixo da sonda paralelo à direção do escoamento.

Figura 36 - Sonda de fio quente 55P11

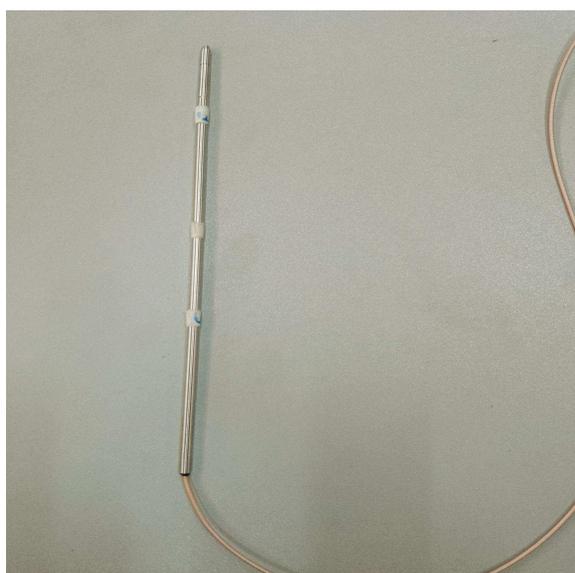


Fonte: Autor (2024)

3.1.4.2. Suporte da Sonda de Fio Quente

O suporte da sonda de fio quente utilizado foi o modelo 55H20, da Dantec Dynamics (Figura 37), projetado especificamente para fixação segura da sonda de fio quente 55P11 durante as medições. Este suporte possui um mandril de 4 mm, que permite o encaixe adequado da haste da sonda e estabilidade durante o processo de calibração e ao longo das aferições.

Figura 37 - Suporte da sonda de fio quente 55P11



Fonte: Autor (2024)

3.1.4.3. Fixador do suporte da sonda (*Probe Holder*)

O *Probe Holder*, mostrado na Figura 38, é um suporte projetado para fixar e posicionar firmemente sondas de anemometria, como as de fio quente e termistores, durante a calibração e medições de velocidade no túnel de vento. Ele proporciona estabilidade, ajustes finos de posição e correta orientação da sonda em relação ao escoamento, minimizando vibrações e movimentos indesejados durante a varredura em diferentes pontos de medição.

Figura 38 - *Probe Holder*



Fonte: Autor (2024)

3.1.4.4. Sonda de Temperatura CTA

A Sonda de Temperatura CTA, modelo 90P10 (Figura 39), da Dantec Dynamics, tem como função medir a temperatura do fluido ambiente durante experimentos de escoamento. Dispõe-se de um termistor de alta precisão, embutido em um tubo de aço inoxidável unido a um cabo coaxial de 4m, que captura variações de temperatura de maneira precisa e linear em uma faixa de 0 a 150 °C.

Além de permitir a medição direta da temperatura, a sonda também auxilia na correção da temperatura das sondas de anemometria de fio quente, o que garante maior precisão nas medições de velocidade, principalmente em escoamentos onde as flutuações térmicas afetam os resultados.

Figura 39 - Sonda de Temperatura CTA



Fonte: Autor (2024)

3.1.4.5. Unidade de Calibração Automática CTA

A unidade de calibração automática StreamLine Pro é importante para garantir a exatidão das medições. Usou-se um calibrador ilustrado na Figura 40, que opera a partir de um suprimento de ar pressurizado e cria um jato livre altamente estável e de turbulência muito baixa, normalmente abaixo de 0,2%.

Figura 40 - Calibrador Automático CTA



Fonte: Autor (2024)

A velocidade do jato livre é calculada com base na queda de pressão na sua saída, o que permite uma calibração precisa da sonda. A unidade de calibração abrange uma ampla faixa de velocidades, de 0,02 m/s a até 300 m/s, que depende do diâmetro do bocal utilizado.

De acordo com o manual do fabricante, a identificação do tamanho aproximado do bocal se relaciona diretamente com faixas de velocidades apropriadas. No caso deste trabalho, para velocidades baixas no túnel de vento, próximas de 10 m/s, o bocal escolhido foi o Bocal I, de diâmetro 12 mm adequado para a faixa de velocidades entre 0,5 até 60 m/s.

Para seu funcionamento, é necessário fornecer ar limpo e seco de um suprimento de ar pressurizado. Ao conectar o calibrador ao computador via USB ou Ethernet e utilizar o software StreamWare Pro, o sistema estará pronto para uso imediato.

3.1.4.6. Sistema CTA Streamline Pro

O sistema CTA, composto por três módulos de controle CTA e Frame, é mostrado na Figura 41. O Módulo de Controle CTA é responsável por manter a temperatura constante do fio da sonda, ao utilizar um circuito de ponte de Wheatstone. Regula-se a corrente elétrica necessária para manter essa temperatura, e a variação na corrente é usada para medir a velocidade do escoamento de ar.

O módulo é configurado pelo software StreamWare Pro, que controla todos os aspectos do processo de calibração e aquisição de dados. Em relação ao Frame, é uma estrutura onde acomodam-se todos os componentes do sistema, bem como os módulos de controle.

Figura 41 - Módulo de Controle CTA



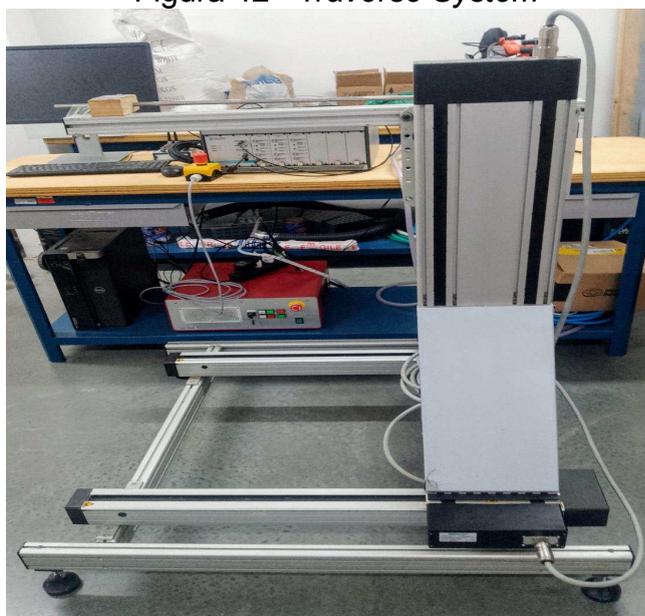
Fonte: Autor (2024)

3.1.4.7. Sistema de Deslocamento (*Traverse System*)

O Sistema de Deslocamento é um sistema de deslocamento automatizado comandado pelo software *StreamWare Pro*, que permite mover a sonda de forma automatizada dentro da seção de teste. Permite movimentação em até três eixos.

A seleção do deslocamento deve se adequar ao experimento, com resolução linear melhor que 0,01 mm e capacidade de reposicionamento dentro de $\pm 0,1$ mm. Este sistema é bastante eficaz quando perfis de velocidades precisam ser investigados pontualmente, visto que a sonda pode ser posicionada em diferentes regiões do escoamento de forma controlada e repetível. O equipamento pode ser visto na Figura 42.

Figura 42 - *Traverse System*



Fonte: Autor (2024)

3.1.4.8. Transdutor de Pressão

A medição de pressão foi realizada por um transdutor de pressão *Scanivalve*, da Figura 43, que é um instrumento especializado para medir a pressão em múltiplos pontos simultaneamente. É utilizado em aplicações como testes aeroespaciais, de turbomáquinas e em experimentos de túnel de vento, fornecendo leituras de alta precisão em vários canais de pressão com recursos como compensação de temperatura. Essencialmente, é um sistema para escanear e registrar pressões de diversos locais em um sistema usando uma única unidade.

Figura 43 - Scanivalve DSA 3217



Fonte: Autor (2024)

3.2. O MODELO

Para condução dos experimentos, foram utilizados modelos de cilindros construídos a partir de tubos de PVC comerciais conforme mostrado na Figura 44.

3.2.1. Modelagem geométrica do modelo de ensaio

As dimensões do modelo do cilindro foram definidas para se adequarem às dimensões da seção de teste túnel de vento mencionadas na seção 3.1.1, tendo em vista os limites mínimos para a movimentação longitudinal e vertical dos modelos quando fixados ao eixo da balança. Para atender às considerações estabelecidas, a Tabela 1 apresenta as características geométricas do cilindro.

Figura 44 - Cilindro de PVC



Fonte: Autor (2024)

Tabela 1 - Características geométricas do cilindro

Diâmetro (mm)	Altura (mm)	Área da Superfície(mm ²)
150	750	471

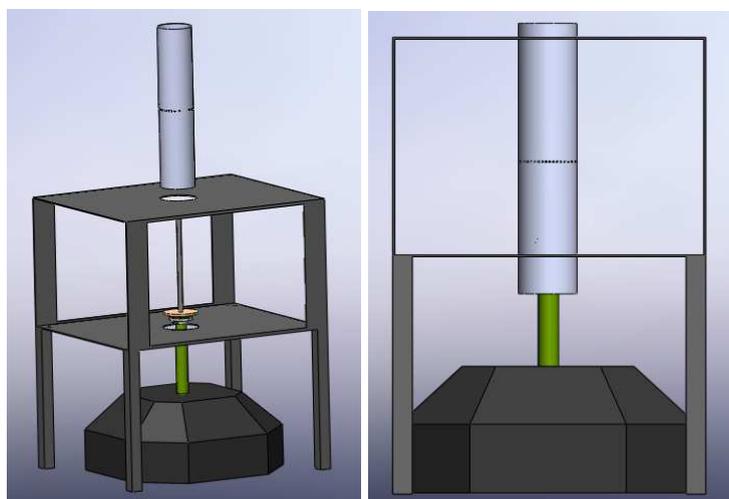
Fonte: Autor (2024)

Inicialmente, foi realizado um corte passante na seção de testes do túnel de vento, permitindo a passagem do conjunto cilindro-flange-eixo metálico pelas paredes superior e inferior do túnel. Em seguida, a montagem foi conduzida em etapas: primeiramente, a flange foi fixada à balança aerodinâmica localizada na base do túnel. Posteriormente, o eixo metálico, feito de metalon, foi conectado à parte superior da flange.

Para garantir o alinhamento do sistema, dois discos perfurados no centro foram instalados no eixo metálico: um posicionado na base, mantido por pressão, e outro no topo, fixado com parafusos. O cilindro foi então instalado por último sobre o eixo metálico, sendo fixado ao disco superior por meio de parafusos.

O disco inferior assegurou o posicionamento centralizado do cilindro, eliminando possíveis folgas internas. Foram realizados ainda furos de 1 mm de diâmetro na seção circunferencial do cilindro, posicionados a meia altura da seção transversal do túnel de vento para a passagem interna das tomadas de pressão.

Figura 45 - Montagem do cilindro na seção de testes



Fonte: Autor (2024)

A Figura 45 mostra as vistas explodida e normal da montagem com o cilindro, com a balança aerodinâmica e a flange (em verde) fixadas de maneira estática na parte inferior da seção de testes do túnel de vento, e o disco inferior à mostra, concêntrico ao eixo metálico.

Para melhorar a ergonomia e facilitar o aperto dos parafusos que fixavam a flange ao eixo metálico, a extremidade inferior do cilindro foi posicionada a uma distância de 15 cm da base da flange até a base do cilindro, como ilustrado na Figura 45, à direita. Os 32 tubos flexíveis de pressão foram definidos serem passantes por cima do cilindro de forma a garantir uma instalação mais organizada e acessível.

3.3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Esta seção é dedicada a explicar conceitos teóricos, todos aspectos construtivos e os procedimentos experimentais realizados nos ensaios bem como os cuidados a serem tomados para evitar erros ou danos ao equipamento, em especial o anemômetro de fio quente.

3.3.1. Construção de Telas e Honeycomb

Como forma de homogeneizar o escoamento a jusante do rotor, pequenas telas podem ser usadas para auxiliar a quebrar os vórtices de turbulência, reduzindo assim a intensidade total da turbulência (Santos, 2019).

Para este fim, optou-se pelo uso de telas de fibra de vidro sem moldura, cada uma com dimensões de 1m x 1m e furos de 1,5mm x 1,5mm. Juntamente, foram adquiridas barras circulares roscadas de alumínio de 9,54mm x 1000 mm que funcionaram como molduras laterais para a instalação no *slot* de condicionamento de 20mm de espessura, ilustrado na Figura 46.

Nas primeiras atividades, o processo de montagem da primeira tela exigiu o seu dimensionamento para que se ajustasse à seção transversal do túnel, seguido de uma costura na base da tela para evitar rupturas durante a tração. Essa etapa foi realizada por um integrante da equipe do laboratório com habilidade em costura, o que garantiu maior precisão e resistência no reforço da tela. Posteriormente, a tela foi enrolada em algumas voltas para assegurar sua tensão e ajuste adequado ao slot.

Figura 46 - *Slot* de condicionamento

Fonte: Autor (2024)

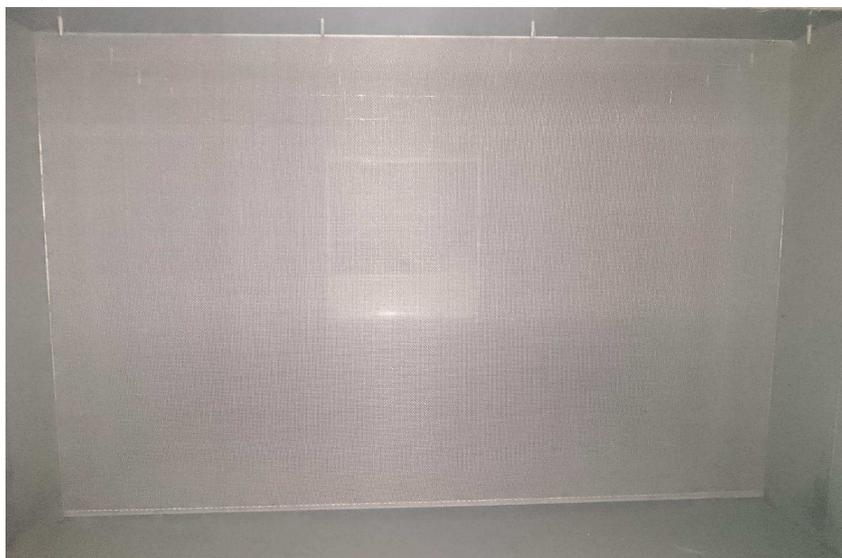
Quanto à honeycomb, devido à limitação de recursos, a uma honeycomb de fibra de aramida teve seu material reaproveitado para fazer melhorias juntamente com uma honeycomb de alumínio presente no túnel de vento, que era curta e não tinha método de fixação. Neste caso, uma parte da honeycomb de fibra de aramida foi recortada, colada e costurada na parte superior da honeycomb de alumínio, formando a honeycomb final utilizada nos experimentos, como ilustrado na Figura 47.

Figura 47 - Honeycomb inserida no túnel



Fonte: Autor (2024)

Figura 48 - Primeira tela inserida no túnel



Fonte: Autor (2024)

Do ponto de vista construtivo, a instalação da tela honeycomb e das demais telas foi um processo árduo. O primeiro passo consistiu em deslocar o motor da entrada do túnel de vento, utilizando a interface entre ambos para acessar o primeiro slot. Essa etapa demandou um esforço conjunto dos integrantes da equipe do laboratório, visando garantir que não houvesse falhas, como brechas ou desalinhamentos, durante a instalação das telas.

No início, uma tela de fibra de vidro foi posicionada como o estágio inicial de retificação do escoamento (Figura 48). Após sua instalação, outras telas com espaçamento de 115 mm foram inseridas sequencialmente, até totalizar cinco telas de fibra de vidro, como mostradas em seus *slots* na Figura 50. Cada tela foi avaliada individualmente para verificar seu impacto no escoamento. Esse procedimento gradual possibilitou uma análise detalhada do efeito de cada tela na redução da turbulência e na uniformização do escoamento.

Além disso, uma placa metálica (Figura 49) contendo 165 furos, cada um com 40 mm de diâmetro, também foi incluída com o intuito de melhorar a mistura do escoamento a jusante do ventilador e aumentar sua uniformidade. Embora a placa metálica pudesse, por si só, gerar maior turbulência devido à recirculação em torno dos furos, esperava-se que os condicionadores de escoamento a jusante reduzissem essa turbulência de forma significativa.

Figura 49 - Placa metálica perfurada



Fonte: Autor (2024)

Figura 50 - Conjunto de telas e placa metálica instalados no túnel de vento



Fonte: Autor (2024)

3.3.2. Calibração do Sistema CTA Streamline Pro - Sensor de Sonda de Fio 1D

A calibração de instrumentos de medição em túneis de vento é fundamental para garantir a precisão e a confiabilidade dos resultados experimentais, especialmente ao investigar fenômenos de escoamento. O sistema de calibração do anemômetro, que pode ser utilizado em uma variedade de gases, permite que sondas sejam calibradas diretamente no local de teste. Este sistema opera com ar pressurizado e gera um jato livre, onde as sondas são posicionadas para a

calibração, assegurando que estejam prontas para medições precisas antes dos experimentos.

Antes de iniciar os ensaios, é de extrema importância que todos os instrumentos estejam calibrados. A calibração de instrumentos de anemometria de fio quente abrange várias etapas para garantir precisão nos resultados. Dado que a sonda de fio quente é bastante delicada, é necessário adotar uma série de precauções ao longo do procedimento para evitar danos.

A etapa de calibração requereu o uso de diversos equipamentos: uma sonda de fio quente e uma sonda de temperatura, ambas montadas em um suporte; um módulo de controle CTA com uma placa A/D integrada para aquisição de dados; um PC conectado a uma placa A/D adicional, um calibrador manual ou automático (Figura 51), uma unidade de filtragem de ar e um compressor para fornecer o fluxo de ar necessário durante a calibração.

Figura 51 - *Probe Holder* e suporte da sonda sobre a Unidade de Calibração



Fonte: Autor (2024)

3.3.3. Mapeamento do Perfil de Velocidade com o Traverse System

O objetivo deste mapeamento é medir o perfil de velocidade na seção transversal do túnel utilizando uma sonda de fio único. Durante o processo, a sonda

percorre diferentes posições ao longo do túnel de vento, coletando dados em cada ponto.

Esses dados são posteriormente convertidos com base na calibração da sonda e utilizados para calcular variáveis de velocidade média (U_{mean}) e velocidade quadrática média (U_{RMS}).

3.3.4. Características do escoamento

O túnel de vento de circuito aberto foi concebido originalmente com o objetivo de reproduzir um perfil de camada-limite atmosférica na seção de testes, adequado para uma aplicação que não exigia rigor na uniformidade do escoamento ou na baixa intensidade de turbulência. Para adequar o túnel de vento às medições aerodinâmicas, com vistas à obtenção de resultados mais precisos e confiáveis, foi necessário realizar uma caracterização detalhada dos perfis de velocidade e intensidade de turbulência na seção de testes. (Tumelero et al., 2024)

A caracterização foi conduzida utilizando-se o sistema de anemometria de fio quente da anteriormente mencionado. Essa etapa foi realizada apenas com o escoamento fluindo pela seção de testes, sem a presença de modelos ou obstáculos nesta região, a fim de fornecer uma linha de base clara das condições de escoamento livre para futuras comparações experimentais.

As medições de velocidade foram realizadas, em vários pontos da saída da seção de testes, com uma taxa de aquisição de 1kHz e um total de 1024 amostras em cada ponto, permitindo a obtenção de valores médios de velocidade e dos valores de *RMS* (Root Mean Square) das flutuações. A intensidade de turbulência (I_T) foi calculada utilizando a Equação (13), onde u_{rms} representa o valor *RMS* das flutuações de velocidade e $U_{média}$ corresponde à velocidade média do escoamento: (Tumelero et al., 2024).

$$I_T = \frac{u_{rms}}{U_{média}} \quad (13)$$

Na primeira etapa de análise, as medições foram conduzidas em um plano transversal localizado a 100 mm a montante da saída da seção de testes. Para garantir a precisão das medições, o sistema de deslocamento movimentava tanto a sonda de fio quente quanto o sensor de temperatura ao longo de uma grade predefinida. Essa abordagem permitiu a consideração de eventuais variações de temperatura durante as medições (Tumelero et al., 2024).

A temperatura (T) e a pressão atmosférica (P) foram registradas durante a calibração do anemômetro, possibilitando o cálculo da densidade do ar. Como a umidade relativa não pôde ser medida, utilizou-se a massa molar padrão do ar $M = 28,97 \text{ kg/mol}$. A densidade do ar (ρ) foi obtida a partir da Equação (14) dos gases ideais, onde R é a constante dos gases ideais ($8,314 \text{ J/K}\cdot\text{mol}$) (Tumelero et al., 2024).

$$\rho = \frac{P \cdot M}{R \cdot T} \quad (14)$$

Com esse procedimento, foi possível avaliar a qualidade do escoamento e tornar o túnel de vento mais adequado para medições aerodinâmicas, considerando as correções necessárias para garantir a fidelidade dos dados obtidos.

3.3.5. Instalação dos cilindros no túnel de vento

Após a instalação das telas e a realização da caracterização do escoamento, a etapa seguinte foi a preparação dos suportes para a instalação dos cilindros no túnel de vento. Para tanto, foram construídos discos de madeira com espessura de 20mm por meio de uma serra de vaivém, destinados a prender contra as paredes do cilindro sobre o eixo de metalon. Após o corte, os discos foram lixados e ajustados, retirando-se material adicional para assegurar o encaixe adequado no interior do cilindro. Um furo de 30 mm foi realizado somente no disco superior para permitir a passagem das mangueiras das tomadas de pressão.

Para os ensaios na configuração de cilindros alinhados em tandem, um cilindro foi mantido acoplado na balança aerodinâmica enquanto outro cilindro foi fixado às paredes do túnel, ora à montante e ora a jusante do cilindro fixo à balança.

Desta forma, foi possível medir as forças e coeficientes de pressão em ambas as posições do arranjo, sem a necessidade de instrumentar dois modelos.

A instalação do cilindro fixo ocorreu através de um furo passante na seção de testes do túnel de vento. Sua fixação se deu por meio dos dois discos de madeira, instalados concentricamente ao redor do eixo de metalon. O primeiro disco foi apoiado na base do metalon, enquanto o segundo disco foi aparafusado na extremidade superior do cilindro, conforme ilustrado na Figura 52.

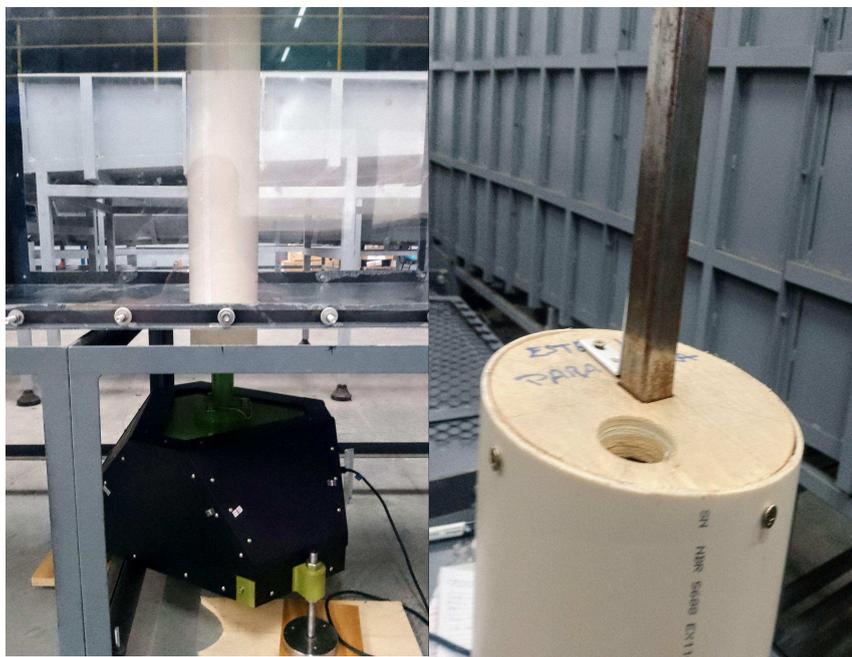
A instalação do segundo cilindro envolveu o corte de sua altura com uma serra de fita para corte de tubos. Para este cilindro não se definiu uma fixação rígida definida durante as medições, já que seu propósito era apenas atuar como cilindro em *tandem*. Para isso, foram utilizadas pequenas tiras de fita adesiva de polipropileno para demarcação nos testes ora a montante ora a jusante.

Conforme observado por Bell (1983), lacunas ou folgas ao longo do comprimento de um cilindro de teste podem introduzir tridimensionalidade ao escoamento, causando potenciais erros nas medições. No presente experimento, a existência de uma pequena folga na parte superior e inferior do cilindro, devido ao furo passante, poderia ter gerado impactos no efeito de bloqueio do escoamento e dificultou o alinhamento adequado, uma vez que os furos não estavam perfeitamente alinhados na mesma direção.

Embora os efeitos tridimensionais causados por folgas tenham sido desconsiderados, eles podem ser substanciais, conforme apontado por Ko e Graf (1972), que observaram pequenas folgas e descontinuidades de até aproximadamente 0,159 cm em cilindros com diâmetros de 0, 635 cm e 1,27 cm. Durante os experimentos deste trabalho, a relação folga/diâmetro se situou em 0,033, indicando que, mesmo pequenas, tais folgas podem influenciar o escoamento ao permitir a passagem do escoamento entre regiões de alta e baixa pressão, modificando modificando pontos de separação e características da esteira (Bell ,1983).

O eixo de metalon também apresentava uma leve inclinação, o que tornava árdua a tarefa de manter o cilindro centralizado em ambos os furos. Para corrigir isso, foi necessário ajustar repetidamente o alinhamento da balança aerodinâmica usando ajustando parafusos com porcas e visualizando o nível bolha redondo próprios da balança.

Figura 52 - Fixação do cilindro e disco superior ao eixo de metalon



Fonte: Autor (2024)

Técnicas de *tripping* foram aplicadas nos cilindros, antecipando a transição da camada limite de laminar para turbulenta e simulando condições de número de Reynolds mais elevado.

As fitas utilizadas, confeccionadas em papel cartolina branca, foram fixadas nos ângulos azimutais de 60° e 300° a partir do ponto de estagnação (0°), assim como nos experimentos conduzidos por Jenkins et al. (2006). Com espessura de 0,4 mm, o *tripping* possuía um borda dianteira reta e a borda traseira serrilhada, sendo aplicado em ambos os cilindros durante os testes em *tandem*.

A Figura 53 apresenta técnicas de *tripping* representadas por duas fitas espaçadas pelos ângulos azimutais e um detalhe ampliado de seu formato. Além disso, um risco azul na extremidade superior do cilindro serviu como referência para o alinhamento correto do cilindro e do seu ponto de estagnação.

Figura 53 - Cilindros com técnicas de *tripping*



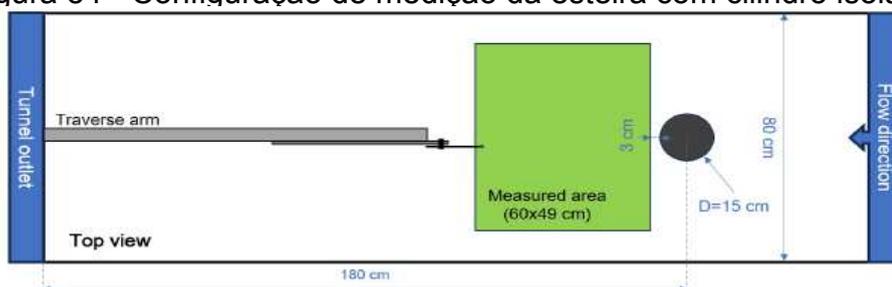
Fonte: Autor (2024)

3.3.6. Configuração Experimental dos Cilindros: Arranjos Isolado e em *Tandem*

Para a análise do escoamento e das forças nos cilindros, o modelo de cilindro de PVC, de 150mm de diâmetro (D) e 600mm de altura (H), foi posicionado verticalmente no centro da seção de testes. Os ensaios foram conduzidos com uma velocidade de escoamento livre de 8m/s, correspondendo a um número de Reynolds de aproximadamente 8×10^4 (Tumelero et al., 2024).

Os perfis de velocidade e intensidade de turbulência foram medidos por anemometria de fio quente — conforme descrito na seção 3.3.3 — em um plano transversal localizado a meia altura da seção de teste, com o objetivo de avaliar o desenvolvimento da esteira dos cilindros (Tumelero et al., 2024). A figura a seguir apresenta um esquema de vista superior de um cilindro isolado na seção de testes do túnel de vento.

Figura 54 - Configuração de medição da esteira com cilindro isolado



Fonte: Tumelero et al. (2024)

O escoamento de ar é direcionado da direita para a esquerda, onde se localiza a saída do túnel. Para medir o desenvolvimento da esteira do cilindro isolado, foi delimitada uma área de 60x49 cm (em verde, na Figura 54), iniciando 3 cm a jusante da borda traseira do cilindro (Tumelero et al., 2024). Essa área inclui uma distância lateral de 10 cm de cada lado para minimizar a influência da camada-limite das paredes e do chão do túnel (Figura 55), este que apresentou rugosidade e irregularidades perceptíveis na seção de testes, que era uma das fontes de incertezas.

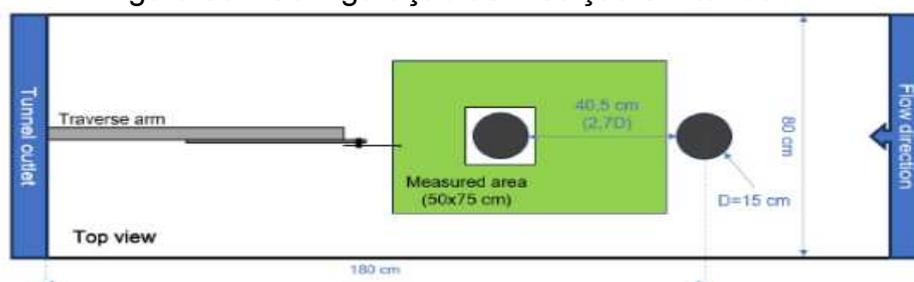
Figura 55 - Cilindro isolado em um ensaio aerodinâmico



Fonte: Autor (2024)

Na configuração em *tandem*, os modelos de teste envolveram dois cilindros iguais em *tandem* submetidos a um escoamento uniforme. Adotou-se um espaçamento de $L = 3,7D$ entre os centros dos cilindros, conforme os estudos de Lockard et al. (2014). A área medida consistiu em uma composição de quatro grades distintas, iniciando-se a 3 cm a jusante da borda traseira do cilindro a montante, formando um retângulo (em verde, na Figura 56) de 50x75 cm, com a exclusão de uma área quadrada de 19x19 cm ao redor do cilindro a jusante (Tumelero et al., 2024).

Figura 56 - Configuração de medição em *tandem*



Fonte: Tumelero et al. (2024)

Para evitar interferências ou efeitos de bloqueio, o braço do *Traverse arm* foi posicionado ao longo do escoamento, na saída do túnel, com a sonda do anemômetro fixada em um tubo de metal de 10 mm, posto mais a montante (Tumelero et al., 2024). A Figura 57 apresenta a configuração de cilindros arranjados em *tandem*, cujo cilindro principal está a montante.

Figura 57 - Cilindros em *tandem* em um ensaio aerodinâmico



Fonte: Autor (2024)

3.3.7. Construção das *Splitter Plates*

As *splitter plates* foram projetadas para distâncias específicas em relação ao cilindro e com proporções de comprimento da *splitter plate*/diâmetro do cilindro (L/D) de 1, 1,5 e 2; as mesmas proporções utilizadas nos estudos de Apelt e West (1975). No início, o grupo de trabalho avaliou o uso de placas de acrílico disponíveis no laboratório, uma vez que apresentavam altura, largura e espessura suficientes. Porém, essa opção foi descartada devido ao peso considerável das placas, o que poderia gerar momentos indesejáveis no cilindro durante os testes.

Diante dessas limitações, decidiu-se construir as *splitter plates* utilizando chapas de papelão, luvas de correr de PVC e tubos de PVC. O papelão Kraft Westrock foi selecionado devido à sua leveza e facilidade de manuseio. Para maximizar a resistência estrutural, as ondas internas do papelão, que apresentam maior rigidez na direção perpendicular ao comprimento das ondas, foram consideradas.

Cada splitter plate foi fabricada pela superposição de duas chapas alternado a orientação das ondulações de sua estrutura em 90° , formando uma espessura final de 6 mm, o que proporcionou maior rigidez e minimizou a flexão durante os experimentos.

Para os trilhos de suporte das splitter plates, optou-se por tubos de PVC de 20 mm de diâmetro, que foram cortados longitudinalmente para a passagem das splitter plates de maneira prática. A distância entre o cilindro e o bordo de ataque da splitter plate, expressa como a relação vão/diâmetro (G/D), exemplificada na Figura 25, foi mantida em zero. Essa configuração foi adotada para simplificar a análise dos efeitos das splitter plates no escoamento.

Na sequência, o cilindro foi perfurado com uma serra copo para encaixar as luvas, que serviram como batente para os tubos de PVC. Novamente, usou-se cola PVA para fixação. A Figura 58 apresenta as placas de papelão, as luvas e os tubos de PVC, bem como as placas de acrílico que foram descartadas durante o processo de desenvolvimento.

Figura 58 - Placas de papelão, de acrílico e as luvas montadas no cilindro



Fonte: Autor (2024)

Durante os testes, observou-se que a ponta livre dos trilhos que sustentavam as splitter plates apresentavam alguma vibração lateral, o que levantou a hipótese dessa ponta livre induzir maiores vórtices e comprometer os resultados de arrasto. Diante disso, considerou-se a implementação de um suporte definitivo para minimizar a vibração, seja por meio de uma abraçadeira impressa em 3D ao redor do cilindro, seja pela inserção mais profunda dos tubos de PVC no cilindro.

Foi empregado um suporte temporário em formato de L na extremidade do tubo de PVC (aparente na Figura 59), nas paredes superior e inferior do túnel de vento, visando minimizar as vibrações laterais da ponta livre do trilho. Para evitar possíveis interferências nas medições de arrasto, o suporte não foi rigidamente

fixado à estrutura do túnel de vento, uma vez que tal fixação poderia alterar os resultados experimentais.

Por outro lado, não tem sido viável deixar o suporte livre, pois isso geraria vibrações indesejadas. Dessa forma, optou-se pela utilização de fita dupla face industrial, que proporcionou uma fixação prática e facilitou a execução durante o manuseio dos cilindros em *tandem*. Inclusive, medições de arrasto e de pressão foram realizadas e não foram detectadas diferenças significativas na presença e na ausência do suporte.

Além disso, as placas de papelão utilizadas nos experimentos também apresentaram vibrações durante os testes. Essas vibrações, embora controladas dentro do possível, se tornaram uma fonte de incerteza nos dados coletados. Embora essas limitações mencionadas não tivessem sido solucionadas, foram identificadas como melhorias potenciais a serem estudadas e aplicadas para garantir uma melhor fixação e reduzir a vibração em modelos futuros.

Portanto, as *splitter plates*, com comprimentos de 1D e 2D e altura de 575 mm, foram instaladas e centralizadas na borda traseira do cilindro, como mostra a Figura 59.

Figura 59 - Placas 1D e 2D e instalação no túnel de vento



Fonte: Autor (2024)

3.3.8. Construção de Diferentes Geometrias de *Splitter Plates*

O projeto e os ensaios com *splitter plates* de diferentes formatos foram conduzidos, sendo a idealização das *splitter plates* uma responsabilidade do autor deste trabalho. A primeira etapa envolveu uma sessão de brainstorming para explorar diversas opções de design, sendo mantidas as mesmas proporções de comprimento das *splitter plates* planas em relação ao diâmetro do cilindro (L/D) de 1 e 2.

Foram escolhidas oito geometrias de splitter plates com borda traseira serrilhada e ondulada a partir de uma matriz de testes que classificou os parâmetros geométricos explorados das splitter plates. Para agilizar o processo e garantir precisão, optou-se pelo corte das splitter plates onduladas em máquina a laser, em vez do corte manual, que demandaria mais tempo e comprometeria a qualidade. Diferentemente das splitter plates retangulares, foi necessário colar as chapas de papelão previamente, para depois realizar os recortes.

As placas de 2D de corda foram montadas adicionando uma placa extensora de 1D às geometrias de serrilhadas ou onduladas com 1D de corda. A Figura 60 ilustra o processo de corte a laser das chapas de papelão e os recortes finalizados, realizados no laboratório Fab Lab Joinville.

Figura 60 - Processo de corte a laser das chapas de papelão



Fonte: Autor (2024)

Daqui em diante, as splitter plates serrilhadas e onduladas estiveram prontas para as medições com o cilindro no túnel de vento. Ressalta-se que as medições de força foram realizadas exclusivamente no cilindro instalado no túnel de vento. As placas serrilhadas e onduladas foram utilizadas apenas como dispositivos passivos de controle de escoamento e não foram realizadas ocorrências das forças atuantes diretamente sobre as placas. A Figura 61 abaixo apresenta as oito geometrias selecionadas e a placa extensora.

Figura 61 - Casos de placas serrilhadas e onduladas e sua instalação no túnel de vento



Fonte: Autor (2024)

3.3.9. Procedimento de Medição com a Balança Aerodinâmica

Durante a preparação para as medições, a equipe observou que a balança aerodinâmica utilizada não havia sido calibrada há tempos, o que levantou questionamentos quanto à precisão dos dados. Sem contato com a representação técnica para realizar a calibração, a equipe optou por realizar uma calibração preliminar utilizando um dinamômetro manual NK-50, ajustado com pesos padrão classe M1, como referência para garantir a confiabilidade dos valores medidos (Tumelero et al., 2024).

Para compensar o desalinhamento entre o eixo de arrasto do dinamômetro e da balança, a força de referência foi comparada com a média temporal da força resultante das forças de arrasto e laterais registradas pela balança, durante um intervalo de 10 segundos para cada medição. Os resultados mostraram um comportamento linear, no qual o valor medido pela balança foi de 84,53% da força de referência (obtida por regressão linear), e esse valor foi usado para corrigir a força de arrasto (Tumelero et al., 2024).

As medições da força de arrasto foram realizadas contabilizando 150 amostras, por 30 segundos e o coeficiente médio de arrasto (C_D) foi corrigido conforme as formulações de bloqueio anteriormente descritas. A velocidade da corrente livre foi medida com o termo-anemômetro Kimo VT-50, onde diferentes leituras foram feitas a partir de furos no centro das paredes superior e laterais, a montante do cilindro, resultando em 8 m/s, com a sonda posicionada a 30 cm para

evitar a camada limite. A incerteza do equipamento para o cálculo do C_D foi considerada de $\pm 0,2 + 3\%$, em 3,1 a 30 m/s (Tumelero et al., 2024).

Ressalta-se que a medição da velocidade é o fator crítico para o cálculo do coeficiente de arrasto (C_D), uma vez que variações mínimas nessa variável têm impacto direto nos resultados. Por exemplo, um erro de 0,1 m/s na velocidade pode provocar alterações significativas no C_D .

Em contrapartida, incertezas nos valores de pressão e temperatura têm um impacto muito menor, já que pequenas variações, como 1 grau na temperatura, influenciam minimamente a densidade do ar utilizado nos cálculos. Portanto, para a determinação do coeficiente de arrasto, os limites inferior e superior da velocidade foram aplicados, levando em consideração a incerteza combinada do termo-anemômetro.

3.3.10. Procedimento de Obtenção do Coeficiente de Arrasto

De início, para o cálculo do coeficiente de arrasto (C_D), a força de arrasto (F_D) foi obtida a partir da média dos valores registrados pela balança aerodinâmica de 6 eixos ao longo dos testes. Esses valores de F_D foram usados junto com a densidade do ar (ρ), a área projetada do cilindro, e a velocidade do escoamento (V) e aplicados na Equação (3) para calcular o coeficiente de arrasto inicial.

Posteriormente, todo o procedimento de cálculo de correção de bloqueio foi realizado através das Equações (11) e (12).

3.3.11. Procedimento de Medição da Pressão

Durante os testes, o software da *Scanivalve* foi configurado para um tempo de medição de 50s com 50 frames. Cada frame é composto por uma média de 125 amostras adquiridas a cada 500 microsegundos (μ s). A taxa efetiva de aquisição (Rate), estabelecida pelo software, foi calculada conforme a relação $\text{Rate} = 1/(\text{Período de amostragem} \times 16 \times \text{Average})$, resultando em uma frequência efetiva de 1 Hz. Essa configuração garante que, a cada segundo, uma amostra média completa é obtida.

O preparo do cilindro para as medições com a *Scanivalve* contou com a colaboração significativa de dois integrantes do laboratório. Para a configuração das tomadas de pressão, foram realizados 32 furos de 1 mm, espaçados uniformemente

a cada 12°. Esses furos foram utilizados para a inserção de tubos flexíveis que conectam as tomadas de pressão à *Scanivalve*.

Para fixar uma extremidade dos tubos flexíveis, foram recortados calibres de agulhas de 1,2 mm, que foram inseridos e fixados na parte interna do cilindro utilizando adesivo cianoacrilato de alta viscosidade, comercialmente conhecido como *Tekbond*. A Figura 62 ilustra a conexão dos tubos ao scanner da *Scanivalve* e na parte interna do cilindro.

Figura 62 - Conexões dos tubos flexíveis ao scanner e ao cilindro

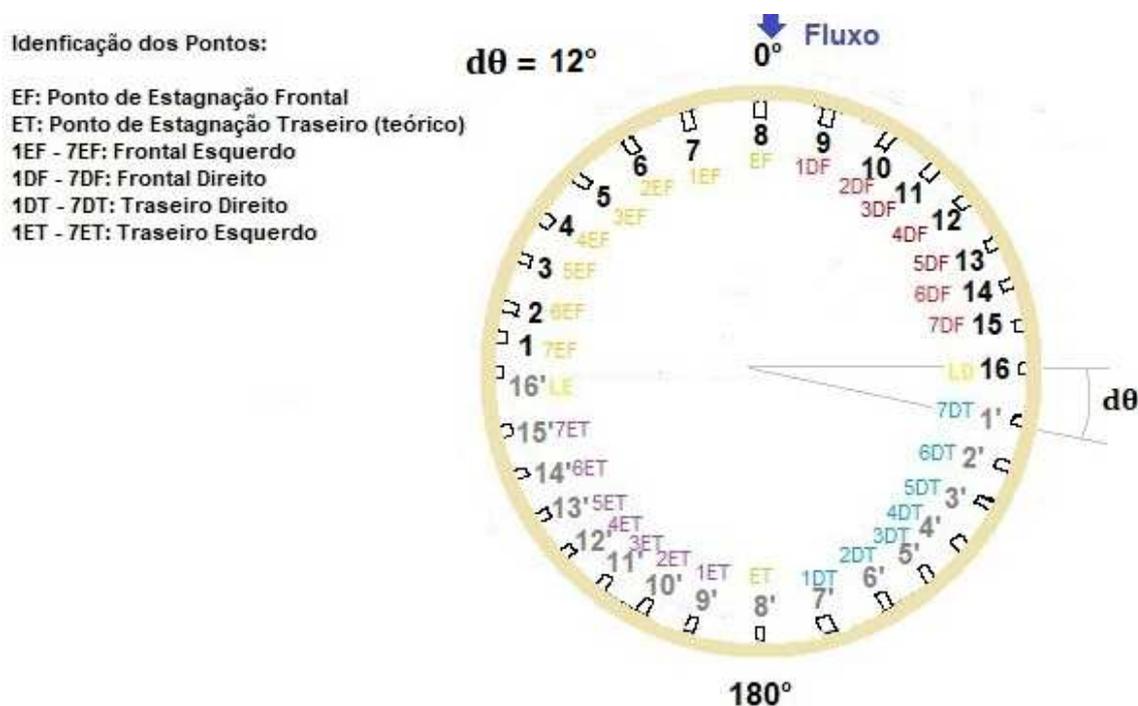


Fonte: Autor (2024)

Para conectar os tubos flexíveis às tomadas de pressão do scanner, que possuem diâmetro externo de 1,6 mm, inicialmente foram utilizados tubos com diâmetro externo de 2,34 mm e diâmetro interno de 1 mm. Entretanto, o encaixe apertado gerou dificuldades durante a inserção nas tomadas de pressão, tornando o processo mais trabalhoso.

Visando simplificar o manuseio, optou-se pela aquisição de tubos flexíveis com diâmetro ligeiramente maior, o que facilitou as conexões e desconexões. Além disso, foi padronizada a identificação dos tubos flexíveis com base em um desenho de referência, otimizando a organização e o reconhecimento das conexões durante as medições, como mostrado na Figura 63.

Figura 63 - Identificação das tomadas de pressão ao redor do cilindro



Fonte: Autor (2024)

O sistema *Scanivalve* também apresentou limitações. Por possuir apenas 16 portas, foi necessário a cada teste trocar os tubos flexíveis da parte frontal para a parte traseira do cilindro, e vice-versa. Antes de iniciar cada teste, era necessário calibrar o equipamento por meio de um único botão no software. Contudo, a calibração precisava ser imediatamente seguida pelo acionamento do túnel de vento, devido à sensibilidade do dispositivo, caso contrário os dados coletados sairiam incorretos.

Durante os testes, o *scanner* da *Scanivalve* mostrou-se extremamente suscetível a pequenas perturbações. Mesmo toques leves no cilindro resultavam em variações instantâneas nas medições exibidas no painel em tempo real, alertando a necessidade de cuidado e no manuseio do sistema para evitar interferências nos dados coletados.

3.3.12. Procedimento de Obtenção do Coeficiente de Pressão

Para o cálculo do coeficiente de pressão, primeiramente foram aplicadas correções de bloqueio utilizando o método das imagens para velocidade média de escoamento livre de 8 m/s, o qual considera fontes e sumidouros imaginários para simular as interferências das paredes do túnel no escoamento. Essa abordagem permitiu obter uma velocidade corrigida (V_c) para ajustar os valores de pressão medidos utilizando simetria. O fator de bloqueio, determinado pela relação entre a área projetada do cilindro ($0,09 \text{ m}^2$) e a área transversal do túnel ($0,48 \text{ m}^2$), resultou em aproximadamente 18,75%, valor que está acima da regra prática de 7,5%.

Assim, foi necessário aplicar a correção de bloqueio, como evidenciado pela razão entre o coeficiente de pressão com correção ($C_{p, \text{bloq}}$) e o coeficiente de pressão sem correção ($C_{p, \text{livre}}$), mostrada na Tabela 2. Embora o fator de bloqueio calculado seja relativamente alto, segundo a regra prática, os valores da tabela indicam que o efeito do bloqueio não teve impacto expressivo nas curvas do coeficiente de pressão.

Tabela 2: Razão dos coeficientes de pressão vs ângulo circunferencial do cilindro

θ°	$(C_{p, \text{bloq}} / C_{p, \text{livre}})$
0	1
12	0,9912
24	0,8570
36	1,1973
48	1,1037
60	1,0822
72	1,0770
84	1,0749
96	1,0749
108	1,0770
120	1,0822
132	1,1037
144	1,1973
156	0,8570
168	0,9912
180	1

Fonte: Autor (2024)

4. RESULTADOS

4.1. Caracterização do Escoamento

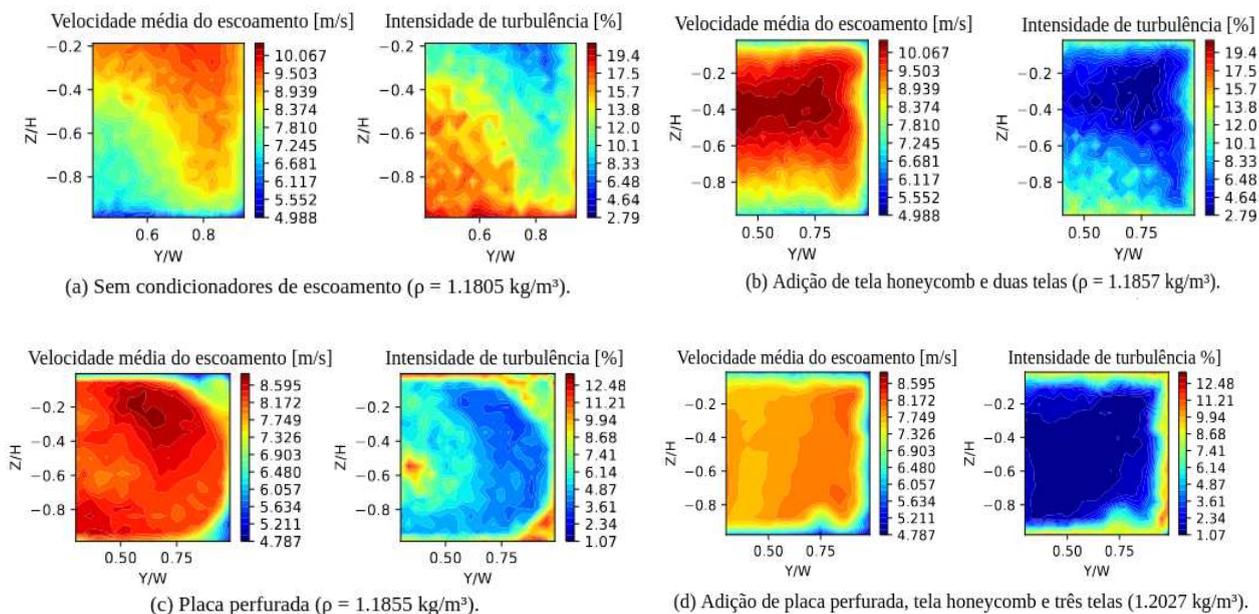
Uma análise preliminar foi realizada para verificar a qualidade do escoamento sem o uso de condicionadores de escoamento. Devido à limitação lateral do sistema de deslocamento da sonda (*Traverse System*), que impossibilitava medir toda a extensão da seção de teste sem reposicioná-la fisicamente, foi adotado o lado direito da seção transversal do túnel como referência para as comparações. Os resultados apresentados na Figura 64.a indicam uma distribuição não-uniforme nos perfis de velocidade e intensidade de turbulência, com valores de turbulência bem acima de 1%, considerada uma margem aceitável (Tumelero et al., 2024).

Com o intuito de melhorar a uniformidade do escoamento, a primeira configuração testada utilizou uma tela honeycomb de 20 mm de espessura e duas telas finas, sendo uma fixada à tela honeycomb, o que trouxe melhorias significativas na qualidade do escoamento na área superior-central, conforme mostrado na Figura 64.b. No entanto, ambos os perfis das figuras continuaram apresentando falta de uniformidade, provavelmente devido à irregularidade do escoamento gerado pelo ventilador, que as telas não conseguiram corrigir. Além disso, os valores de turbulência ficaram entre 3% e 8%, ainda acima do limite desejado (Tumelero et al., 2024).

A Figura 64.c mostra que a inserção somente da placa perfurada (Figura 49) provocou uma perda significativa de quantidade de movimento, mas contribuiu para uma melhora na uniformidade do escoamento ao promover a mistura do escoamento, embora os níveis de intensidade de turbulência tenham aumentado ligeiramente. A inclusão da honeycomb acompanhada por três telas, em conjunto com a placa perfurada, resultou em níveis de intensidade de turbulência entre 1% e 3% na maior parte da seção de teste, exceto na camada limite próxima às paredes, conforme ilustrado na Figura 64.d (Tumelero et al., 2024).

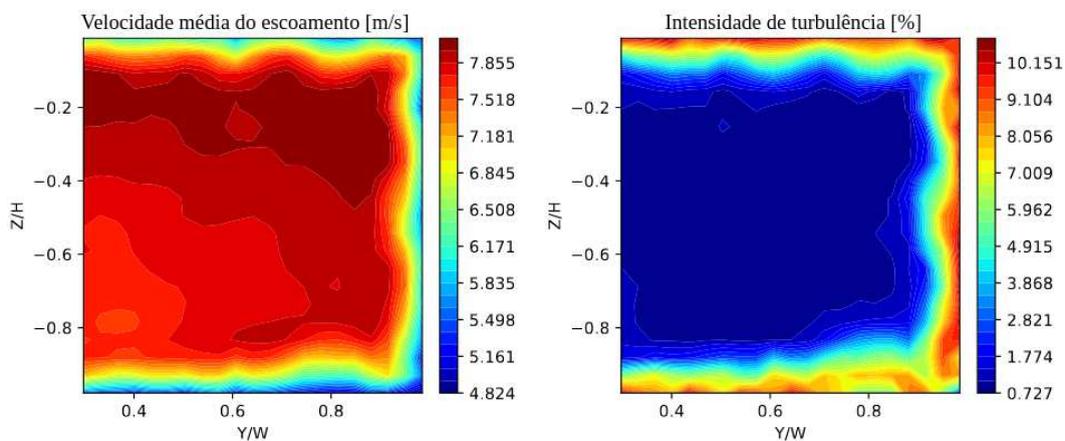
O gráfico da intensidade de turbulência na Figura 65 apresenta uma significativa redução dos valores, alcançando níveis próximos entre 0,73 e 1% na maior parte da seção transversal do túnel de vento. Essa diminuição foi obtida com a inserção de placa perfurada, tela honeycomb e cinco telas, que atuaram de forma eficiente na homogeneização do escoamento.

Figura 64 - Diferentes configurações de condicionadores de escoamento testadas



Fonte: Adaptado de Tumelero et al. (2024)

Figura 65 - Adição de placa perfurada, tela honeycomb e cinco telas



Fonte: Adaptado de Tumelero et al. (2024)

Como nenhuma *endplate* ou dispositivo similar foi utilizado para evitar a influência das paredes superior e inferior da camada limite, foram esperados erros nas medições, uma vez que a camada limite aparentou ser espessa — estimou-se em torno de 2,5 cm —, resultando em uma velocidade diferente da corrente livre na região próxima à parede assim como níveis de turbulência considerados maiores nessa região.

4.2. CILINDRO ISOLADO

Esta seção é dedicada para discussão dos resultados obtidos dos coeficientes aerodinâmicos, de forma a compreender o comportamento do escoamento ao redor de cilindros isolados, utilizando técnicas de *tripping* com e na ausência de splitter plates. Serão analisados o coeficiente de arrasto médio (C_D) e o coeficiente de pressão médio (C_p).

4.2.1. Efeitos de Splitter Plate no Coeficiente de Arrasto

Um comparativo das medições do coeficiente de arrasto C_D médio para o cilindro liso e cilindro com técnicas de *tripping* está mostrado na Tabela 3. Para o cilindro liso, o coeficiente de arrasto corrigido foi inferior aos valores de 1,2, relatados por Wieselsberger (1921), Anthoine et al. (2009) e Behara e Mittal (2011) em número de Reynolds por volta de $Re = 8 \times 10^4$.

Em relação ao cilindro com *tripping*, o resultado foi comparado com os dados de Igarashi (1986, $Re = 6,5 \times 10^4$), Jenkins et al. (2006, $Re = 1,66 \times 10^5$) e Behara e Mittal (2011, $Re = 9 \times 10^4$), que obtiveram coeficientes de arrasto de 0,65, 0,67 e 0,8. Observou-se uma leve diferença nos valores obtidos em relação à literatura, o que pode ser atribuído às particularidades experimentais, como dimensões do *tripping* e características do escoamento.

Conforme discutido por Anthoine et al. (2009), a correção de Allen e Vincenti (1944) é a mais apropriada para o regime subcrítico ($Re = 400$ a 2×10^5), devido à sua robustez em tratar efeitos de bloqueio em túneis de vento e interferências de parede. Dado que o presente experimento se enquadra nesse regime, foi utilizada a correção de Allen e Vincenti para o cálculo do coeficiente de arrasto, assegurando maior consistência e confiabilidade nos resultados obtidos. Em contrapartida, a correção de Modi e El-Sherbiny (1973) é mais adequada para regimes supercríticos ($Re = 5 \times 10^5 - 3 \times 10^6$).

Tabela 3 - Medições de arrasto para cilindro isolado liso vs cilindro com *tripping* ($Re = 80000$)

Parâmetro	Valor
Cilindro Liso	
Densidade do ar (kg/m^3)	1,2157
CD_c (Allen e Vincenti)	0,8284 (+0,0863 / -0,0753)
Anthoine et al, 2009	1,13-1,19
Cilindro com técnicas de <i>tripping</i>	
Densidade do ar (kg/m^3)	1,2003
CD_c (Allen e Vincenti)	0,6385 (+0,0692 / -0,0599)
Jenkins et al, 2009	0,67

Fonte: Adaptado de Tumelero et al. (2024)

Splitter plates foram avaliadas no cilindro isolado com técnicas de *tripping*, utilizando diferentes geometrias e comprimentos proporcionais ao diâmetro do cilindro. Primeiramente, foram realizadas as medições com a placa retangular nos tamanhos $1D$ e $2D$.

Em seguida, foram avaliadas geometrias com bordo de fuga serrilhado e ondulado. As Tabela 4 e 5 apresentam matrizes de testes que classificam os parâmetros geométricos explorados das *splitter plates*, com valores definidos de 25% e 50% para a relação comprimento de onda/diâmetro (λ/D) e amplitude do serrilhado/diâmetro do cilindro ($2h/D$), visando otimizar os cálculos experimentais.

Tabela 4 - *Splitter plates* avaliadas com bordo de fuga serrilhado

MATRIZ DE TESTES

Comprimento (L) de $1D = 150\text{mm}$ e $2D = 300\text{mm}$

Altura (H) = 575mm

Caso	Tipo de Bordo de Fuga	$(\lambda/D)^*$ 100%	Comprimento de onda (λ)	$(2h/D)^*$ 100%	Amplitude (2h)	Imagem
1	Serrilhado	25	37,5mm	25	37,5mm	
2	Serrilhado	25	37,5mm	50	75mm	
3	Serrilhado	50	75mm	25	37,5 mm	
4	Serrilhado	50	75mm	50	75mm	

Fonte: Autor (2024)

Tabela 5 - Splitter plates avaliadas com bordo de fuga ondulado

5	Ondulado	25	37,5mm	25	37,5mm	
6	Ondulado	25	37,5mm	50	75mm	
7	Ondulado	50	75mm	25	37,5mm	
8	Ondulado	50	75mm	50	75mm	

Fonte: Autor (2024)

Os resultados das placas retangulares estão apresentados na Tabela 6 e indicam uma redução de 10% no coeficiente de arrasto em comparação ao cilindro isolado. Contudo, à medida que o comprimento das placas aumenta, a eficiência geral do dispositivo não pareceu significativa. Isso provavelmente pode ser atribuído ao aumento da superfície total, que resulta em um leve aumento do arrasto de atrito.

A análise dos resultados da Tabela 6 revela ainda algumas observações importantes. O fato da placa 2D do Caso 2 apresentar um coeficiente de arrasto consideravelmente menor em comparação com as outras geometrias serrilhadas e sem serrilhas, sugere que há um comportamento aerodinâmico particular associado à sua forma.

.Uma possível explicação é que as serrilhas estreitas e altas do Caso 2 podem ter apresentado uma interação mais favorável entre o padrão serrilhado e a dinâmica do escoamento na região de esteira, dissipando vórtices de maneira mais eficiente. Este comportamento reforça a importância de ajustar a amplitude e frequência das serrilhas às condições do escoamento, conforme descrito por Moreau et al. (2012), para obter maiores benefícios aerodinâmicos.

Tabela 6 - Medições de arrasto de placas retangular e borda traseira serrilhada ($Re = 80000$)

Parâmetro	Valor
Placa Retangular	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,1994 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,5774 (+0,0634 / -0,0547)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,2002 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,5643 (+0,0621 / -0,0535)
Caso 1	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,172 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,6193(+0,0674/-0,0582)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,172 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,6663 (+ 0,0718/-0,0622)
Caso 2	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,179 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,5753 (+0,0631/-0,0545)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,180 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,4634 (+ 0,0518/-0,0445)
Caso 3	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,179 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,5712 (+ 0,0627/- 0,0541)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,179 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,5642 (+ 0,0620 /-0,0535)
Caso 4	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,179 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,6606 (+ 0,0713/- 0,0617)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,178 kg/m ³
$C_{D,r}$ (Allen e Vincenti)	0,6095(+0,0664/- 0,0574)

Fonte: Autor (2024)

A análise dos resultados apresentados na Tabela 7 evidencia que bordas traseiras onduladas, em geral, apresentam um comportamento de arrasto diferente das serrilhadas, mas com uma tendência semelhante no que diz respeito ao equilíbrio entre arrasto de pressão e arrasto de atrito. No Caso 5, o perfil ondulado mais estreito e menor amplitude, aliado à placa 2D, o coeficiente de arrasto foi de 0,3041, representando uma redução de 46% e 52 % em relação à placa sem ondulados e o cilindro sem placa, respectivamente, além de ser consideravelmente inferior aos oito casos.

Tabela 7 - Medições de arrasto de placas retangular e borda traseira ondulada ($Re = 80000$)

Parâmetro	Valor
Placa Retangular	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,1994 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,5774 (+0,0634 / -0,0547)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,2002 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,5643 (+0,0621 / -0,0535)
Caso 5	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,180 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,5771 (+ 0,0633 /-0,0546)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,180 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,3041 (+0,0349 /- 0,0298)
Caso 6	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,182 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,5930 (+ 0,0648 /- 0,0560)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,182 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,6145(+0,0669 / - 0,0578)
Caso 7	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,179 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,6331 (+ 0,0687/- 0,0594)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,185 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,5879 (+ 0,0643 /- 0,0555)
Caso 8	
Placa 1D	
Densidade do ar	1,186 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,6651 (+0,0717/-0,0621)
Placa 2D	
Densidade do ar	1,186 kg/m ³
$C_{D,c}$ (Allen e Vincenti)	0,6150 (+ 0,0670/- 0,0579)

Fonte: Autor (2024)

Entretanto, nos casos 6, 7 e 8, observa-se um leve aumento no coeficiente de arrasto. Isso pode estar relacionado ao fato de que perfis ondulados maiores e mais largos criam regiões adicionais de interação entre o escoamento e a superfície, aumentando o arrasto.

Embora relevantes, não foram encontrados trabalhos na literatura que abordem *splitter plates* com geometrias com bordo de fuga serrilhado e ondulado em cilindros isolados, o que destaca a contribuição deste trabalho para ampliar o entendimento sobre o impacto dessas configurações geométricas no controle de arrasto.

4.2.2. Efeitos de Splitter Plates $L = 1D$ no Coeficiente de Pressão

Para a análise do coeficiente de pressão médio (C_p) do cilindro isolado com técnicas de tripping e adição de splitter plates 1D, algumas observações relevantes

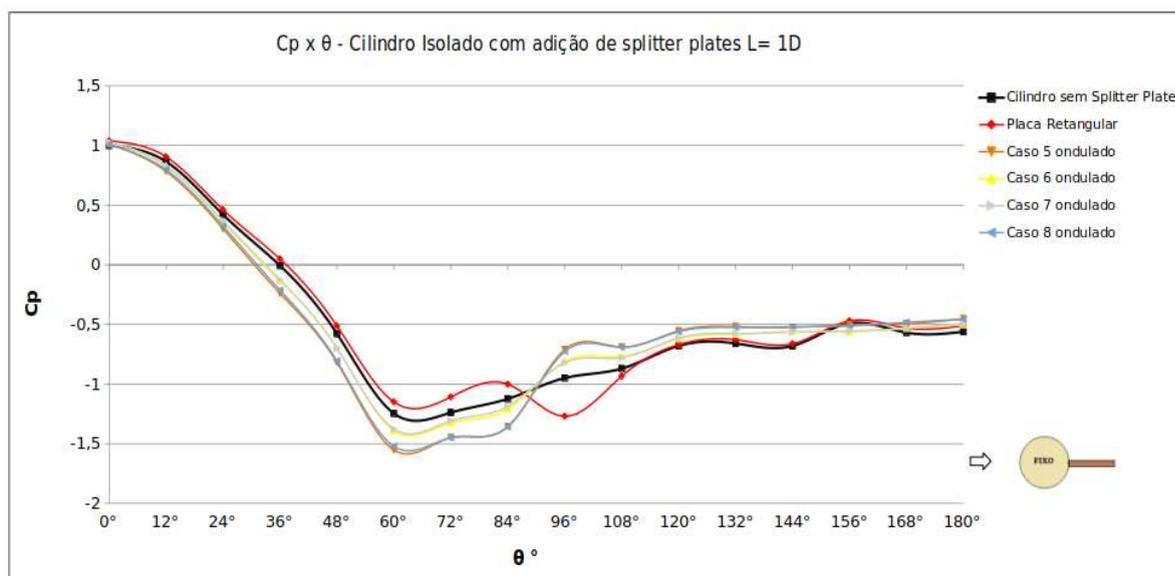
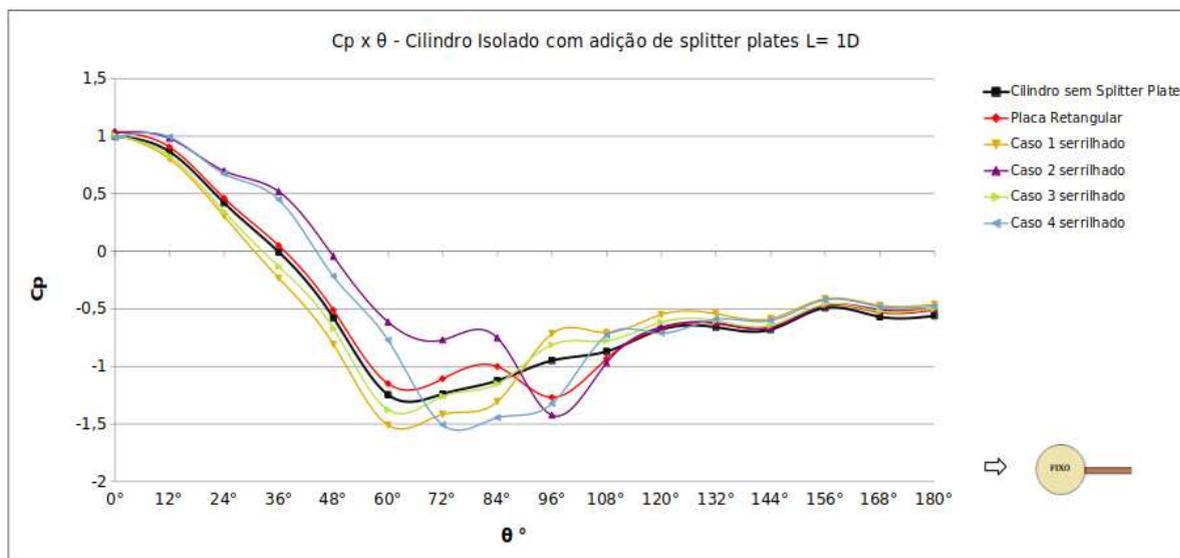
podem ser feitas a partir do gráfico da Figura 66. O comportamento do C_p ao longo do ângulo polar (θ) apresenta diferenças marcantes entre o cilindro sem splitter plate e os casos com as placas adicionadas.

No caso com o cilindro isolado sem splitter plate, o ponto de separação turbulenta parece estar localizado em torno de 90° e 120° , o que indica que a transição para o escoamento turbulento contribuiu para um atraso na separação do escoamento em comparação ao que seria esperado em condições subcríticas puramente laminares. Esses resultados demonstram a capacidade das técnicas de *tripping* em replicar características de regimes de Reynolds superiores e apresentam concordância satisfatória com o comportamento observado por Jenkins et al. (2006), realizado com um número de Reynolds $Re = 1,66 \times 10^5$ e mesma razão de espaçamento dos cilindros ($L/D = 3.7$).

Neste trabalho, o tripping aplicado no cilindro a 60° resultou em um valor mínimo de C_p próximo de 60° , enquanto no trabalho de Jenkins, o valor mínimo se encontrou perto de $\theta = 70^\circ$, possivelmente devido às diferenças no formato do tripping e nas condições de escoamento. O ponto de recuperação observado neste trabalho, em torno de $C_p = -0,5$ em 180° , também reflete características de uma esteira de escoamento turbulento, comparável aos valores de $C_p = -0,5$, de Bruschi (2003), Figura 12, e $-0,75$ registrados por Jenkins (2006) e Qiu et al. (2014).

Na curva do cilindro com placa retangular apresenta comportamentos semelhantes aos resultados obtidos por Nishimura et al. (2001), que realizou experimentos com cilindro liso e isolado com *splitter plate*, de tamanho não especificado, em $Re = 6,1 \times 10^4$. Em ambos os casos, C_p da placa retangular se situou levemente adiantado até o ponto de sucção, e acima após esse ponto, em relação ao cilindro sem placa. Além disso, observou-se também que na região de recuperação, os valores de C_p para a placa retangular permanecem acima dos valores registrados para o cilindro sem placa.

A inclusão das splitter plates dos casos serrilhados e ondulados mostrou-se eficaz em suavizar o gradiente de pressão na região de separação. Isso é mais evidente principalmente no Caso 5 (Figura 66.b), cuja curva apresenta um perfil mais estável na transição de pressão, consistente com a redução do coeficiente de arrasto já discutida.

Figura 66 - C_p médio de cilindro isolado e adição de placas 1D

Fonte: Autor (2024)

Por outro lado, nos casos 2 e 4, o C_p mantém-se maior e deslocado para direita em comparação aos demais casos serrilhados e sem splitter plate na região compreendida entre 0° e 65° .

Na região entre 70° e 100° , os Casos 2 e 4 exibem comportamentos distintos que se destacam dos demais. No Caso 2, observam-se duas oscilações no coeficiente de pressão (C_p). As serrilhas do Caso 4, com maior amplitude e maior comprimento dentre todos os outros casos serrilhados, parecem promover uma separação mais uniforme e atrasada do escoamento. De 100° em diante, os perfis

de C_p das placas começam a convergir, indicando que os efeitos de suas geometrias se tornam menores.

Por fim, os valores de C_p das placas se estabeleceram ligeiramente acima do cilindro sem splitter plate em 180° — o Caso 5 esteve acima de todos os casos nesse ângulo —, indicando que as placas 1D ainda influenciam positivamente a recuperação de pressão nessa região, mesmo que tais valores sejam de difícil percepção no gráfico, mas evidentes nos dados tabelados.

4.2.3. Efeitos de Splitter Plates $L = 2D$ no Coeficiente de Pressão

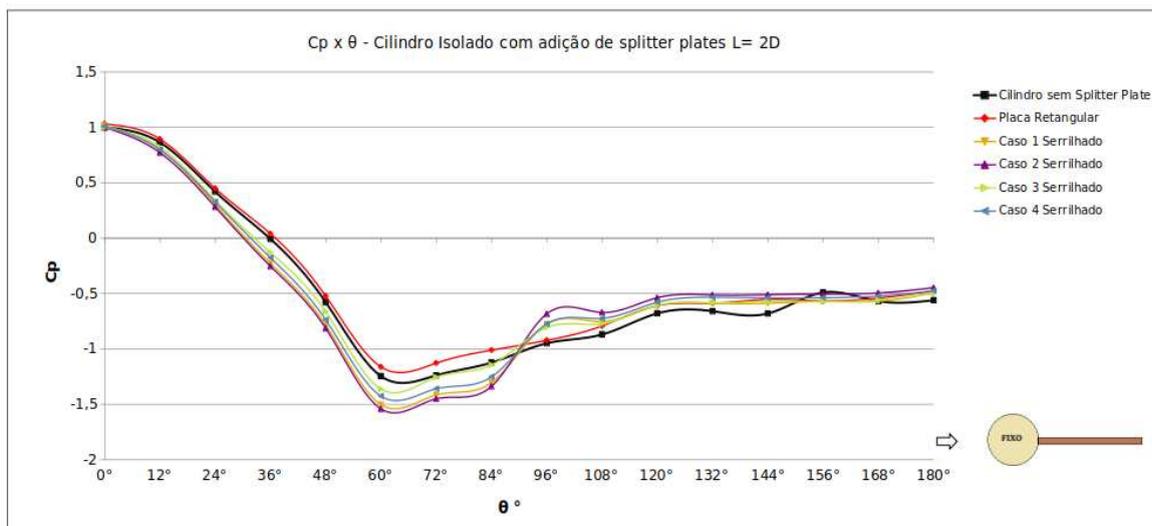
Ao comparar os gráficos de C_p na Figura 67 para splitter plates de 1D e 2D, verifica-se uma diferença nos efeitos das geometrias sobre o comportamento do coeficiente de pressão médio ao longo do cilindro. Em relação às splitter plates planas, Apelt e West (1975) sugerem que placas com comprimento $L/D > 2$ tendem a influenciar o padrão de escoamento, alterando o arrasto e o desprendimento de vórtices até aproximadamente $L/D = 5$.

O comportamento observado no gráfico da Figura 67.a, para a *splitter plate* de 2D, mostra que os valores de C_p permanecem próximos aos casos de 1D (exceto casos 2 e 4) na parte frontal do cilindro, de 0° a 38° . Esse resultado está em concordância com a literatura, conforme relatado por Apelt e West (1975) e Qiu et al. (2014), que demonstram a independência da distribuição de pressão em relação ao comprimento da placa até nessa faixa de ângulos.

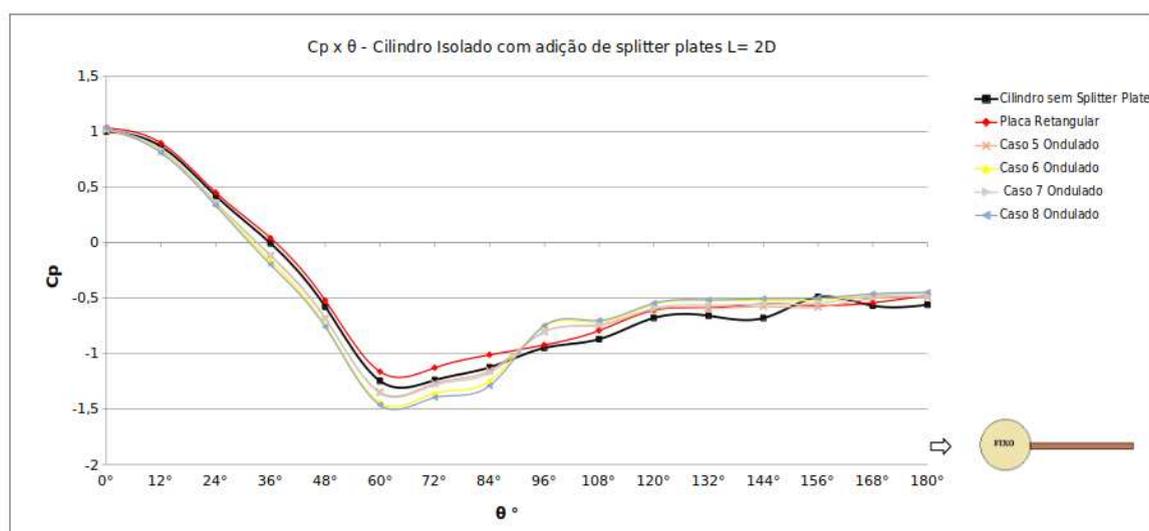
Percebe-se que as placas 2D apresentam uma variação mais gradual no C_p até aproximadamente 84° , em comparação com as placas 1D. Esse comportamento sugere que a forma geométrica das placas 2D pode suavizar as alterações no gradiente de pressão ao redor do cilindro.

A *splitter plate* retangular, por exemplo, apresenta valores de C_p menos negativos entre 60° e 90° . Essa configuração atrasa o desprendimento e reduz a intensidade dos gradientes adversos de pressão. Por outro lado, as *splitter plates* serrilhadas e onduladas, também com comprimento $L = 2D$, mostram um comportamento diferenciado.

Figura 67 - C_p médio de cilindro isolado e adição de placas 2D



(a)



(b)

Fonte: Autor (2024)

Essas geometrias alteram o gradiente de pressão de forma abrupta próximo a 90° no gráfico. No Caso 2, porém, nota-se um leve aumento no C_p próximo a 100° , possivelmente refletindo a interferência geométrica na região de separação da camada limite.

4.3. CILINDROS EM TANDEM

Esta seção é dedicada para discussão dos resultados obtidos dos coeficientes aerodinâmicos, de forma a compreender o comportamento do escoamento ao redor de cilindros em tandem, utilizando técnicas de *tripping* com e na ausência de dispositivos de splitter plates. Também serão analisados o coeficiente de arrasto médio (C_D), o coeficiente de pressão médio (C_p).

4.3.1. Efeitos de Splitter Plate no Coeficiente de Arrasto

Na Tabela 8, os resultados do coeficiente de arrasto médio são comparados com os dados experimentais de Jenkins et al. (2006, $Re = 1,66 \times 10^5$), cujas técnicas de *tripping* foram aplicadas somente ao cilindro a montante. No comparativo, a aplicação de técnicas de *tripping* resultou em um leve aumento no coeficiente de arrasto do cilindro a montante e do cilindro a jusante.

Os resultados obtidos para cilindros em tandem confirmam que o simples fato de posicionar um cilindro a jusante, em uma razão de espaçamento de $L/D = 3,7$, resulta em uma significativa redução do coeficiente de arrasto (C_D), enquanto o cilindro a montante apresenta valores praticamente inalterados em relação ao cilindro isolado. De acordo com Jenkins et al. (2006), que utilizou a mesma razão de espaçamento (Figura 15.b), a configuração em tandem promove uma redução de aproximadamente 44% no arrasto do cilindro a jusante, comparado ao cilindro isolado, enquanto o cilindro a montante mantém valores próximos aos observados para um cilindro isolado.

Este comportamento é coerente com os efeitos de interação do escoamento entre os cilindros, onde a esteira do cilindro a montante atua como uma região de baixa pressão e velocidade para o cilindro a jusante, resultando em um menor coeficiente de arrasto.

Tabela 8 - Medições de arrasto para cilindros em tandem ($Re = 80000$)

Parâmetro	Valor
Cilindro com técnicas de tripping	
Densidade do ar	1,1823 kg/m ³
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,6452 (+0,0699 / -0,0605)
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,3565 (+0,0406 / -0,0348)
Cilindro com técnicas de tripping (Jenkins et al. (2006))	
Número de Reynolds	$1,66 \times 10^5$
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,63
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,31

Fonte: Adaptado de Tumelero et al. (2024)

As medições de força de arrasto com a adição de splitter plates e técnicas de tripping também foram realizadas para esta configuração. As geometrias utilizadas foram as mesmas dos testes com cilindro isolado, sendo as splitter plates acopladas apenas ao cilindro a montante.

Os resultados, apresentados na Tabela 9, indicam que, de forma semelhante ao caso do cilindro isolado, as splitter plates retangulares 1D reduziram o coeficiente de arrasto (C_D) quando inseridas no cilindro a montante, apesar de sua eficiência ter diminuído para placa 2D.

A splitter plate retangular $L = 2D$ reduziu o C_D no cilindro a jusante em cerca de 17% em relação ao cilindro sem splitter plate, embora seu C_D ainda seja maior do que o observado com $L = 1D$. Esses resultados estão em concordância com Cardoso e Da Silva (2023), que relataram maior eficiência de placas retangulares na redução do arrasto em configurações similares, com cilindro a jusante e splitter plate posicionada a montante.

As medições de força de arrasto com a adição de casos de splitter plates serrilhadas e onduladas também foram executadas. Estes casos, analisados na envolveram as medições de duas splitter plates serrilhadas (Caso 1 e 4) e uma ondulada (Caso 8), esta com cotas proporcionais ao Caso 4.

Para placa 2D do Caso 1, o coeficiente de arrasto a montante (C_D) é 0,2974, enquanto que o coeficiente de arrasto a jusante é 0,5028. Em geral, o cilindro a jusante deveria apresentar menor coeficiente de arrasto, pois está em uma região com menor velocidade livre devido à presença do cilindro a montante, que cria uma esteira que diminui a força de arrasto a jusante.

Tabela 9 - Medições de arrasto de cilindros em tandem, na presença e ausência de splitter plates ($Re = 80000$)

Parâmetro	Valor	Densidade do ar
Cilindros sem placa		
Cilindros com técnicas de tripping		
Densidade do ar	1,1823 kg/m ³	
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,6452 (+0,0699 / -0,0605)	
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,3565 (+0,0406 / -0,0348)	
Cilindros com técnicas de tripping (Jenkins et al. (2006))		
Número de Reynolds	$1,66 \times 10^5$	
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,63	
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,31	
Placa Retangular		
Placa 1D		
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,5238 (+0,0580 / -0,0499)	1,1995 kg/m ³
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,3075 (+0,0353 / -0,0302)	1,2004 kg/m ³
Placa 2D		
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,6315 (+0,0686 / -0,0593)	1,1995 kg/m ³
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,2956 (+0,0340 / -0,0290)	1,2009 kg/m ³
Caso 1		
Placa 1D		
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,4703	1,180 kg/m ³
Placa 2D		
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,2974	1,180 kg/m ³
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,5028	1,179 kg/m ³
Caso 4		
Placa 1D		
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,7021 (+0,0752/- 0,0652)	1,179 kg/m ³
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,3639 (+0,0414/-0,0354)	1,179 kg/m ³
Placa 2D		
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,3016 (+0,0346 / - 0,0296)	1,177 kg/m ³
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,5158 (+0,0572 /-0,0492)	1,177 kg/m ³
Caso 8		
Placa 1D		
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,6579 (+0,0710/- 0,0615)	1,178 kg/m ³
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,3005 (+0,0345 / - 0,0295)	1,178 kg/m ³
Placa 2D		
$C_{D,c}$ a montante (Allen e Vincenti)	0,6056 (+0,0661/- 0,0571)	1,179 kg/m ³
$C_{D,c}$ a jusante (Allen e Vincenti)	0,3260 (+0,0373/-0,0319)	1,179 kg/m ³

Fonte: Autor (2024)

No entanto, neste caso, o valor a montante é maior do que a jusante, o que pode ser explicado por uma possível influência da splitter plate, que pode estar modificando a estrutura da esteira a ponto de aumentar a recirculação e a perturbação antes do segundo cilindro. Este tipo de efeito possivelmente depende comprimento da splitter plate, amplitude e comprimentos de onda das serrilhas. Além disso, o espaçamento entre os cilindros e a frequência do escoamento podem estar contribuindo para essa inversão.

No Caso 4, para a placa 2D, o $C_{D,c}$ a montante é 0,3016, enquanto que o coeficiente de arrasto a jusante é 0,5158. Novamente, o valor a jusante é maior que o valor a montante. Este comportamento pode ser em função das características da

splitter plate serrilhada, que, por sua forma, introduz variações adicionais de pressão e vórtices.

No Caso 8, os valores a montante e a jusante mostram uma relação mais esperada, com o coeficiente de arrasto do cilindro a montante, $C_D = 0,6579$, sendo maior do que o cilindro a jusante, $C_D = 0,3260$. Ou seja, a relação entre os coeficientes de arrasto a montante e a jusante depende de várias variáveis, incluindo a distância entre os cilindros, as características das placas e o espaçamento entre os dispositivos passivos. Quando a distância entre os cilindros é pequena, o segundo cilindro se encontra completamente na região de esteira do primeiro cilindro, onde a velocidade do escoamento é reduzida, resultando em menor arrasto.

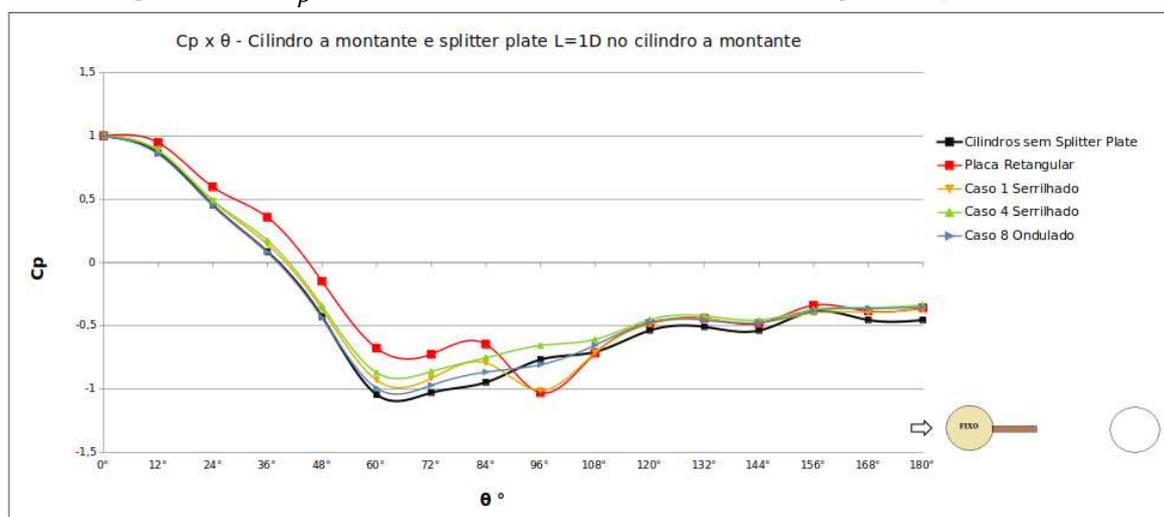
Contudo, uma distância intermediária pode ocasionar fenômenos como separação turbulenta ou oscilações intensificadas, que aumentam o arrasto no cilindro a jusante. No caso das splitter plates serrilhadas, as perturbações geradas podem alterar substancialmente a estrutura da esteira, afetando a zona de reanexação do escoamento e gerando um escoamento mais energizado a jusante, o que resulta em um coeficiente de arrasto maior.

4.3.2. Efeito de Splitter Plates $L = 1D$ no Coeficiente de Pressão

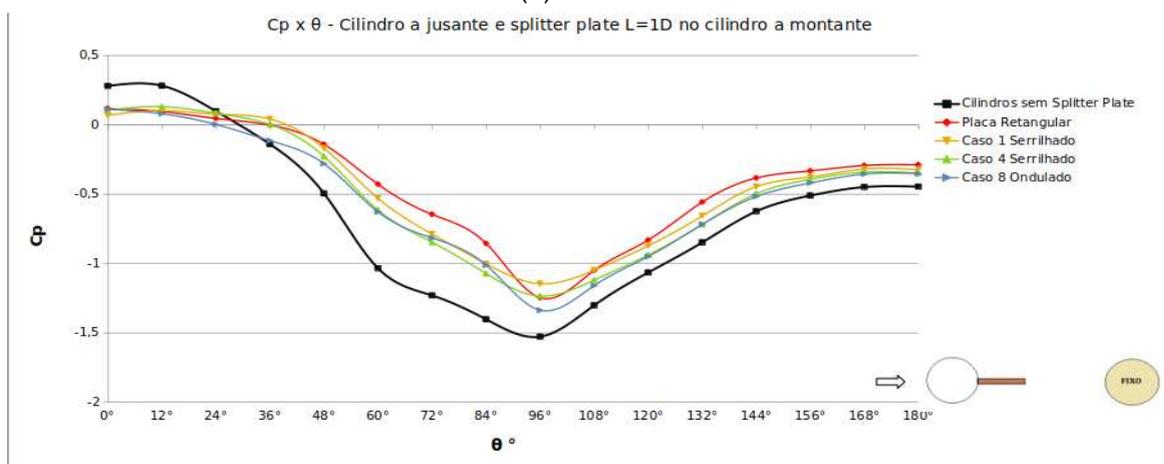
O gráfico do coeficiente de pressão (C_p) médio apresentado na Figura 68 ilustra que os cilindros em tandem com a aplicação de splitter plates, a distribuição de C_p difere da configuração sem splitter plate.

O $C_p = 1$ no ponto de estagnação do cilindro a montante (Figura 68.a) apresentou comportamento característico de um cilindro isolado. Esse resultado é consistente com os dados encontrados na literatura, como os trabalhos de Igarashi (1981) e Cardoso e Da Silva (2023).

Além disso, observa-se que os valores de C_p para a placa retangular permanecem maiores na região até aproximadamente 84° , comportamento semelhante ao identificado por Cardoso e Da Silva (2023), cujos resultados se estenderam entre 65° e 180° . Na região de recuperação, destaca-se que o valor de C_p foi exatamente $-0,5$, coincidindo com os dados reportados pelos autores.

Figura 68 - C_p médio de cilindros em tandem e adição de placas 1D

(a)



(b)

Fonte: Autor (2024)

Verifica-se que a aplicação de splitter plates suaviza a queda abrupta do coeficiente de pressão entre 60 e 100°, com ênfase para os casos 4 e 8, em que a splitter plate apresenta um comprimento de onda e amplitude maiores. As técnicas de tripping aplicadas e a splitter plate induzem um atraso na separação do escoamento, o que contribui para a manutenção de uma camada limite mais estável e, conseqüentemente, resulta em menores picos de C_p negativos.

No Caso 1, onde o serrilhado é mais estreito, o impacto no ponto de separação do escoamento parece ser menos pronunciado em comparação às splitter plates mais largas. O perfil ondulado do Caso 8 demonstrou maior eficácia na redução dos picos de C_p negativos, indicando um controle mais eficiente do ponto de separação do escoamento, ao passo que a configuração serrilhada com menores

amplitudes (Caso 1) apresentou um efeito mais limitado, mas ainda assim satisfatório em comparação ao cilindro sem splitter plate.

Em relação ao coeficiente de pressão para o cilindro a jusante (Figura 68.b), observa-se que os valores de C_p para o cilindro a jusante apresentam uma diferença aparente em comparação ao cilindro a montante. Para o cilindro sem splitter plate, a queda no valor de C_p é mais nítida no ponto de estagnação — onde o C_p é em torno de 0,25 — e com um ponto de sucção mais deslocado próximo de 96° .

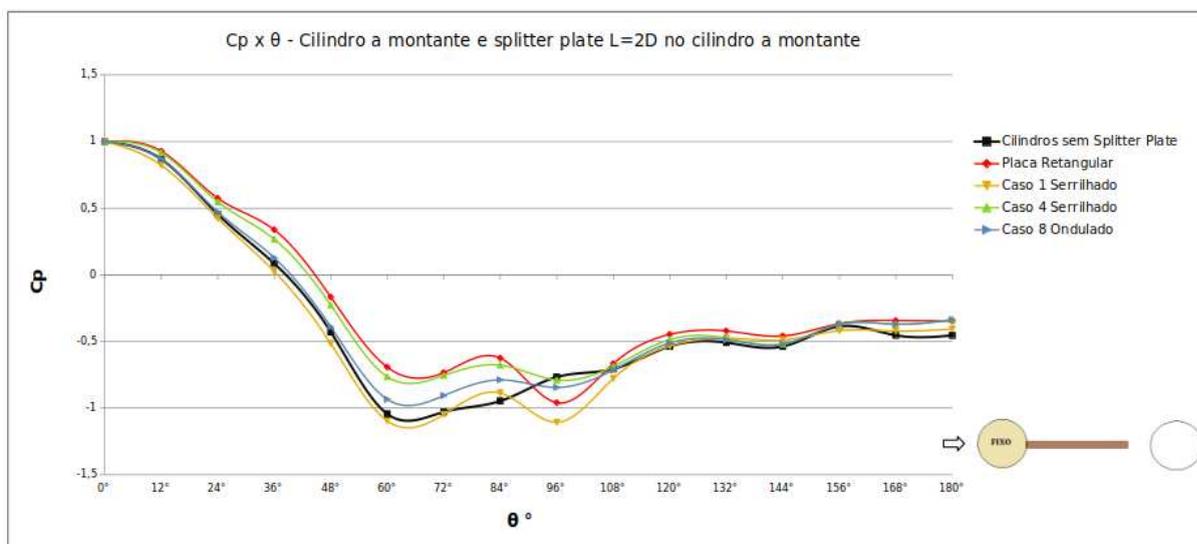
No estudo de Jenkins et al. (2006), o ponto de estagnação no cilindro a jusante sem placa apresentou valor de 0,2, resultado também encontrado por Cardoso e Da Silva (2023). Além disso, na região de recuperação, o valor obtido no presente trabalho foi de -0,5, enquanto os valores reportados foram de -0,6 por Cardoso e Da Silva (2023) e -0,5 por Jenkins et al. (2006).

Os casos com splitter plates sem serrilhas e o Caso 1 apresentam uma recuperação mais suave do C_p na região após o ponto de separação turbulenta, contribuindo para uma menor diferença de pressão ao longo do cilindro e, conseqüentemente, menor menor arrasto total sobre o cilindro a jusante. Antes do ponto de separação, observa-se que o comportamento do C_p para o cilindro a jusante é moderado, com oscilações reduzidas e indicando menor intensidade de variações na direção circunferencial em comparação ao cilindro sem splitter plate — pode-se dizer uma redução de cerca de 50% do C_p no ponto de estagnação.

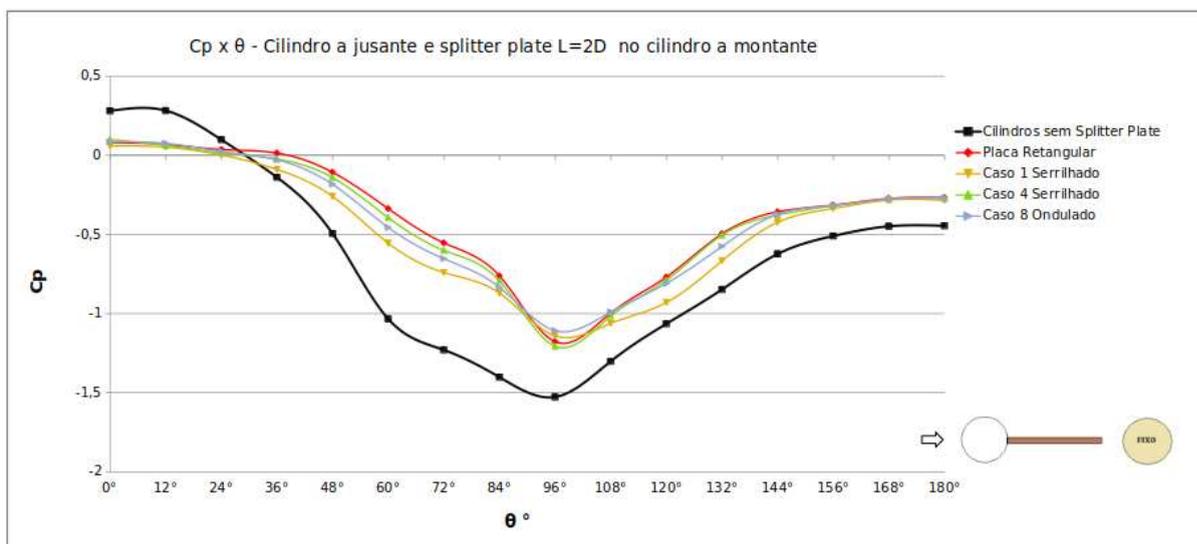
4.3.3. Efeito de Splitter Plates $L = 2D$ no Coeficiente de Pressão

Foram realizadas também medições do coeficiente de pressão médio no arranjo em tandem para comprimentos de placa $L = 2D$. Os resultados apresentados no gráfico da Figura 69 mostram o perfil do coeficiente de pressão ao longo da superfície de cilindros em tandem, utilizando técnicas de tripping e as mesmas geometrias de splitter plates nos casos $L = 1D$.

Na região de estagnação (próxima a $\theta = 0^\circ$), na Figura 69.a, observou-se que o valor de C_p do cilindro a montante mantém-se próximo de 1, indicando a presença de uma pressão alta, similar às medições de cilindros isolados.

Figura 69 - C_p médio de cilindros em tandem e adição de placas 2D

(a)



(b)

Fonte: Autor (2024)

Entre os ângulos de 90° e 120° , o coeficiente de pressão se torna negativo, gerando uma região de baixa pressão devido à separação do escoamento. Em comparação com as curvas do gráfico 1D, da Figura 68.a, notou-se que a redução de pressão de 15% foi eficaz na diminuição da recirculação e no controle da formação da esteira.

Além disso, verificou-se que as configurações com splitter plates apresentaram oscilações na curva de C_p em duas regiões distintas entre os ângulos de 60° e 96° , possivelmente associadas à interação do escoamento turbulento com a superfície do cilindro e a presença das splitter plates. Observou-se, em particular,

que o caso 1 difere dos demais casos até atingir seu segundo ponto negativo próximo em $\theta = 96^\circ$, o que pode ser devido ao formato das serrilhas mais baixas e estreitas, que induzem o escoamento a acelerar antes de ocorrer a recuperação definitiva do coeficiente de pressão.

Por fim, nas regiões posteriores ao ponto de separação turbulenta (120° a 180°), observou-se que a utilização das splitter plates resultou em uma recuperação mais gradual do coeficiente de pressão. Em especial, a curva do caso para a placa retangular se mostrou acima dos demais casos.

Para o caso do cilindro a jusante com adição de placas $L = 2D$, são apresentados os resultados dos coeficientes de pressão (C_p) na Figura 69.b. Pode-se observar que o cilindro sem splitter plate (linha preta) apresenta um comportamento caracterizado por uma queda acentuada do coeficiente de pressão até aproximadamente 96° e uma recuperação gradual até a região posterior do cilindro.

Com base no trabalho de Cardoso e Da Silva (2023), é possível destacar que a região de C_p negativo entre os ângulos de 84° e 108° reflete um comportamento esperado para cilindros a jusante com splitter plate no cilindro a montante, associando-se a um gradiente adverso de pressão na face posterior. No entanto, as splitter plates analisadas no presente trabalho mostram um padrão consistente com os resultados de Cardoso e Da Silva (2023), no qual o C_p negativo é atenuado pela presença de dispositivos de controle passivo. Essa atenuação sugere que as splitter plates não apenas atrasam o ponto de separação turbulenta, mas também reduzem a extensão da recirculação a jusante, contribuindo para uma recuperação mais eficiente da pressão na região posterior do cilindro.

Comparando as placas de comprimento 1D e 2D, observa-se que as placas mais compridas resultaram em uma pressão menos negativa no ponto de maior sucção em 96° , indicando uma maior eficácia na redução da intensidade da recirculação. Porém, o Caso 1 ficou abaixo dos outros casos serrilhados, enquanto que esse mesmo caso ficou com uma curva acima dos demais, em $L = 1D$. Isso demonstra um comportamento irregular da separação da camada limite com o aumento do comprimento da splitter plate associado às serrilhas pequenas e estreitas.

De acordo com Cardoso e da Silva (2023), a adição de splitter plates foi capaz de reduzir significativamente o ruído em campo distante, atenuando picos

harmônicos espectrais em até 60 dB/Hz, através de um mecanismo que reduziu a geração de vórtices no cilindro a montante, que incidem na superfície do cilindro a jusante, reduzindo também o seu coeficiente de arrasto. Esse comportamento é coerente com os resultados apresentados, nos quais a utilização da splitter plate resultou em uma recuperação mais rápida do coeficiente de pressão ao longo da superfície na região posterior do cilindro, resultando em valores de C_p menos negativos e mais próximos de zero a partir de $\theta > 120^\circ$.

5. CONCLUSÕES

O trabalho concentrou-se inicialmente na caracterização e preparação do escoamento no túnel de vento para os experimentos. A distribuição de velocidade foi significativamente aprimorada, alcançando níveis de turbulência inferiores a 1% com a adição de uma placa perfurada, uma tela de honeycomb e cinco telas finas de retificação. Melhorias adicionais na condição do escoamento do túnel de vento ainda requerem a remanufatura de algumas seções, o que pode ser abordado em estudos futuros.

Os experimentos realizados com cilindro isolado mostraram que a adição de uma splitter plate retangular de comprimento $L=1D$ reduziu ainda mais o coeficiente de arrasto, em 10% em relação ao cilindro isolado com técnicas de tripping, enquanto as placas 2D também resultaram em uma pequena redução do coeficiente de arrasto.

Em particular, os casos 2 e 5 se mostraram notáveis para cilindros isolados. No Caso 5, o perfil ondulado mais estreito e de menor amplitude, aliado à placa 2D, resultou em uma redução do coeficiente de arrasto médio de 46% em relação à placa sem ondulações e 52% em comparação ao cilindro sem splitter plate. Esse desempenho ressalta a eficiência do controle passivo com perfis ondulados na atenuação do arrasto.

No arranjo de cilindros em tandem sem splitter plate e apenas com técnicas de tripping, revelaram-se diminuições consideráveis no coeficiente de arrasto para o cilindro a jusante, enquanto o cilindro a montante apresentou valores de arrasto próximos a de um cilindro isolado. Na configuração sem splitter plate, uma redução de aproximadamente 44% foi notada no coeficiente de arrasto no cilindro a jusante em comparação ao cilindro isolado, o que está alinhado com os resultados reportados por Jenkins et al. (2006).

A inserção das splitter plates em cilindros isolados, com comprimentos de 1D e 2D, trouxe melhorias expressivas nos parâmetros aerodinâmicos avaliados. A comparação entre as splitter plates 1D e 2D mostrou que, até aproximadamente 38° , não houve diferenças significativas nos valores de C_p , comportamento consistente com os resultados obtidos por Apelt e West (1975) e Qiu et al. (2014). A partir desse

ângulo, as placas apresentaram apresentaram diferenças, a não ser um pequeno retardo no ponto de separação.

Para os cilindros em tandem com splitter plates retangulares, os resultados mostraram uma redução significativa no coeficiente de arrasto (C_D), em torno de 17% em comparação à configuração sem splitter plates. Observou-se ainda que as splitter plates com comprimento $L = 2D$ apresentaram melhor desempenho na redução do arrasto em relação às placas de $L = 1D$, o que está em concordância com os estudos de Cardoso e Da Silva (2023) e Jenkins et al. (2006)

. Além disso, verificou-se gradientes de pressão mais equilibrados no cilindro a jusante com um respectivo aumento no ponto de recuperação do coeficiente de pressão (C_p), indicando uma recuperação parcial da pressão.

Para os cilindros em tandem com splitter plates serrilhadas e onduladas, os resultados obtidos foram inconclusivos, visto que não foram realizadas medições com os oito casos. Observações como oscilações das curvas entre 60° e 96° nos gráficos de C_p sugerem que as perturbações geométricas das serrilhas e ondulações podem induzir variações abruptas nos gradientes de pressão.

No entanto, a configuração com o sistema Scanivalve não foi suficiente para capturar com precisão os valores de $C_{P', RMS}$. Dessa forma, destaca-se a necessidade de testes complementares com maior resolução temporal e espacial para obter uma análise mais robusta e capturar as flutuações de pressão de forma adequada.

Para estudos futuros, recomenda-se uma investigação mais detalhada do campo de velocidade na esteira no arranjo em tandem com splitter plates. Também estão previstas medições no túnel de vento fechado de maior porte do LIFE, onde se esperam medições mais realistas.

REFERÊNCIAS

- AIN, Q.; MAHMOOD, R.; AWREJCEWICZ, J. Effectiveness of splitter plate to control fluid forces on a circular obstacle in a transient flow: FEM computations. **Scientific Reports**, 12: 13602, 2022.
- ADAM, J.-P. **Roman Building: Materials and Techniques**. Indiana University Press, Bloomington, 1994.
- AKILLI, H.; SAHIN, B.; CEBECI, H. Suppression of vortex shedding of circular cylinder in shallow water by a splitter plate. **Journal of Flow Visualization and Image Processing**, v. 12, n. 3, p. 279–290, 2005.
- ALAM, M. M.; SAKAMOTO, H.; ZHOU, Y. Determination of flow configurations and fluid forces acting on two staggered circular cylinders of equal diameter in cross-flow. **Journal of Fluids and Structures**, 21: 363–394, 2005.
- ANDERSON, J. D. **Fundamentals of Aerodynamics**. New York: McGraw-Hill Education, 2006.
- ANTHOINE, J.; OLIVARI, D.; PORTUGAELS, D. Wind-tunnel blockage effect on drag coefficient of circular cylinders. **Wind and Structures**, 12, 2009.
- APELT, C. J.; WEST, G. S.; SZEWCZYAK, A. The effect of wake splitter plates on the flow past a circular cylinder in the range $104 < Re < 5 \times 10^4$. **Journal of Fluid Mechanics**, 61, 187, 1973.
- APELT, C. J.; WEST, G. S. The effects of wake splitter plates on bluff-body flow in the range $104 < Re < 5 \times 10^4$. Part 2. **Journal of Fluid Mechanics**, 1975.
- AZZAWI, I. D. J. Design and characterizing of blower wind tunnel using experimental and numerical simulation. **Proceedings** of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 237(15): 3582-3596, 2023.
- BEARMAN, P. W. Vortex shedding from oscillating bluff bodies. **Annual Review of Fluid Mechanics**, 16(1): 195-222, 1984.
- BEHARA, S., MITTAL, S. (2011). Transition of the boundary layer on a circular cylinder in the presence of a trip. **Journal of Fluids and Structures**, 27(5-6), 702–715.
- BELL, W. H. Turbulence vs drag — some further considerations. **Ocean Engineering**, v. 10, n. 1, p. 47-63, 1983.
- BEARMAN, P. W. Investigation of the flow behind a two-dimensional model with a blunt trailing edge and fitted with splitter plates. **Journal of Fluid Mechanics**, 21(02): 241, 1965.
- BLEVINS, R. D. **Flow-Induced Vibration**. Van Nostrand Reinhold, New York, 1990.
- BRADSHAW, P. **An Introduction to Turbulence and Its Measurement**. Pergamon Press, Oxford, 1971.

CARDOSO, L. G.; DA SILVA; D. F. **Investigação numérica de técnicas de redução de ruído para o caso de cilindros em tandem**. 2023. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Aeroespacial) — Centro Tecnológico de Joinville - Universidade Federal de Santa Catarina, 2023. Joinville, p. 1-95.

CATTAFESTA, L.; BAHR, C.; MATHEW, J. **Fundamentals of Wind-Tunnel Design**. 2010.

CHOI, H.; LEE, J. Control of Flow Over a Circular Cylinder. **Annual Review of Fluid Mechanics**, 32(1): 179-196, 2000.

DARGAHI, B. The turbulent flow field around a circular cylinder. **Experiments in Fluids**, 8(1-2): 1-12, 1989.

DOBZYNSKI, W. Almost 40 years of airframe noise research: what did we achieve? **Journal of aircraft**, v. 47, n. 2, p. 353–367, 2010.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introduction to Fluid Mechanics**. 6th ed. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2006.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introduction to Fluid Mechanics**. 7th ed. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2010.

FAGE, A.; FALKNER, V. M. Further experiments on the flow around a circular cylinder. **Reports and Memoranda**, n. 1369, p. 1–8, 1931.

GLAUERT, H. Wind tunnel interference on wings, bodies and airscrews. **British ARC, R&M 1566**, 1933.

HWANG, J.; YANG, K. S.; SUN, T. Y. Flow control using passive devices. **Journal of Fluid Mechanics**, 485: 223-252, 2003.

IGARASHI, T. Characteristics of the flow around two cylinders arranged in tandem, 1st Report. **Bulletin of the JSME**, 24: 323-331, 1981.

IGARASHI, T. Effect of tripping wires on the flow around a circular cylinder normal to an airstream. **Bulletin of the JSME**, v. 29, n. 255, p. 2917–2924, 1986.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 5th ed. John Wiley & Sons, Chichester, U.K., 2007.

JENKINS, L. N.; KHORRAMI, M.; CHOUDHARI, M.; MCGINLEY, C. Characterization of unsteady flow structures around tandem cylinders for component interaction studies in airframe noise. In: **11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference**, Monterey: AIAA, 2005. Collection of Technical Papers.

JØRGENSEN, F. E. **How to Measure Turbulence with Hot-Wire Anemometers - A Practical Guide**. Dantec Dynamics, Skovlunde, Denmark, 2005.

KATZ, J. (1995). **Race Car Aerodynamics: Designing for Speed**.

KO, S. C.; GRAF, W. H. Drag coefficients of cylinders in turbulent flow. **Journal of Hydraulic Division**, American Society of Civil Engineers, v. 5, p. 897-912, 1972.

KUNDU, P. K.; COHEN, I. M.; DOWLING, D. R. **Fluid Mechanics**. 5. ed. Amsterdam: Elsevier, 2012.

LIENHARD, J. H. **Synopsis of Lift, Drag, and Vortex Frequency Data for Rigid Circular Cylinders**. 300, Technical Extension Service, Washington State University, 1966.

LIVANOS, D. **Investigation of Vortex Induced Vibrations on Wind Turbine Towers**. Master's thesis, TU Delft and Siemens, Delft, 2018.

LOCKARD, D. Summary of the tandem cylinder solutions from the benchmark problems for airframe noise computations-i workshop. **Proceedings** of the 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 2011.

LUO, Y.; YUAN, L.; LI, J.; WANG, J. Boundary layer drag reduction research hypotheses derived from bio-inspired surface and recent advanced applications. **Micron**, 79: 59-73, 2015.

MEDVECKÁ, S.; IVANKOVA, O.; MACÁK, M. Pressure Coefficients Acting Upon the Cylinder Obtained by Numerical and Experimental Analysis. **Civil and Environmental Engineering**, 13, 2017.

MODI, V.; EL-SHERBINY, S. On the wall confinement effects in the industrial aerodynamics studies. In: **BNES Vibration in Nuclear Plant**, ed. Wakefield, J., Keswick, UK, paper 116, 1973.

MOREAU, D. J.; BROOKS, L. A.; DOOLAN, C. J. On the noise reduction mechanism of a flat plate serrated trailing edge at low-to-moderate Reynolds number. *AIAA Journal*, Colorado Springs, CO, 4-6 June 2012. **AIAA Paper 2012-2186**.

NISHIMURA, H.; TANIIKE, Y. *Aerodynamic characteristics of fluctuating forces on a circular cylinder*. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 89, n. 6, p. 713–723, 2001.

NOOR, N. B. M. Analysis of vortex shedding in various body shapes. Master's thesis, **Faculty of Mechanical Engineering**, 2013.

PANTON, R. L. **Incompressible Flow**. 4th ed. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2013.

QIU, Y., SUN, Y., WU, Y., TAMURA, Y. (2014). Effects of splitter plates and Reynolds number on the aerodynamic loads acting on a circular cylinder. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 127, 40–50.

ROSHKO, A. On the Wake and Drag of Bluff Bodies. **Journal of the Aeronautical Sciences**, 22(2): 124-132, 1955.

RUIJGROK, G. J. J. **Elements of Aviation Acoustics**. VSP, Utrecht, 1993.

SIMIU, E.; SCANLAN, R. H. **Wind Effects on Structures: Fundamentals and Applications to Design**. 3rd ed. John Wiley & Sons, New York, 1996.

SIKDAR, P.; DASH, S. M.; SINHAMAHAPATRA, K. P. A numerical study on the drag reduction and wake regime control of the tandem circular cylinders using splitter plates. **Journal of Computational Science**, v. 66, 2023.

SUMNER, D. Two circular cylinders in cross-flow: a review. **Journal of Fluids and Structures**, 26: 849-899, 2010.

TEIXEIRA, P. R. F.; DIDIER, E. Numerical simulation of flow interaction between stationary and downstream elastically mounted cylinders at low Reynolds numbers. In: **VI International Conference on Computational Methods for Coupled Problems in Science and Engineering**, COUPLED PROBLEMS, 2015.

THOMPSON, D. Aerodynamic Noise. **Railway Noise and Vibration**. Oxford: Elsevier, 2009.

TUMELERO, B. L.; DA SILVA, F. D.; CUENCA, R. G.; SIMON, M. G. S. C.; VIEGAS, P. G.. Wind tunnel measurements of air flow around cylinders with splitter plates at low Reynolds number. In: 20th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT 2024) **Proceedings**. Foz do Iguaçu, ABCM, 2024.

QIU, Y.; SUN, Y.; WU, Y.; TAMURA, Y. (2014). *Effects of splitter plates and Reynolds number on the aerodynamic loads acting on a circular cylinder*. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 127, 40–50.

WANG, J.; FENG, L. Introduction. In: **Flow Control Techniques and Applications**. Cambridge Aerospace Series. Cambridge University Press, Cambridge, 2018.

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**. 7th ed. McGraw-Hill, New York, 2011.

WIESELSBERGER, C. **New Data on the Laws of Fluid Resistance**; NACA-TN-84; NASA: Washington, DC, USA, 1921.

WILLIAMSON, C. H. K. Vortex Dynamics in the Cylinder Wake. **Annual Review of Fluid Mechanics**, 28: 477-539, 1996.

ZHOU, Y.; YIU, M. W. Flow structure, momentum and heat transport in a two-tandem-cylinder wake. **Journal of Fluid Mechanics**, 548: 17-48, 2006.

ZDRAVKOVICH, M. M. **Flow Around Circular Cylinders Volume 1: Fundamentals**. Oxford University Press, Oxford, 1997.

ZDRAVKOVICH, M. M. The effects of interference between circular cylinders in cross flow. **Journal of Fluid Mechanics**, 120: 1-25, 1987.

ZDRAVKOVICH, M. M. Aerodynamics of two parallel circular cylinders of finite height at simulated high Reynolds numbers. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 6, p. 59-71, 1980.

ZDRAVKOVICH, M. M.; PRIDDEN, D. I. Interference between two circular cylinders; Series of unexpected discontinuities. **Journal of Industrial Aerodynamics**, 2(2): 195-213, 1977.