

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA

PAULO HENRIQUE NAVES SILVA

**Estudo experimental do controle do escoamento ao
redor de um cilindro utilizando algoritmo genético de
otimização**

São Paulo

2021

PAULO HENRIQUE NAVES SILVA

**Estudo experimental do controle do escoamento ao
redor de um cilindro utilizando algoritmo genético de
otimização**

Versão Corrigida

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências.

Área de concentração:
Engenharia Naval e Oceânica

Orientador:
Prof. Dr. Gustavo Roque da Silva Assi

São Paulo

2021

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

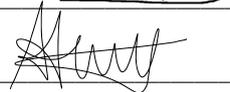
Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 26 de Novembro de 2021

Assinatura do autor: _____



Assinatura do orientador: _____



Catálogo-na-publicação

Silva, Paulo Henrique Naves

Estudo experimental do controle do escoamento ao redor de um cilindro utilizando algoritmo genético de otimização / P. H. N. Silva -- versão corr. -- São Paulo, 2021.

115 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

1. Interferência em corpos rombudos 2. Otimização 3. Algoritmo genético 4. Controle do escoamento I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica II. t.

*Ao meu querido pai Paulo Roberto (in memoriam)
que sempre esteve ao meu lado em cada conquista.*

Agradecimentos

Agradeço,

À minha esposa Karla, por todo companheirismo, apoio nas decisões de vida e compreensão durante as diversas horas dedicadas a este trabalho.

Aos meus pais, Ângela e Paulo (in memoriam), pelos exemplos passados e por sempre me incentivarem a continuar estudando e buscar novos desafios. Aos meus irmãos Ana Gabriela e Leandro, pela união familiar e suporte em todos os momentos.

Ao professor Gustavo Assi, orientador deste estudo, por ter proposto um tema desafiador, confiando no meu trabalho para atingir os objetivos, dando uma direção quando muitas vezes o caminho parecia tão complexo, além de ter sido bastante presente durante todo o desenvolvimento do projeto.

Aos meus sogros Amélia e Pedro, sempre disponíveis e prestativos para cuidar da Fiona nos momentos de dedicação a este trabalho.

Ao colega de pós-graduação Ícaro, por compartilhar conhecimentos e sugestões. Ao Douglas, pelo suporte na construção dos componentes necessários ao modelo experimental.

Ao amigo Raphael, pelas inúmeras conversas sobre eletrônica e oportunidades de melhoria no projeto.

Resumo

SILVA, Paulo Henrique Naves. **Estudo experimental do controle do escoamento ao redor de um cilindro utilizando algoritmo genético de otimização**. 2021. 115 p. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2021.

Esta Dissertação de Mestrado apresenta um estudo experimental do controle do escoamento ao redor de um cilindro a partir do uso de 8 cilindrinhos de controle rotativos. O objetivo foi minimizar simultaneamente os coeficientes de arrasto médio e amplitude do coeficiente de sustentação sobre o cilindro principal, variando-se as rotações dos cilindrinhos de controle através do uso de algoritmo genético multiobjetivo. Os resultados comprovaram a eficiência deste método de controle na redução do coeficiente de arrasto médio em até 53%, e da amplitude do coeficiente de sustentação de até 51% em relação aos coeficientes para um cilindro isolado. A relação de conflito entre os objetivos foi constatada, não havendo portanto uma combinação de rotações ótimas para ambos objetivos simultaneamente. Não foi observada diferença significativa para as taxas de redução em arrasto e sustentação entre rotacionar todos os cilindrinhos uniformemente, ou uma combinação de diferentes rotações. Entretanto, o consumo energético necessário para rotacionar os cilindrinhos pode ser significativamente menor quando a rotação é independente.

Palavras-chaves: Corpo rombudo. Controle do escoamento. Supressão no desprendimento de vórtices. Cilindrinhos de controle. Algoritmo genético multi-objetivo.

Abstract

SILVA, Paulo Henrique Naves. **Experimental study of flow control around a cylinder using genetic algorithm.** 2021. 115 p. Dissertation (Master of Science) – Escola Politécnica, University of São Paulo, São Paulo, 2021.

This MSc dissertation presents an experimental study of the flow control around a cylinder using 8 rotary control rods. The objective was to simultaneously minimize the mean drag coefficients and the amplitude of the lift coefficient on the main cylinder, varying the rotations of the control rods through the use of a multiobjective genetic algorithm. The results proved the efficiency of this control method in reducing the mean drag coefficient by up to 53%, and the lift coefficient amplitude by up to 51% in relation to the coefficients for an bare cylinder. The conflicting relationship between the goals was found, therefore there is no combination of optimal rotations for both goals simultaneously. No significant difference was observed for drag and lift reduction rates between rotating all cylinders uniformly, or a combination of different rotations. However, the energy consumption required to rotate the cylinders can be significantly lower when rotation is independent.

Keywords: Bluff body. Flow control. Vortex shedding suppression. Control rods. Multi-Objective Genetic Algorithm.

Lista de figuras

Figura 1 – Plataformas oceânicas para exploração de óleo e gás com casco cilíndrico	21
Figura 2 – Método de controle do escoamento utilizado	22
Figura 3 – Regiões do escoamento sobre um cilindro. (ASSI, 2005)	24
Figura 4 – Velocidade do escoamento livre local $U(x^*)$ ao longo da superfície do cilindro. (WHITE, 2006)	25
Figura 5 – Camada limite ao longo da superfície do cilindro. (KUNDU; COHEN; DOWLING, 2012)	26
Figura 6 – Ponto de separação do escoamento no entorno de um corpo rombudo em função do número de Reynolds (JIANG, 2020)	28
Figura 7 – Distribuição de pressão ao longo da superfície de um cilindro: Comparativo da teoria de escoamento potencial com dados experimentais. (WHITE, 2006)	29
Figura 8 – Variação do número de Strouhal em relação ao número de Reynolds (NORBERG, 2001).	31
Figura 9 – Comportamento dos coeficientes de arrasto e sustentação comparados com os regimes do escoamento e configurações de esteira. (ASSI, 2005)	33
Figura 10 – Classificação dos métodos de controle do escoamento. (CHOI; JEON; KIM, 2008)	35
Figura 11 – Região de sensibilidade à supressão de desprendimento de vórtices em relação ao diâmetro do cilindrinho de controle. (STRYKOWSKI; SREENIVASAN, 1990)	37
Figura 12 – Comparativo entre as frequências de desprendimento de vórtices sobre um cilindro antes e depois do uso de um cilindrinho de controle. (STRYKOWSKI; SREENIVASAN, 1990)	38

Figura 13 – Configurações de arranjo dos cilindrinhos de controle. (SILVA-ORTEGA, 2015)	39
Figura 14 – Coeficiente de arrasto médio em função de Re para $d/D = 0.08$. (SILVA-ORTEGA, 2015)	40
Figura 15 – Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função de Re para $d/D = 0.08$. (SILVA-ORTEGA, 2015)	40
Figura 16 – Limites teóricos de eficiência do atuador	44
Figura 17 – Número de Strouhal e coeficientes hidrodinâmicos em função da velocidade de rotação de 8 cilindrinhos de controle (ASSI; ORSELLI; SILVA-ORTEGA, 2018)	46
Figura 18 – Coeficiente de arrasto médio em função da velocidade de rotação de um par de cilindrinhos de controle. (SCHULMEISTER et al., 2017)	47
Figura 19 – Resultados de PIV para velocidade do escoamento médio e linhas de corrente para cilindrinhos de controle fixos e rotativos. (SCHULMEISTER et al., 2017)	48
Figura 20 – Componente da velocidade do escoamento ao longo do eixo de simetria do cilindro principal para 1 par de cilindrinhos de controle fixos e rotativos. (SCHULMEISTER et al., 2017)	49
Figura 21 – Coeficiente de arrasto líquido em função do coeficiente de potência (SCHULMEISTER et al., 2017)	50
Figura 22 – Canal de água recirculante do NDF (ASSI, 2005)	51
Figura 23 – Projeto detalhado do modelo experimental	53
Figura 24 – Componentes do modelo experimental: Cilindro principal com discos guia de acrílico e cilindrinhos de controle com pinos de latão	54
Figura 25 – Componentes do modelo experimental: Peças usinadas em alumínio para fechamento das extremidades do cilindro principal e fixação do modelo no canal e discos guia de alumínio	55
Figura 26 – Arranjo dos cilindrinhos de controle no entorno do cilindro principal	55
Figura 27 – Componentes do modelo experimental: Disco de assentamento dos motores e acoplamento elástico	57
Figura 28 – Modelo experimental montado no canal de água recirculante	58
Figura 29 – Sentido de rotação dos cilindrinhos de controle	59
Figura 30 – Diagrama físico do experimento	62

Figura 31 – Sistema de classificação de indivíduos baseado em dominância. (MATLAB, 2021b)	68
Figura 32 – Diagrama do ciclo de otimização	69
Figura 33 – Validação da lógica computacional: Funções conhecidas utilizadas	71
Figura 34 – Validação da lógica computacional: Indivíduos testados e <i>Score</i> obtido no primeiro ciclo de iteração	72
Figura 35 – Validação da lógica computacional: Fronteira de Pareto obtida	73
Figura 36 – Cilindro isolado: Coeficiente de arrasto médio em função de <i>Re</i>	76
Figura 37 – Cilindro isolado: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função de <i>Re</i>	76
Figura 38 – Cilindro isolado: Espectro de frequência para forças de sustentação	77
Figura 39 – Cilindro isolado: Número de Strouhal	78
Figura 40 – Cilindrinhos de controle fixos: Coeficiente de arrasto médio em função de <i>Re</i>	79
Figura 41 – Cilindrinhos de controle fixos: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função de <i>Re</i>	79
Figura 42 – Cilindrinhos de controle fixos: Número de Strouhal em função de <i>Re</i>	81
Figura 43 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Coeficiente de arrasto médio em função de U_c/U	82
Figura 44 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Eficiência energética para a redução de arrasto médio em função de U_c/U	83
Figura 45 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função de U_c/U	85
Figura 46 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de arrasto médio	87
Figura 47 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de arrasto médio - Fronteira de Pareto, apenas $Re = 4 \times 10^4$	87
Figura 48 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Coeficiente de arrasto médio e amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função da velocidade de rotação dos cilindrinhos - Apenas indivíduos do terceiro quadrante, $Re = 4 \times 10^4$	88

Figura 49 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência - $Re = 1 \times 10^4$	92
Figura 50 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência - $Re = 2 \times 10^4$	92
Figura 51 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência - $Re = 3 \times 10^4$	93
Figura 52 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência - $Re = 4 \times 10^4$	93
Figura 53 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução de arrasto médio em relação ao coeficiente de potência - $Re = 1 \times 10^4$	96
Figura 54 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução de arrasto médio em relação ao coeficiente de potência - $Re = 2 \times 10^4$	96
Figura 55 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução de arrasto médio em relação ao coeficiente de potência - $Re = 3 \times 10^4$	97
Figura 56 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução de arrasto médio em relação ao coeficiente de potência - $Re = 4 \times 10^4$	97
Figura 57 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Sensibilidade entre posições dos cilindrinhos de controle para objetivo de redução no coeficiente de arrasto médio	99
Figura 58 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência. (Apenas indivíduos testados que rotacionaram um único par de cilindrinhos de controle.)	101

Figura 59 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência - $Re = 1 \times 10^4$	103
Figura 60 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência - $Re = 2 \times 10^4$	103
Figura 61 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência - $Re = 3 \times 10^4$	104
Figura 62 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência - $Re = 4 \times 10^4$	104
Figura 63 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Sensibilidade entre posições dos cilindrinhos de controle para objetivo de redução na amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação	105
Figura 64 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência. (Apenas indivíduos testados que rotacionaram um único par de cilindrinhos de controle.)	106
Figura 65 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de arrasto médio	107
Figura 66 – Coeficiente de arrasto médio para cilindros de controle rotativos em relação ao coeficiente de potência	110

Lista de tabelas

Tabela 1 – Comparativo entre coeficiente de torque obtido por simulação em CFD e por expressões analíticas. (PADRINO; JOSEPH, 2006)	45
Tabela 2 – Constantes geométricas do modelo	56
Tabela 3 – Variáveis experimentais	60
Tabela 4 – Parâmetros de entrada de cada experimento	66
Tabela 5 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Taxas máxima e mínima de redução no coeficiente de arrasto médio e respectiva razão de velocidade de rotação	83
Tabela 6 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Eficiência energética máxima e respectiva razão de rotação	84
Tabela 7 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Taxas máxima e mínima de redução na amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação e respectiva razão de velocidade de rotação	86
Tabela 8 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Taxas de redução nos coeficientes de arrasto médio e amplitude de flutuação dos coeficientes de sustentação para cada rotação presente no terceiro quadrante - $Re = 4 \times 10^4$	89
Tabela 9 – Parâmetros de entrada e número de experimentos realizados em relação ao espaço amostral	90
Tabela 10 – Razões de rotação inteiras	91
Tabela 11 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Menores e maiores coeficientes de arrasto médio	94
Tabela 12 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução do arrasto médio	98

Tabela 13 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Identificação dos 10 indivíduos mais eficientes	98
Tabela 14 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Menores valores de amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação	102
Tabela 15 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Taxas de redução de $\overline{C_D}$ e $\widehat{C_L}$ para indivíduos presentes no terceiro quadrante e rotação correspondente - $Re = 4 \times 10^4$	109

Sumário

1	Introdução	20
1.1	<i>Motivação</i>	20
1.2	<i>Objetivos</i>	21
2	Revisão da literatura	23
2.1	<i>Escoamento sobre corpos rombudos cilíndricos</i>	23
2.2	<i>Métodos de controle do escoamento</i>	33
2.2.1	Classificação dos métodos de controle	34
2.2.2	Cilindrinhos de controle fixos	36
2.2.3	Cilindrinhos de controle rotativos	41
3	Metodologia	51
3.1	<i>Experimentos</i>	52
3.2	<i>Recursos físicos</i>	61
3.3	<i>Lógica computacional</i>	64
3.4	<i>Algoritmo de otimização</i>	65
3.5	<i>Validação da lógica computacional</i>	70
4	Resultados	74
4.1	<i>Cilindro isolado</i>	75
4.2	<i>Cilindrinhos de controle fixos</i>	78
4.3	<i>Cilindrinhos de controle com rotação uniforme</i>	81
4.3.1	Redução do arrasto	82
4.3.2	Redução da sustentação	84
4.3.3	Relação entre a redução do arrasto e da sustentação	85
4.4	<i>Cilindrinhos de controle com rotações independentes</i>	88

4.4.1	Rotações de referência	90
4.4.2	Análise de incerteza	90
4.4.3	Ciclos de otimização	91
4.4.4	Redução do arrasto	91
4.4.5	Eficiência energética para redução do arrasto	95
4.4.6	Redução da sustentação	102
4.4.7	Relação entre a redução do arrasto e da sustentação	107
5	Conclusão	110
5.1	<i>Trabalhos futuros</i>	112
5.2	<i>Considerações finais</i>	113
	REFERÊNCIAS	114

Lista de abreviaturas e siglas

CFD	Fluidodinâmica Computacional, do inglês Computational Fluid Dynamics
FPSO	Unidade Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência, do inglês Floating production storage and offloading
MOEA	Algoritmo Evolucionário Multiobjetivo, do inglês Multi-Objective Evolutionary Algorithm
MSBC	Controle da Camada Limite por Superfície Móvel, do inglês Moving Surface Boundary-Layer Control
NDF	Núcleo de Dinâmica e Fluidos
NSGAI	Algoritmo Genético Elitista Baseado em um Ordenamento Não-Dominado, do inglês Elitist Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm
PWM	Modulação por Largura de Pulso, do inglês Pulse Width Modulation
PIV	Velocimetria por Imagens de Partículas, do inglês Particle Image Velocimetry
RMS	Raiz do valor quadrático médio, do inglês Root Mean Square
USP	Universidade de São Paulo
VIM	Movimento Induzida por Vórtices, do inglês Vortex Induced Motion
VIV	Vibração Induzida por Vórtices, do inglês Vortex Induced Vibration

Lista de símbolos

St	Número de Strouhal
Re	Número de Reynolds
ρ	Massa específica da água
μ	Viscosidade dinâmica da água
ν	Viscosidade cinemática da água
η	Eficiência do método de controle para redução de arrasto
η_D	Taxa de redução do coeficiente de arrasto médio
η_L	Taxa de redução da amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação
η_{min}	Eficiência mínima esperada do método de controle para redução de arrasto
η_{max}	Eficiência máxima teórica do método de controle para redução de arrasto
$\overline{F_{D0}}$	Força de arrasto média sobre o cilindro isolado
$\overline{F_D}$	Força de arrasto média
$\widehat{F_D}$	Amplitude de flutuação da força de arrasto
$\overline{F_L}$	Força de sustentação média
$\widehat{F_L}$	Amplitude de flutuação da força de sustentação
C_p	Coefficiente de pressão
$\overline{C_D}$	Coefficiente de arrasto médio

$\overline{C_{D0}}$	Coeficiente de arrasto médio do cilindro isolado
$\Delta\overline{C_D}$	Coeficiente de arrasto médio líquido
$\widehat{C_D}$	Amplitude de flutuação do coeficiente de arrasto
$\widehat{C_L}$	Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação
$\widehat{C_{L0}}$	Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação do cilindro isolado
$\Delta\widehat{C_L}$	Amplitude líquida de flutuação do coeficiente de sustentação
$\overline{C_T}$	Coeficiente de torque
C_{pow}^{rot}	Coeficiente de potência
D	Diâmetro do cilindro principal
R	Raio do cilindro principal
L	Comprimento do cilindro principal
N	Número de cilindrinhos de controle
d	Diâmetro do cilindrinho de controle
G	Espaçamento entre superfícies do cilindro principal e cilindrinho de controle
Ω	Velocidade angular do cilindrinho de controle expressa em rad/s
ω	Velocidade angular do cilindrinho de controle expressa em rpm
U	Velocidade do escoamento incidente
U_c	Velocidade linear do cilindrinho de controle
p	Pressão estática efetiva na parede do cilindro principal
p_∞	Pressão estática do escoamento incidente livre
f_s	Frequência de desprendimento de vórtices
E	Número de experimentos planejados

P	Tamanho da população do algoritmo de otimização
Gen	Número de gerações máximas do algoritmo de otimização
S	Espaço amostral dos experimentos
n	Número de variáveis envolvidas no experimento
E_r	Número de experimentos efetivamente realizados
T	Torque aplicado sobre o cilindrinho de controle
P_{rot}	Potência necessária para rotacionar os cilindrinhos de controle
V	Tensão de alimentação dos motores
i	Corrente dos motores
I	Incerteza de velocidade de rotação dos motores

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

Estruturas presentes nos mais diversos campos de engenharia apresentam geometria de corpo rombudo interagindo com o escoamento incidente de algum fluido. Estes corpos podem apresentar, sob determinadas condições, grandes forças de arrasto devido à separação do escoamento, além do desprendimento de vórtices que resulta em forças hidrodinâmicas cíclicas. Este carregamento pode acarretar em vibrações ou deslocamentos indesejados e reduzir a vida útil da estrutura por fadiga.

O fenômeno de Vibração Induzida por Vórtices (VIV) ocorre quando a oscilação do corpo interage com o mecanismo de formação de vórtices na esteira, podendo atingir grandes amplitudes de deslocamento. Este fenômeno pode se apresentar em diversas estruturas como tubos trocadores de calor, *risers* submarinos, oleodutos, linhas de ancoragem, pontes, chaminés, veículos aquáticos ou terrestres.

Quando observado em grandes estruturas flutuantes, como plataformas oceânicas, o período de oscilação resultante das forças hidrodinâmicas é mais alto e o fenômeno é denominado Movimento Induzido por Vórtices (VIM). De acordo com [Fujarra et al. \(2012\)](#), VIM é considerado uma particularidade do VIV, em geral com períodos superiores a 10s e que apresenta o mesmo comportamento de ressonância devido à interação fluido-estrutura e uma oscilação auto-limitada.

Grandes estruturas flutuantes ancoradas utilizadas na produção de petróleo possuem casco de geometria aproximadamente cilíndrica e podem ser submetidas a esta condição de carregamento, a exemplo das plataformas tipo SPAR que possuem a calado



(a) Plataforma SPAR de Perdido (BSEE, 2010)(b) Plataforma FPSO monocoluna Sevan-Piranema (FALCAO, 2007)

Figura 1 – Plataformas oceânicas para exploração de óleo e gás com casco cilíndrico

consideravelmente maior que o diâmetro, ou em Unidade Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência (FPSO) monocoluna, onde o diâmetro chega a ser superior ao calado. A figura 1 ilustra cada uma destas estruturas obtidas de BSEE (2010) e Falcao (2007), onde a plataforma SPAR de Perdido ($L/D \approx 4.7$) tem operação pela Shell no Golfo do México/EUA e plataforma Sevan Piranema ($L/D \approx 0.2$) opera na bacia de Sergipe/Alagoas (L/D é a relação entre calado e diâmetro do casco) .

Diversos mecanismos de controle do escoamento sobre corpos rombudos têm sido desenvolvidos de acordo com as características da aplicação, como viabilidade de implementação, custo, eficiência, flexibilidade à mudança nas condições de operação, dentre outras especificidades do projeto. Como muitos dos componentes presentes na indústria possuem seções transversais aproximadamente circulares, o corpo canônico cilíndrico é bastante utilizado em estudos de efetividade dos métodos de controle, tanto em ensaios experimentais quanto em modelagem de Fluidodinâmica Computacional (CFD).

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo investigar experimentalmente um método ativo de controle do escoamento sobre um corpo rombudo cilíndrico e buscar parâmetros que sejam eficazes em reduzir a separação do escoamento e suprimir o desprendimento de vórtices. Um modelo de cilindro será instalado no canal de água circulante sem possibilidade

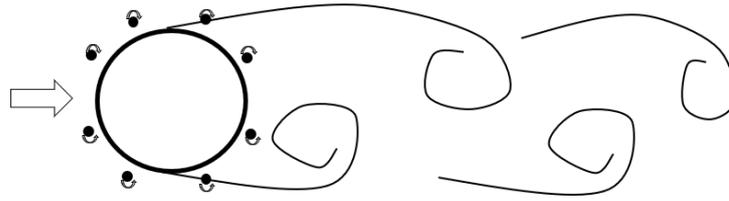


Figura 2 – Método de controle do escoamento utilizado

de movimentação e o controle do escoamento será avaliado a partir da medição das forças hidrodinâmicas resultantes. Mesmo sabendo que apenas estas respostas sozinhas não sejam suficientes para garantir a supressão de VIV em estruturas flutuantes, será possível ter um bom indicativo da interferência no escoamento causada pelo atuador e a sensibilidade em relação às variáveis testadas.

O atuador escolhido, ilustrado na figura 2, consiste no posicionamento estratégico de 8 cilindrinhos rotativos uniformemente distribuídos no entorno de um cilindro de diâmetro significativamente maior, chamado cilindro principal, que representa o corpo rombudo cujo escoamento será controlado. A variável a ser testada será a velocidade de rotação de cada cilindrinho de controle, enquanto as dimensões geométricas do modelo, quantidade e distribuição de cilindros de controle serão definidas visando a obtenção de um supressor omnidirecional a partir de resultados obtidos por trabalhos disponíveis na literatura e justificadas ao longo do texto.

O primeiro objetivo definido será avaliar a capacidade do atuador diminuir a separação do escoamento em relação ao cilindro isolado e será mensurado a partir da interpretação das força de arrasto média resultante sobre o sistema. O segundo objetivo será investigar seu efeito de supressão da geração e desprendimento de vórtices na esteira, mensurado a partir da amplitude de flutuação da força de sustentação. Para a aplicação em grandes plataformas flutuantes, a redução destes parâmetros representaria uma menor carga nas linhas de amarração e uma maior estabilidade no posicionamento dinâmico do sistema. O atuador será tão eficiente quanto sua capacidade de reduzir os objetivos avaliados com o menor consumo energético para rotacionar os cilindros de controle.

Como os objetivos escolhidos são considerados independentes e a rotação independente dos cilindros de controle tornam o campo amostral muito grande, um algoritmo genético de otimização multiobjetivo será implementado para direcionar, em tempo real, a busca por uma combinação ótima de rotações.

Capítulo 2

Revisão da literatura

Neste capítulo são revisadas as principais características do escoamento sobre um corpo rombudo cilíndrico, com a descrição do fenômeno de geração e desprendimento de vórtices e sua influência sobre as forças hidrodinâmicas resultantes. Alguns mecanismos de controle do escoamento disponíveis na literatura são descritos, com destaque para publicações relacionadas ao método escolhido para a abordagem experimental deste trabalho.

2.1 Escoamento sobre corpos rombudos cilíndricos

Os corpos rombudos são definidos como aqueles que, quando imersos em um escoamento, apresentam separação considerável do escoamento em relação à superfície do corpo. Quando a geometria do corpo apresenta descontinuidades, como degraus ou saliências, a separação ocorre em geral nesta região. Em corpos de perímetro contínuo, como um cilindro, a região de separação é variável e depende da geometria e da condição do escoamento. Este trabalho é focado nos corpos rombudos contínuos, representado por um cilindro cilindro de superfície lisa, e, portanto, os fenômenos a seguir descritos são referentes a esta geometria.

O número de Reynolds, parâmetro adimensional que governa os fenômenos envolvidos neste tipo de escoamento, é caracterizado pela razão entre as forças inerciais e viscosas. Para a geometria analisada pode ser expresso por

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} = \frac{UD}{\nu}, \quad (1)$$

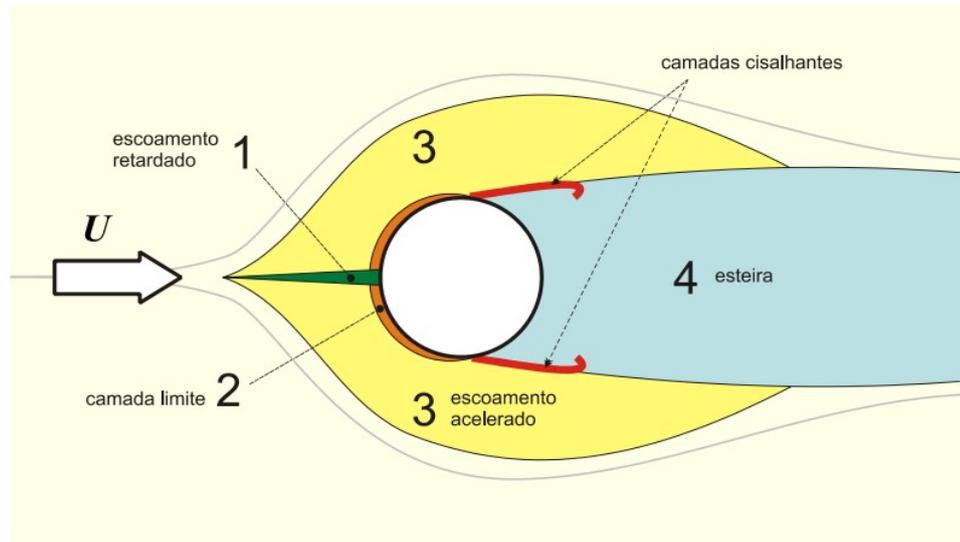


Figura 3 – Regiões do escoamento sobre um cilindro. (ASSI, 2005)

onde U é a velocidade do escoamento livre, D a dimensão geométrica característica representada pelo diâmetro do cilindro principal, ρ a massa específica, μ a viscosidade dinâmica e ν a viscosidade cinemática do fluido.

A figura 3, reproduzida de Assi (2005), ilustra a secção de um cilindro sujeito a um escoamento transversal e denomina as principais regiões observadas em seu entorno. Uma região do escoamento frontal ao corpo é caracterizada por um escoamento retardado pois tem a velocidade gradativamente reduzida em relação a velocidade de escoamento livre conforme se aproxima da superfície, possuindo valor nulo no denominado ponto de estagnação frontal.

A camada limite, descrita inicialmente por Ludwig Prandtl no início do século XX, representa a região do escoamento onde os efeitos viscosos e inerciais são igualmente importantes, sendo delimitada pela região entre a parede do corpo (onde a velocidade é nula) e o escoamento livre local. Já na região externa à camada limite os efeitos viscosos são desprezíveis.

Em determinado ponto ao longo do percurso a aderência do escoamento à superfície do corpo não é mais possível devido ao gradiente adverso de pressão e ocorre uma separação, de modo que a camada limite dá origem à camada cisalhante. A região da esteira é caracterizada pela separação total do escoamento, velocidade média menor que a velocidade de escoamento livre e por apresentar perturbações. A região da esteira limitada pelas camadas cisalhantes é usualmente chamada de esteira próxima.

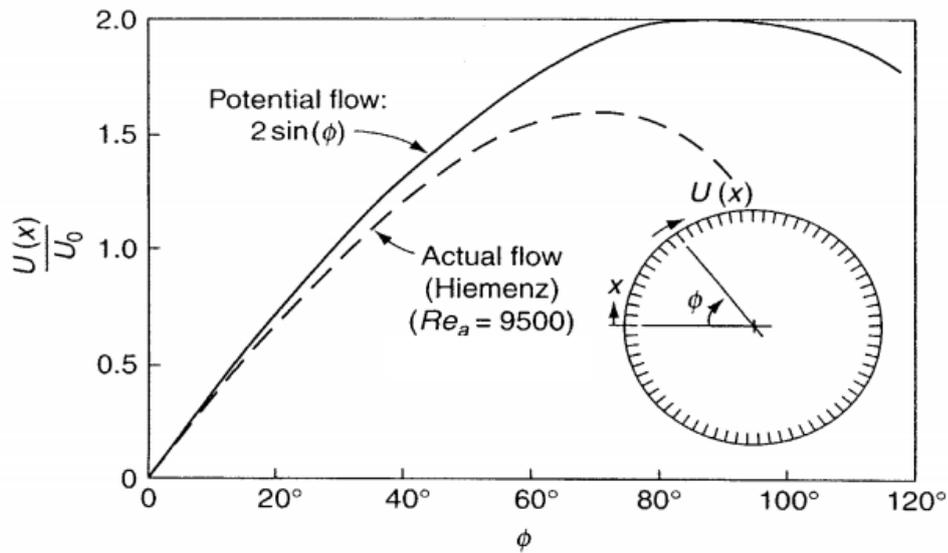


Figura 4 – Velocidade do escoamento livre local $U(x^*)$ ao longo da superfície do cilindro. (WHITE, 2006)

A presença do corpo altera a distribuição de velocidades na sua redondeza, onde a velocidade de escoamento livre local $U(x^*)$ dada a partir da camada limite é usualmente expressa em relação ao comprimento adimensionalizado do arco do cilindro $x^* = x/R$, onde R é o raio de curvatura do cilindro.

Devido à separação do escoamento nos corpos rombudos, a distribuição de velocidade no sentido do escoamento a partir da fronteira da camada limite observada experimentalmente se difere de forma significativa do escoamento potencial teórico de $U(x^*) = 2 \sin x^*$, mesmo nas regiões anteriores à separação. Estudos experimentais realizados por Hiemenz (1911) para um escoamento em $Re = 9500$ encontraram uma distribuição de velocidade que, segundo White (2006), pode ser representada pelo polinômio

$$\frac{U(x^*)}{U} \approx 1.8414x^* - 0.271x^{*3} - 0.0471x^{*5}. \quad (2)$$

Este polinômio é apresentado na figura 4 em comparação com o escoamento potencial. Observa-se que neste regime de escoamento observado experimentalmente, partindo da velocidade nula no ponto de estagnação frontal, a velocidade do escoamento aumenta ao longo do percurso passando da região retardada para a região acelerada e atingindo um pico em $\phi = 71.2^\circ$. Ou seja, a desaceleração se inicia ainda na metade frontal do cilindro, diferente do escoamento potencial que ocorre em $\phi = 90^\circ$.

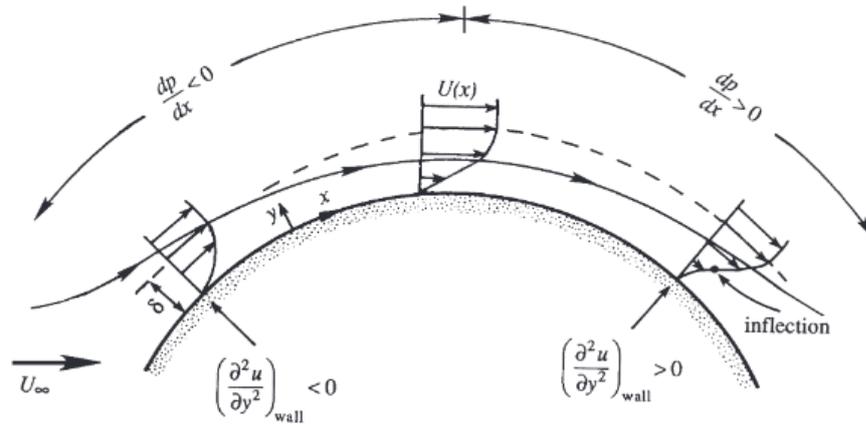


Figura 5 – Camada limite ao longo da superfície do cilindro. (KUNDU; COHEN; DOWLING, 2012)

A partir da equação da conservação de quantidade de movimento simplificada para regime permanente na direção do escoamento, expressa por

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \quad (3)$$

tem-se que na superfície do cilindro, devido à condição de não escorregamento, os dois primeiros termos são nulos, sendo simplificada para

$$\mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)_{wall} = \frac{dp}{dx}. \quad (4)$$

Ou seja, a segunda derivada do gradiente de velocidade em relação à coordenada normal ao escoamento na superfície do corpo tem o mesmo sinal que o gradiente de pressão. Assim, quando o escoamento é acelerado o gradiente de pressão negativo é chamado de favorável, pois não haverá ponto de inflexão na distribuição de velocidade dentro da camada limite.

Durante o percurso, após a velocidade atingir o pico e iniciar a desaceleração devido ao gradiente de pressão mudar de sinal para positivo, a distribuição de velocidade passa a apresentar um ponto de inflexão dentro da camada limite, sendo, portanto, chamado gradiente de pressão adverso. Um ponto crítico é atingido quando a tensão de cisalhamento τ_w da parede é nula, o chamado ponto de separação, onde a partir deste ponto o escoamento apresenta sentido reverso nas proximidades da parede. A figura 5 reproduzida de Kundu, Cohen e Dowling (2012) ilustra os gradientes de pressão e de velocidade ao longo do percurso de um escoamento sobre um cilindro.

A espessura da camada limite é muito pequena se comparada ao raio de curvatura do cilindro e quanto menor a viscosidade do fluido menor é seu valor. Como não existe uma fronteira física para a camada limite, diferentes definições para a espessura podem

ser aplicadas, sendo as mais utilizadas a espessura σ_{99} , a espessura de deslocamento σ^* e a espessura de quantidade de movimento θ .

Para se ter uma ordem de grandeza da espessura da camada limite em escoamento laminar semelhante ao que será analisado nos capítulo 3 de forma a compreender a localização dos dispositivos de controle do escoamento que serão aplicado, será utilizado o método analítico de correlação de Thwaites descrito a seguir, que consegue obter com boa precisão os parâmetros da camada limite de forma simplificada.

A espessura de quantidade de movimento pode ser calculada conhecendo-se a distribuição de velocidade no entorno do cilindro conforme

$$\theta^2(x) = \frac{0.45\nu}{U^6(x)} \int_0^x U^5(x) dx. \quad (5)$$

A partir da solução da equação 5 o parâmetro λ é calculado por

$$\lambda(x) = \frac{\theta^2(x)}{\nu} \frac{dU(x)}{dx}. \quad (6)$$

Por fim, a espessura de deslocamento da camada limite e a tensão de cisalhamento na parede podem ser calculados a partir de

$$\delta^*(x) \approx \theta(x) \times H(\lambda), \quad (7)$$

$$\tau_w(x) = \frac{\mu U(x)}{\theta(x)} \times S(\lambda), \quad (8)$$

onde a $H(\lambda)$ é a chamada função de forma e $S(\lambda)$, a função de cisalhamento, dadas por

$$H(\lambda) \approx \begin{cases} 2.61 - 3.75\lambda + 5.24\lambda^2 & \text{para } 0 < \lambda < 0.1 \\ 2.088 + \frac{0.0731}{\lambda+0.14} & \text{para } -0.1 < \lambda < 0 \end{cases} \quad (9)$$

$$S(\lambda) \approx \begin{cases} 0.22 + 1.57\lambda - 1.80\lambda^2 & \text{para } 0 < \lambda < 0.1 \\ 0.22 + 1.402\lambda + 0.018\frac{\lambda}{\lambda+0.107} & \text{para } -0.1 < \lambda < 0. \end{cases} \quad (10)$$

Considerando que um escoamento em $Re = 1 \times 10^4$, que será avaliado no capítulo 3, tenha a distribuição de velocidades representada pelo polinômio de Hiemenz (equação 2), e aplicando as equações 5 a 10, encontramos que a espessura da camada limite cresce gradualmente ao longo do percurso sobre o cilindro a partir do ponto de estagnação frontal até atingir $\delta^* \approx 4.5\text{mm}$ pouco antes do ponto de separação. Sendo $D = 100\text{mm}$, a razão máxima obtida analiticamente entre a espessura da camada limite e o cilindro principal

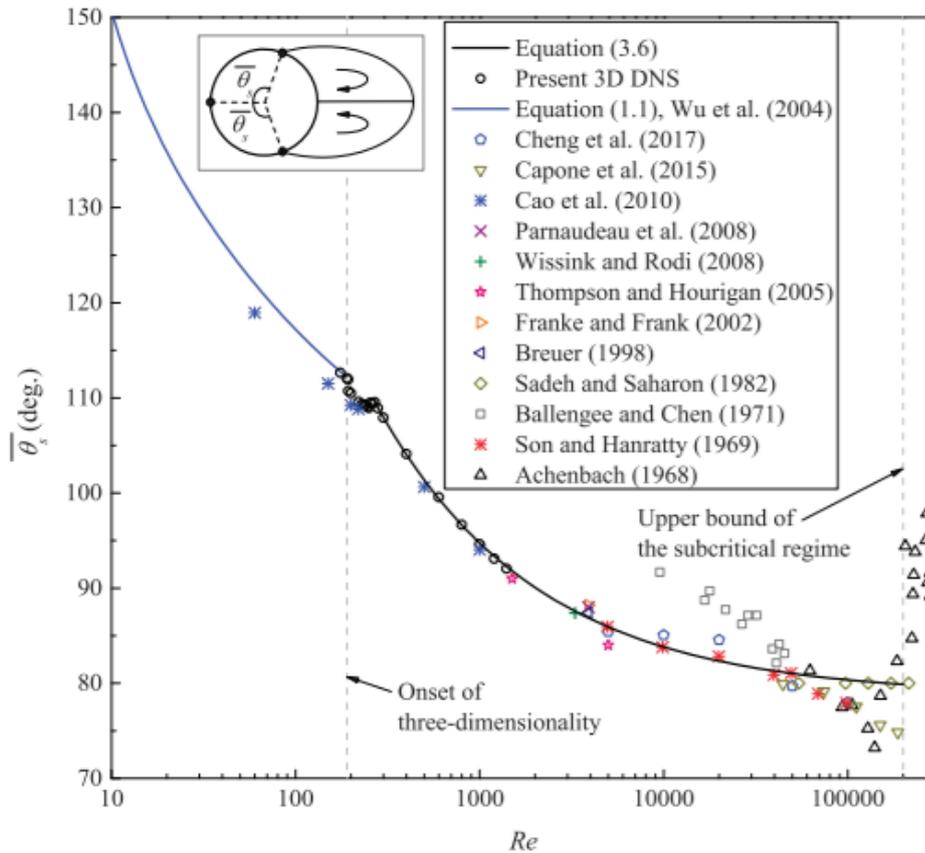


Figura 6 – Ponto de separação do escoamento no entorno de um corpo rombudo em função do número de Reynolds (JIANG, 2020)

na região não separada foi de $\delta^*/D = 0.045 \ll 1$, conforme é de se esperar para um escoamento neste regime e necessário para validade da teoria da camada limite.

A tensão de cisalhamento, por outro lado, cai ao longo do percurso sobre o cilindro, variando de $\tau_w/L \approx 0.05\text{Pa/m}$ até zero no ponto de separação. A partir do ponto de separação a espessura da camada limite sobe rapidamente e este método de correlação não pode mais prever o comportamento do escoamento com precisão.

O ponto de separação pode ser obtido no ponto em que $\lambda \approx -0.09$, e para este escoamento foi calculado em $\phi \approx 78.5^\circ$, ou seja, para a distribuição de velocidades utilizada a desaceleração do escoamento se iniciou em $\phi \approx 71.2^\circ$ e, devido aos gradientes adversos de pressão impostos na camada limite, a separação ocorreria poucos graus à jusante. A figura 6 apresenta dados experimentais e numéricos compilados por Jiang (2020) numa ampla faixa de Re para o ponto de separação do escoamento no entorno de um corpo cilíndrico.

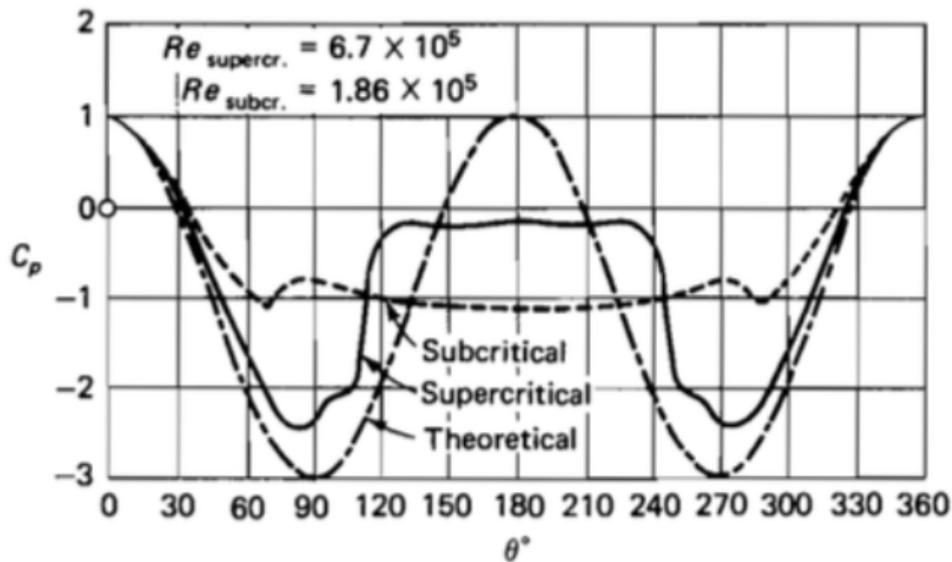


Figura 7 – Distribuição de pressão ao longo da superfície de um cilindro: Comparativo da teoria de escoamento potencial com dados experimentais. (WHITE, 2006)

A pressão exercida pelo escoamento sobre o cilindro usualmente é expressa a partir do coeficiente de pressão, que relaciona a pressão estática líquida na parede do cilindro com a pressão dinâmica, conforme

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2}\rho U^2}, \quad (11)$$

onde p é a pressão estática efetiva na parede do cilindro e p_∞ , a pressão estática do escoamento incidente livre.

A figura 7 reproduzida de White (2006) apresenta valores experimentais do coeficiente de pressão C_p ao longo de toda superfície de um cilindro para dois escoamentos de diferentes regimes, um antes da transição turbulenta atingir a camada limite (subcrítico) e outro depois (supercrítico), além de uma curva teórica relativa ao escoamento potencial. Em ambas as curvas experimentais observamos o comportamento descrito anteriormente, ou seja, a pressão cai a partir do ponto de estagnação frontal quando o escoamento é acelerado, aumenta a partir de determinado ponto do percurso quando os gradientes se tornam adversos e estabiliza na região separada da esteira.

Diferentes comportamentos do escoamento sobre os corpos rombudos foram relacionados à variação do número de Reynolds por Zdravkovich (1997). O primeiro estado denominado laminar é caracterizado inicialmente para $Re < 5$ pela ausência de separação, onde as forças viscosas são dominantes e a vorticidade produzida na camada limite é completamente dissipada. No intervalo de $5 < Re < 47$ inicia-se a separação do escoamento.

mento, com a formação de uma bolha de recirculação simétrica, delimitada pelas camadas cisalhantes superior e inferior. Para $47 < Re < 200$ é então iniciado um processo de instabilidade na esteira, ainda laminar, onde as camadas cisalhantes se separam e começam a oscilar. Este efeito causa o desprendimento alternado, na região da esteira próxima, de estruturas com grande circulação definidas por vórtices, que vão sendo convectados no sentido do escoamento. Este comportamento é conhecido como esteira de von Kármán, que estará presente em todas as faixas de número de Reynolds acima deste valor, se tornando cada vez mais complexa, desordenada e turbulenta.

No intervalo de $200 < Re < 400$ uma transição de regime na esteira é iniciada quando a transição turbulenta mais afastada do corpo vem se aproximando da esteira próxima, atingindo as camadas cisalhantes onde permanece se desenvolvendo no intervalo $400 < Re < 2 \times 10^5$. Com o aumento contínuo de Re acima de 2×10^5 a turbulência atinge a camada limite aumentando a energia cinética próximo à superfície do corpo, o que acaba favorecendo a camada limite em resistir aos efeitos adversos do gradiente de pressão e retardar a separação, deslocando o ponto de separação para uma região mais à jusante do escoamento. Este fenômeno pode ser observado nos resultados experimentais da figura 7, onde o ponto de separação é $\theta \approx 82^\circ$ na curva de regime subcrítico e $\theta \approx 120^\circ$ para o escoamento supercrítico.

Como o desprendimento de vórtices ocorre de forma alternada, ou seja, enquanto na camada cisalhante superior o vórtice está se desprendendo, na camada cisalhante inferior ele está se formando, é possível definir como um ciclo de emissão o tempo necessário para emissão de 2 vórtices independentes conhecido como padrão 2S. Conseqüentemente, a frequência característica deste fenômeno cíclico de emissão de vórtices (f_s), produzi o número adimensional de Strouhal

$$St = \frac{f_s D}{U}. \quad (12)$$

A partir da equação 12 observamos que a frequência de desprendimento de vórtices é diretamente proporcional à velocidade de escoamento livre e inversamente proporcional ao diâmetro do cilindro, ou à separação entre as camadas cisalhantes, de forma geral.

A figura 8 obtida de Norberg (2001) compila dados experimentais relacionando o valor de St com Re para um cilindro isolado. A título de simplificação, em toda região de

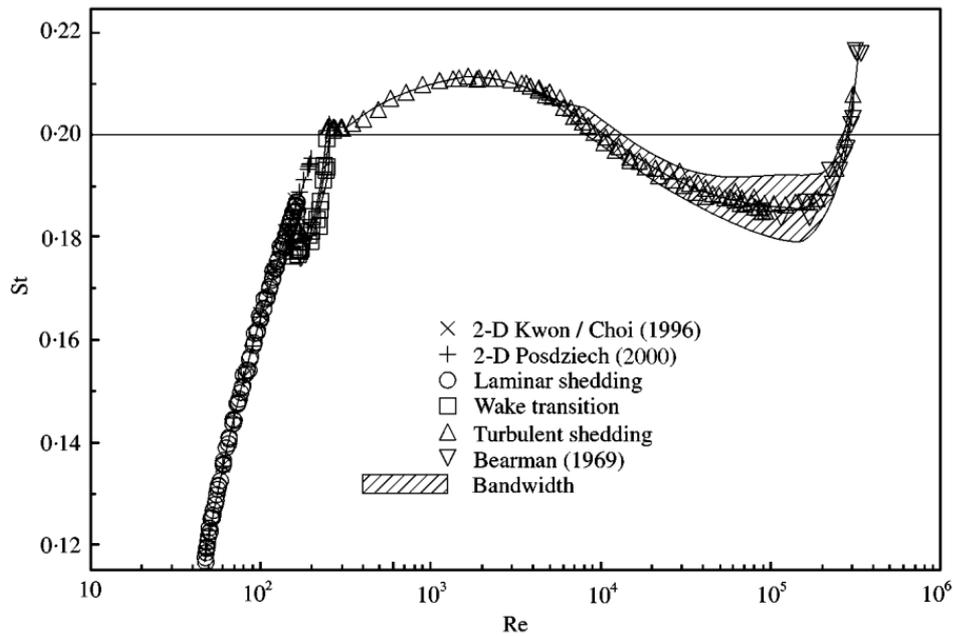


Figura 8 – Variação do número de Strouhal em relação ao número de Reynolds (NORBERG, 2001).

transição nas camadas cisalhantes o valor de St de referência será considerado constante em $St \approx 0.2$.

É importante destacar que, de acordo com Fujarra et al. (2012), estruturas com razão de aspecto abaixo de $(L/D)_{crit} \approx 2$ como os FPSO monocoluna, apresentam um fenômeno de desprendimento de vórtices diferente da esteira de von Kármán descrita anteriormente, por causa dos efeitos tridimensionais devido à razão de aspecto do corpo.

A força hidrodinâmica \vec{F} resultante pode ser decomposta em uma componente na direção do escoamento chamada força de arrasto F_D e outra componente perpendicular ao escoamento chamada força de sustentação F_L . Devido às instabilidades geradas pelo desprendimento de vórtices, a distribuição de pressão no entorno do cilindro varia periodicamente. Consequentemente, as forças de arrasto e sustentação resultantes também podem ser expressas harmonicamente em função do tempo através de um termo médio e uma magnitude de flutuação

$$F_D = \overline{F_D} + \widehat{F_D} \sin(4\pi f_s t), \quad (13)$$

$$F_L = \overline{F_L} + \widehat{F_L} \sin(2\pi f_s t). \quad (14)$$

Na equação 13 o termo $\overline{F_D}$ representa a força de arrasto médio, enquanto o segundo termo de amplitude $\widehat{F_D}$ representa a flutuação de força devido ao desprendimento de vórtices em 2 vezes a frequência de desprendimento. Ou seja, como a definição de f_s é dada a partir do desprendimento de um par de vórtices, cada ciclo de emissão corresponde a dois ciclos de flutuação da força de arrasto.

A equação 14 apresenta a força de sustentação também composta por duas parcelas. Para um corpo rombudo cilíndrico de geometria uniforme, é esperado que o campo de pressão e as forças viscosas de fricção exercidos ao longo de $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ sejam igualmente opostos a $180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$, assim como foi observado nos resultados experimentais da figura 7, resultando em uma força de sustentação média teórica nula. A parcela variável no tempo de amplitude $\widehat{F_L}$ é excitada na mesma frequência de desprendimento de vórtices.

Para estudos experimentais, o cálculo da força resultante média pode ser realizada a partir de média aritmética da série temporal adquirida. Já a amplitude harmônica das forças variáveis no tempo pode ser calculada a partir da raiz do valor quadrático médio (RMS, também conhecido como valor eficaz) multiplicado por $\sqrt{2}$. No entanto, deve-se levar em consideração que a força de sustentação média não necessariamente será nula devido à diversas variáveis experimentais e portanto também deve ser subtraída conforme

$$\widehat{F_D} = \sqrt{2}(F_D - \overline{F_D})_{rms}, \quad (15)$$

$$\widehat{F_L} = \sqrt{2}(F_L - \overline{F_L})_{rms}. \quad (16)$$

As componentes de força de arrasto e sustentação também são expressas em sua forma adimensional pela razão com a pressão dinâmica ($\frac{1}{2}\rho U^2$) e área projetada do corpo. Assim, os coeficientes de arrasto e sustentação podem ser expressos, respectivamente, por

$$\overline{C_D} = \frac{\overline{F_D}}{\frac{1}{2}\rho U^2 DL}, \quad (17)$$

$$\widehat{C_D} = \frac{\widehat{F_D}}{\frac{1}{2}\rho U^2 DL}, \quad (18)$$

$$\widehat{C_L} = \frac{\widehat{F_L}}{\frac{1}{2}\rho U^2 DL}. \quad (19)$$

A Figura 9, reproduzida de Assi (2005), contém dados experimentais compilados por Zdravkovich (1997) relacionando os coeficientes de arrasto e sustentação em função do

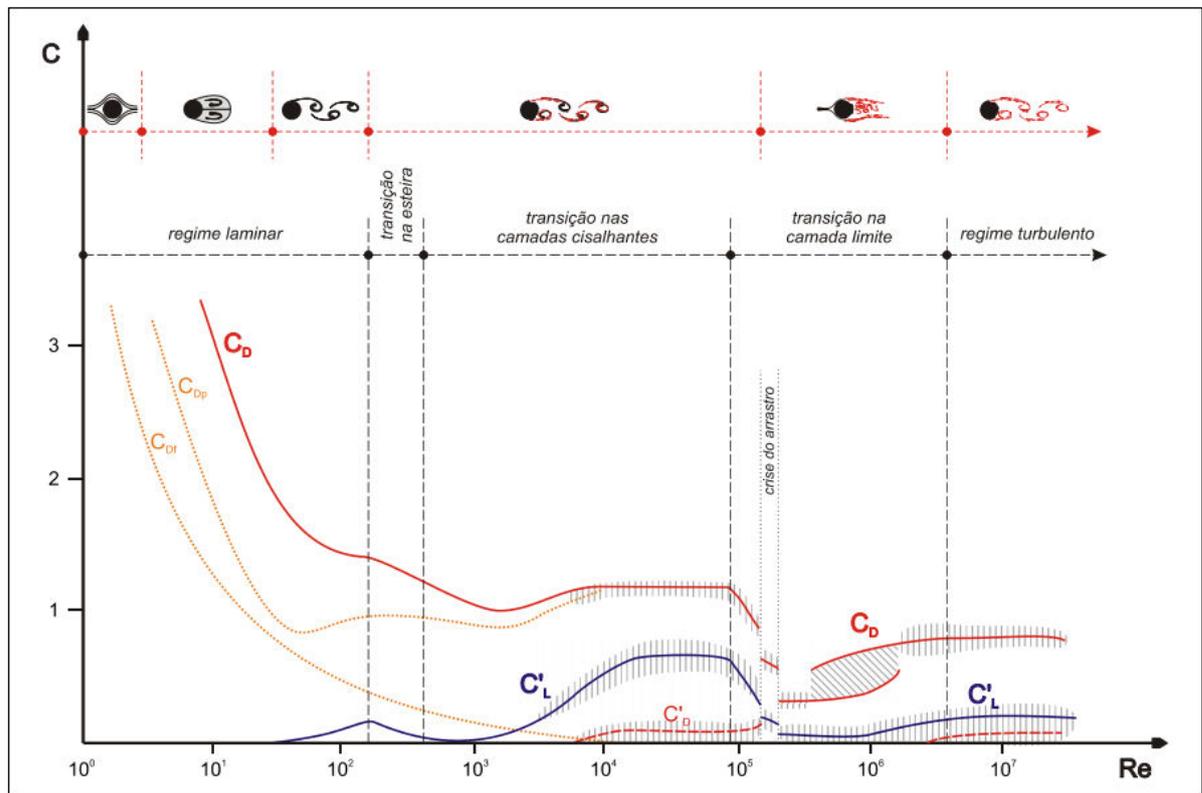


Figura 9 – Comportamento dos coeficientes de arrasto e sustentação comparados com os regimes do escoamento e configurações de esteira. (ASSI, 2005)

número de Reynolds e destacando as faixas em que os regimes descritos anteriormente se manifestam. O intervalo $10^4 \leq Re \leq 10^5$ dentro do regime de transição nas camadas cisalhantes é de maior interesse deste estudo pois nele serão realizados os ensaios experimentais. Observamos que neste intervalo os coeficiente apresentam flutuação de grande amplitude, especialmente no coeficiente de sustentação. Para referência dos resultados experimentais obtidos por este trabalho, os coeficientes de arrasto médio e amplitude de flutuação dos coeficientes de arrasto e sustentação de um cilindro isolado serão considerados constantes neste intervalo em $\overline{C_{D0}} \approx 1.15$, $\widehat{C_{D0}} \approx 0.094$ e $\widehat{C_{L0}} \approx 0.63$.

2.2 Métodos de controle do escoamento

Durante as últimas décadas diversos métodos de controle do escoamento foram documentados na literatura. As forças hidrodinâmicas resultantes do escoamento com o mecanismo de controle podem ser comparadas àquelas resultantes em um cilindro sem os atuadores. A taxa de redução do coeficiente de arrasto médio η_D pode ser expressa pela

razão entre o coeficiente de arrasto médio líquido $\Delta\overline{C_D}$ e o coeficiente médio de arrasto apresentado no cilindro isolado $\overline{C_{D0}}$ para o mesmo escoamento

$$\eta_D = \frac{\Delta\overline{C_D}}{\overline{C_{D0}}} = \frac{\overline{C_{D0}} - \overline{C_D}}{\overline{C_{D0}}}, \quad (20)$$

portanto, uma redução no arrasto médio em relação ao cilindro isolado produzirá um η_D positivo, enquanto um aumento produzirá um η_D negativo.

Similarmente, a taxa de redução da amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação η_L pode ser expressa pela razão entre amplitude líquida de flutuação do coeficiente de sustentação $\Delta\widehat{C_L}$ e a amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação apresentado no cilindro isolado $\widehat{C_{L0}}$

$$\eta_L = \frac{\Delta\widehat{C_L}}{\widehat{C_{L0}}} = \frac{\widehat{C_{L0}} - \widehat{C_L}}{\widehat{C_{L0}}}. \quad (21)$$

portanto, uma redução da amplitude de flutuação em relação ao cilindro isolado produzirá um η_L positivo, enquanto um aumento produzirá um η_L negativo.

As forças de arrasto médio e amplitude de flutuação da força de sustentação são considerados os objetivos independentes deste estudo, portanto, um atuador pode ser efetivo na redução de um enquanto aumenta o outro. Cada método possui suas vantagens e desvantagens a depender da aplicação, entretanto, é possível agrupá-los segundo característica em comum.

Este capítulo se inicia com uma breve descrição dos principais critérios para classificação dos métodos proposto por [Choi, Jeon e Kim \(2008\)](#) e posteriormente, são apresentados alguns trabalhos publicados que se valeram de método similar ao que será avaliado neste trabalho e que servirão de referência para os resultados esperados e entendimento dos fenômenos observados.

2.2.1 Classificação dos métodos de controle

[Choi, Jeon e Kim \(2008\)](#) apresentaram critérios para classificação dos métodos de controle do escoamento reproduzidos na figura 10.

Uma primeira classificação pode ser definida a partir do mecanismo de atuação. Aqueles chamados passivos não necessitam de fonte externa de energia, enquanto os denominados ativos necessariamente requerem potência adicionada. Estes últimos também são divididos como ativos de loop aberto quando não há sensores de medição que retroali-

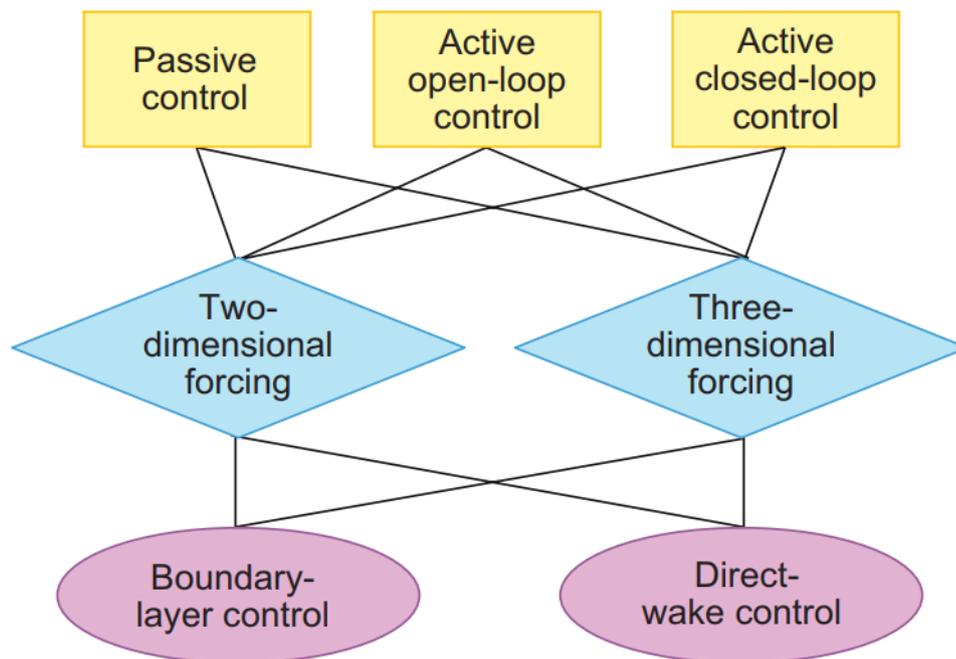


Figura 10 – Classificação dos métodos de controle do escoamento. (CHOI; JEON; KIM, 2008)

mentam o atuador e aqueles em que há, denominados ativos de loop fechado. Sendo assim, os métodos passivos ou ativos de loop aberto possuem maior facilidade de implementação se comparados aos de loop fechado, porém não são flexíveis às alterações no escoamento.

Outra categoria em que os métodos de controle podem ser classificados, segundo os autores, é de acordo com a dimensão do distúrbio provocado pelo supressor. Diferentemente dos supressores bidimensionais, em que a atuação se dá uniformemente ao longo do comprimento do corpo, determinados supressores 3D induzem uma distorção na camada de cisalhamento através de tridimensionalidade aplicada sobre o escoamento. Estes últimos obtêm certa eficiência no controle do escoamento em corpos essencialmente 2D, como um cilindro, porém sem alterações significativas em corpos já de comportamento 3D, como uma esfera, por exemplo.

Uma terceira classificação pode ser realizada a partir da localização onde é realizada a atuação, assim o mecanismo de controle pode atuar tanto na região da camada limite quanto na esteira. Quando o controle é realizado na camada limite geralmente visa facilitar a transição turbulenta da região do regime laminar para o turbulento, retardando a separação e diminuindo as forças de arrasto médio resultantes. Por outro lado, quando posicionado na esteira pode induzir forçadamente um recolamento na região já separada do escoamento, além de interferir no fenômeno de geração e desprendimento de vórtices.

Conforme [Choi, Jeon e Kim \(2008\)](#), é sabido que além de responsável pela flutuação nas forças hidrodinâmicas, o desprendimento de vórtices também é responsável por uma parcela significativa das forças de arrasto médio.

De acordo com [Strykowski e Sreenivasan \(1990\)](#) uma instabilidade global na esteira e conseqüente desprendimento de vórtices pode ser desencadeada a partir de uma instabilidade local. A partir deste conceito, justifica-se que a presença de um cilindro de menor diâmetro d estrategicamente posicionado no entorno do cilindro principal na região da esteira a uma distância G da parede possa iniciar esta instabilidade, e portanto reduzir tanto as flutuações nas forças hidrodinâmicas quanto a força de arrasto médio. Quando postos a rotacionar em torno do próprio eixo a uma velocidade angular ω , os cilindrinhos de controle podem ser efetivos atuando tanto na região da esteira quanto na camada limite.

É importante destacar que cada cilindro de controle submerso no escoamento resultará em suas próprias forças hidrodinâmicas que terão impacto na força resultante total sobre o modelo. Para avaliar a efetividade do modelo com método de controle em relação ao cilindro isolado, o cálculo dos coeficientes pelas equações 17 a 19 considera como dimensão característica apenas o diâmetro do cilindro principal.

Para fins práticos de aplicação em plataformas de grandes dimensões, serão discutidos resultados disponíveis na literatura para controle do escoamento envolvendo a utilização de um ou mais cilindrinhos de controle de razão $d/D \ll 1$.

2.2.2 Cilindrinhos de controle fixos

De acordo com a classificação descrita na seção 2.2, quando posicionados ao redor do corpo sem rotação (fixos), a utilização dos cilindrinhos de controle pode ser classificada como:

1. Passiva, pois os cilindrinhos de controle são estáticos;
2. Bidimensional, devido à geometria uniforme dos cilindrinhos de controle ao longo com comprimento L do cilindro principal;
3. Controle direto na esteira, com o objetivo de que a presença dos cilindrinhos de controle cause uma instabilidade local na região da esteira próxima.

[Strykowski e Sreenivasan \(1990\)](#) realizaram experimentos em escoamentos em $Re = 80$ e mostraram, a partir de investigação experimental, numérica e visualização

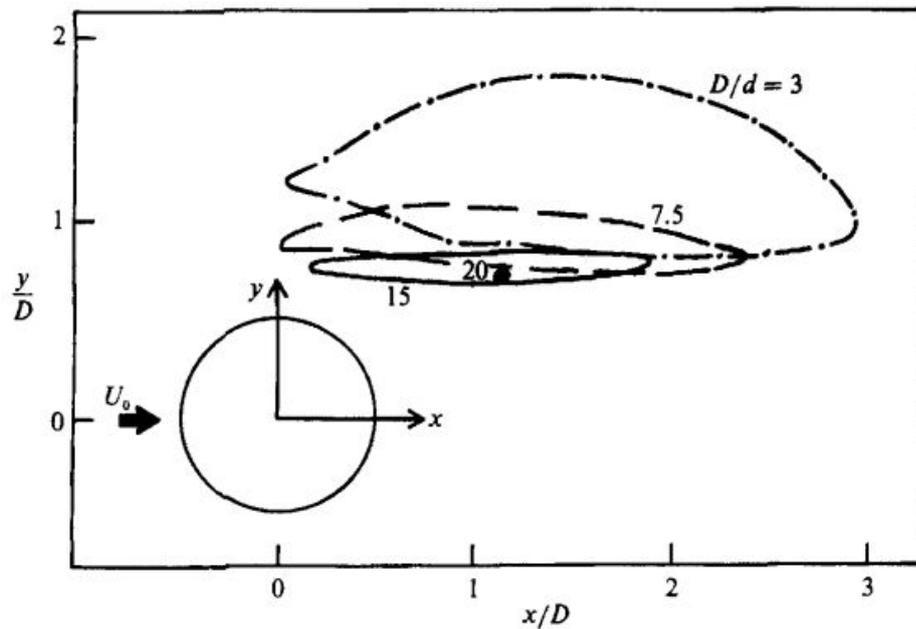


Figura 11 – Região de sensibilidade à supressão de desprendimento de vórtices em relação ao diâmetro do cilindrinho de controle. (STRYKOWSKI; SREENIVASAN, 1990)

por bolhas de hidrogênio, que neste regime o desprendimento de vórtices a partir de um cilindro pode ser suprimido através do posicionamento de um cilindro de menor diâmetro na região da esteira próxima (até $4D$ à jusante do cilindro principal).

Os autores estimaram neste escoamento ser possível uma redução de 20% nas forças de arrasto a partir do controle da esteira, porém enfatizaram que nem todas as posições efetivas na supressão da emissão de vórtices resultam em redução nas forças de arrasto.

A região ao redor onde o cilindrinho de controle deve ser posicionado para uma efetiva supressão da esteira neste escoamento foi mapeada para diferentes diâmetros de cilindrinhos conforme figura 11. Observa-se que, em conformidade com a classificação deste método passivo de controle direto na esteira, todas as posições encontradas efetivas na supressão são localizadas à jusante do cilindro principal. Também a partir da figura 11 podemos observar que conforme o diâmetro do cilindrinho de controle é reduzido, a região de sensibilidade também diminui, sendo que o menor diâmetro dos cilindrinhos de controle capazes de suprimir o desprendimento de vórtices encontrados pelos autores foi na razão de $d/D = 0.05$ dentro de uma região restrita a um ponto ótimo.

A figura 12 apresenta o impacto dos cilindrinhos de controle na frequência de desprendimento de vórtices. Pode ser observado que a presença do método de controle

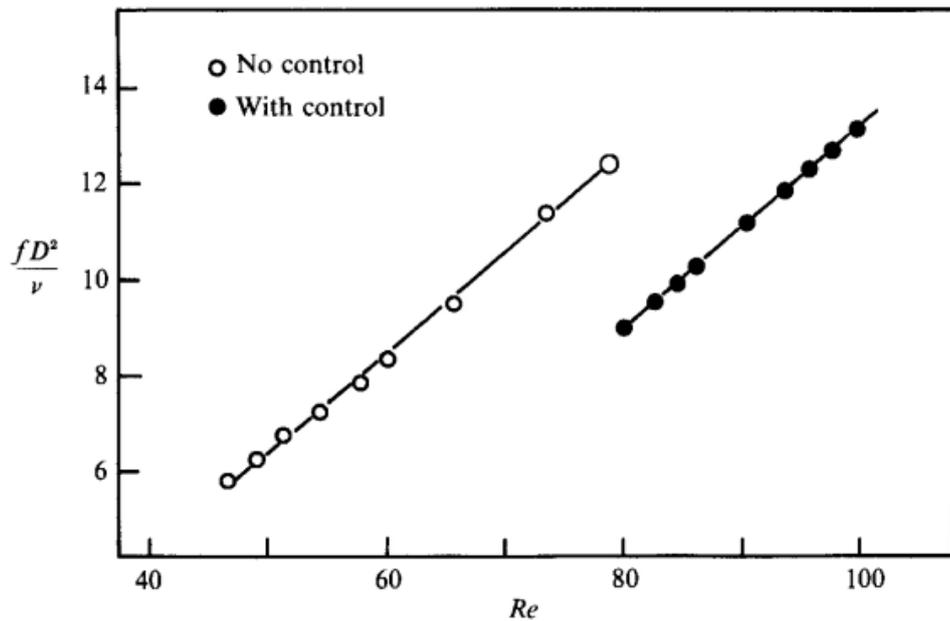


Figura 12 – Comparativo entre as frequências de desprendimento de vórtices sobre um cilindro antes e depois do uso de um cilindrinho de controle. (STRYKOWSKI; SREENIVASAN, 1990)

passivo reduziu significativamente a frequência de desprendimento de vórtices da ordem de 30%.

A investigação realizada por Strykowski e Sreenivasan (1990) proporciona ainda discussões relativas ao fenômeno envolvido e à interação entre o cilindrinho de controle e esteira, destacando-se que:

- A supressão pode ser obtida tanto com um cilindrinho de controle individual quanto com um par simetricamente posicionado, indicando que a supressão não é causada por uma assimetria induzida;
- A supressão com cilindrinhos de controle pode ser obtida tanto para corpos rombudos de perímetro contínuo quanto para aqueles em que o ponto de separação é definido por uma descontinuidade, reforçando o conceito de que este método de controle atua no fenômeno de geração e desprendimento de vórtices e não no deslocamento do ponto de separação à jusante do corpo;
- A supressão pode ser obtida mesmo quando não há desprendimento de vórtices dos próprios cilindrinhos de controle, indicando que não está relacionada com interferência construtiva ou destrutiva da esteira dos cilindrinhos de controle.

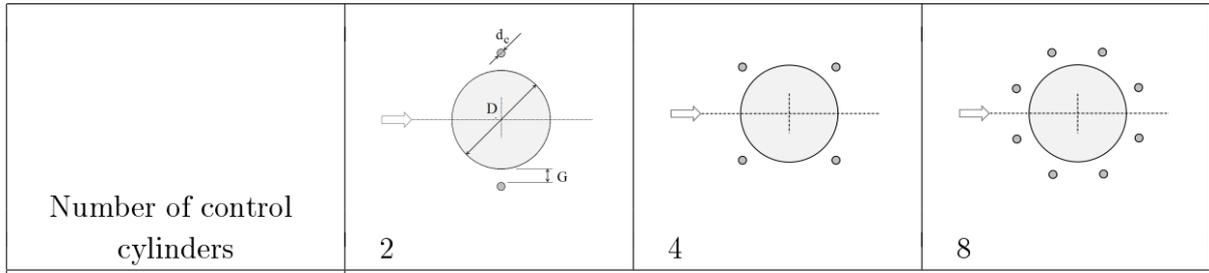


Figura 13 – Configurações de arranjo dos cilindrinhos de controle. (SILVA-ORTEGA, 2015)

Silva-Ortega (2015) realizou estudo experimental de avaliação da efetividade deste método na redução das forças hidrodinâmicas em escoamentos de maior Re , no intervalo $5 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^4$, testando várias combinações de diferentes números de cilindrinhos de controle (2; 4; 8), diâmetros ($d/D = 0.04$; $d/D = 0.06$; $d/D = 0.08$) e espaçamento ($G/D = 0.05$; $G/D = 0.10$; $G/D = 0.15$). A figura 13 apresenta a distribuição dos cilindrinhos de controle no entorno do cilindro principal utilizada pela autora.

Avaliando especificamente os resultados para $d/D = 0.08$, que apresentam a mesma dimensão do experimento que será proposto neste trabalho, observamos na figura 14 a variação dos coeficientes de arrasto médio $\overline{C_D}$ em relação aos diversos parâmetros de espaçamento e número de cilindrinhos de controle. A partir destes resultados observamos que, em quase a totalidade dos experimentos com 2 ou 8 cilindrinhos de controle, o coeficiente de arrasto aumentou em relação ao cilindro isolado.

Podemos inferir a partir destes resultados que a posição dos cilindrinhos de controle na configuração com 2 cilindrinhos interferiu pouco na esteira do cilindro principal e apresentou os piores resultados, pois, além de não alterar significativamente o desprendimento de vórtices, adicionou área projetada. Já na distribuição de 8 cilindrinhos, o possível ganho obtido na redução da força de arrasto médio pela atuação dos cilindros na região da esteira não foi suficiente a ponto de compensar a parcela de arrasto adicionada pelo grande número de cilindrinhos de controle. Por outro lado, a configuração com 4 cilindrinhos de controle se mostrou um método efetivo, reduzindo a força de arrasto médio do conjunto em relação àquela para um cilindro isolado.

Para os resultados de amplitude de flutuação dos coeficientes de sustentação $\widehat{C_L}$ apresentados na figura 15, a configuração com 2 cilindrinhos teve o pior desempenho em relação às demais pelo mesmo motivo analisado nos resultados de forças de arrasto. Ou seja, a localização dos cilindrinhos não é efetiva na mitigação da esteira principal, mas adiciona

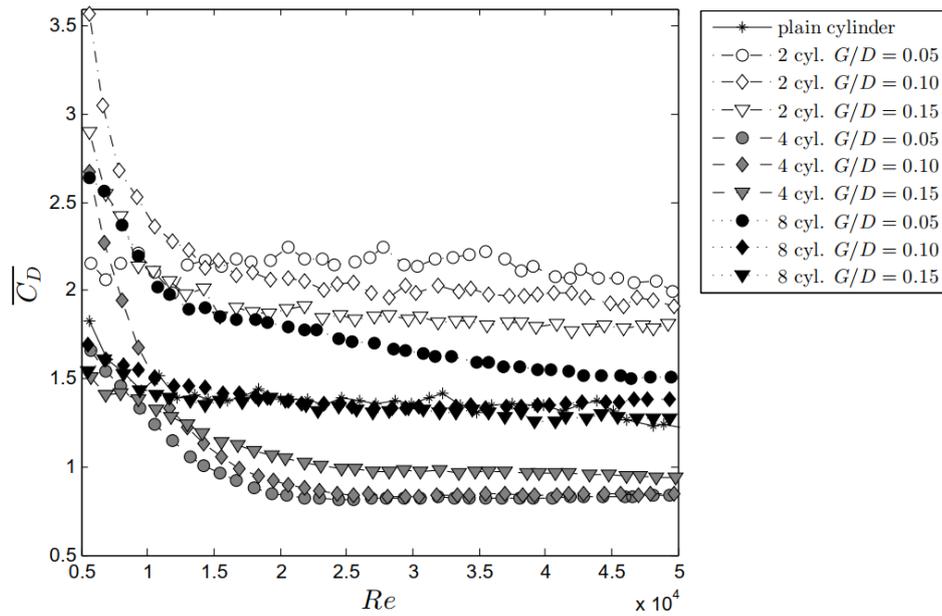


Figura 14 – Coeficiente de arrasto médio em função de Re para $d/D = 0.08$. (SILVA-ORTEGA, 2015)

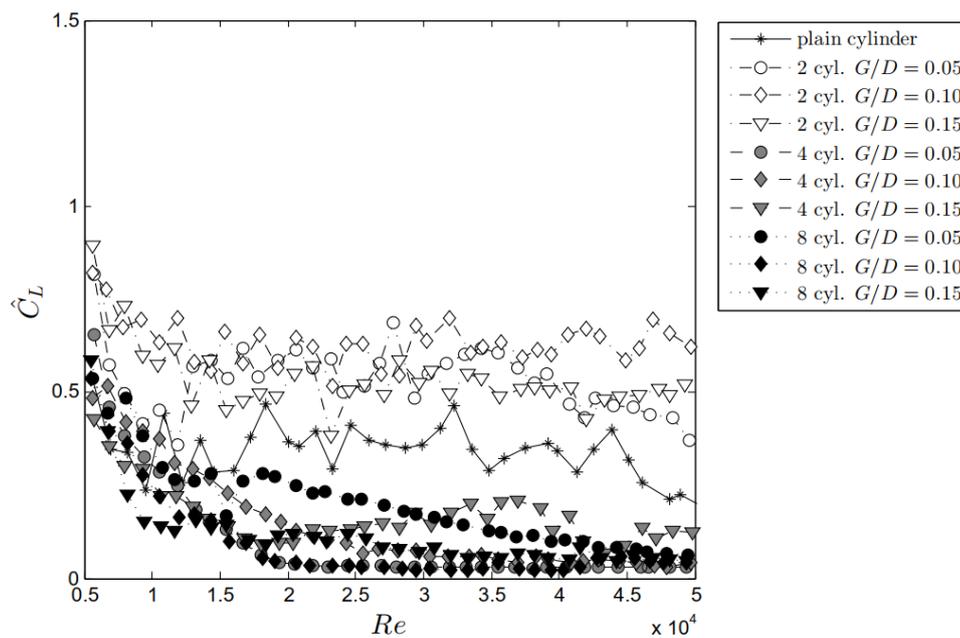


Figura 15 – Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função de Re para $d/D = 0.08$. (SILVA-ORTEGA, 2015)

flutuação inerentes aos seus próprios corpos. Já nas configurações de 4 e 8 cilindros quase a totalidade dos pontos apresentaram eficiência em relação ao cilindro isolado, levando ao entendimento de que os cilindrinhos posicionados à jusante do principal atuaram no controle da esteira e que, diferente da força de arrasto, a quantidade de cilindrinhos de controle não deve adicionar significativamente flutuações nas forças de sustentação.

2.2.3 Cilindrinhos de controle rotativos

Quando os cilindrinhos de controle são rotacionados em torno do próprio eixo o método é conhecido como Controle da Camada Limite por Superfície Móvel (MSBC). Segundo [Choi, Jeon e Kim \(2008\)](#) quando a geração de quantidade de movimento angular próximo à superfície do cilindro é suficiente para iniciar uma instabilidade na camada limite, a transição direta para o regime turbulento é possível. Mesmo que os cilindrinhos de controle rotativos estejam posicionados fora da espessura da camada limite (conforme será proposto o arranjo experimental no capítulo 3), podem ser eficazes quando posicionados próximo o suficiente para que sua rotação injete quantidade de movimento angular nesta região.

[Modi \(1997\)](#) apresentou uma revisão de aplicações de sucesso do método MSBC em fólios e corpos rombudos não cilíndricos para a redução de arrasto e justificou a sua capacidade de retardar o descolamento da camada limite em relação ao corpo por dois principais fatores: Limitação do crescimento da camada limite ao minimizar o movimento relativo entre o corpo e o escoamento livre e pela injeção de quantidade de movimento angular na camada limite existente.

De acordo com a classificação descrita na seção 2.2, a utilização dos cilindrinhos de controle rotativos pode ser classificada como:

1. Ativo em loop aberto, caso não haja *feedback* do escoamento;
2. Essencialmente bidimensional, devido à geometria uniforme dos cilindrinhos de controle ao longo com comprimento L . No entanto, efeitos tridimensionais causados pela rotação dos cilindrinhos de controle podem ser significativos e auxiliar no controle da esteira;
3. Atuando tanto no controle da camada limite, ao adicionar quantidade de movimento angular nesta região, quanto diretamente na esteira, ao causar instabilidades no fenômeno de geração e desprendimento de vórtices ou promover o recolamento do escoamento separado.

Desconsiderando as perdas por atrito, a potência consumida por um atuador composto de N cilindrinhos de controle rotacionando com velocidade independente w_i pode ser expressa por

$$P_{rot} = \sum_{i=1}^N T_i \Omega_i, \quad (22)$$

onde T_i é o torque aplicado em cada cilindrinhos de controle necessário para vencer as forças viscosas do escoamento.

Assim como as forças hidrodinâmicas, o torque também pode ser expresso pelo coeficiente de torque adimensionalizado pela pressão dinâmica e área projetada do corpo, enquanto a potência consumida através do coeficiente de potência adimensionalizado pelo fluxo de energia cinética do escoamento livre ($\frac{1}{2}\rho U^3$) e área projetada do corpo conforme

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho U^2 D^2 L}, \quad (23)$$

$$C_{pow}^{rot} = \frac{P_{rot}}{\frac{1}{2}\rho U^3 DL}. \quad (24)$$

Em métodos de controle ativo, a eficiência energética também é um importante parâmetro a ser avaliado. Segundo [Choi, Jeon e Kim \(2008\)](#), se forem desconsideradas a perdas de carga inerentes ao método de atuação, a eficiência pode ser expressa como a razão entre a potência economizada sobre o cilindro principal e a potência consumida pelo atuador. Quando o objetivo do método de controle for redução das forças de arrasto, uma forma de representar a potência economizada pode ser através da potência de arrasto líquida, calculada pela diferença entre as forças de arrasto sobre o cilindro isolado e sobre o cilindro com atuador, conforme

$$\eta = \frac{(\overline{F_{D0}} - \overline{F_D})U}{P_{rot}} = \frac{\Delta \overline{C_D}}{C_{pow}^{rot}}, \text{ para } \Delta \overline{C_D} \geq 0 \quad (25)$$

que consequentemente pode ser representada pela razão entre o coeficiente de arrasto médio líquido e o coeficiente de potência ao se dividir o numerador e denominador pelo fluxo de energia cinética do escoamento livre e área projetada. Vale destacar que esta equação é somente válida para $\Delta \overline{C_D} \geq 0$. Quando o atuador aumenta as forças de arrasto em relação ao cilindro isolado, a eficiência é considerada nula independente do valor negativo de $\Delta \overline{C_D}$.

Esta metodologia de cálculo da potência economizada para o objetivo de redução das forças de arrasto foi utilizada em publicações de atuadores semelhantes, como em [Schulmeister et al. \(2017\)](#). Já para um objetivo de reduzir amplitude de flutuação da força de sustentação, não foram encontradas publicações na literatura que transformem esta variável em uma potência economizada para cálculo de eficiência.

Em [Choi, Jeon e Kim \(2008\)](#) os autores discutem sobre qual seria a maior redução possível de arrasto a partir de um atuador. Uma primeira abordagem poderia considerar que

eliminar a separação do escoamento resultando na supressão completa do desprendimento de vórtices represente a máxima redução possível de um atuador, sabendo que o arrasto de forma é responsável por uma parcela significativa do arrasto total.

Uma outra abordagem mais abrangente pode considerar um atuador que anule tanto a força de arrasto de forma quanto a força de arrasto de fricção. De acordo com este critério, se substituirmos $\overline{C_D} = 0$ na equação 25 temos

$$\eta_{max_1} = \frac{\overline{C_{D0}}}{C_{pow}^{rot}}. \quad (26)$$

Já [Schulmeister et al. \(2017\)](#) vai além na capacidade de controle do escoamento e propõe que a eficiência máxima considera que, além de anular as forças de arrasto de forma e de fricção, toda a energia adicionada pela rotação dos cilindrinhos de controle ao escoamento seja convertida em empuxo do cilindro principal (ou produção de arrasto negativo). Portanto, ao se substituir $\overline{C_D} = -C_{pow}^{rot}$ na expressão 25 temos

$$\eta_{max_2} = 1 + \frac{\overline{C_{D0}}}{C_{pow}^{rot}}. \quad (27)$$

Estas expressões de máxima eficiência de arrasto permitem interpretar que, quando o coeficiente de potência tende a zero, como um supressor passivo, a eficiência é infinita, já que a simples implementação do supressor seria capaz de anular as forças de arrasto médio. Por outro lado, conforme potência é adicionada a tendência é da eficiência cair assintoticamente.

De forma análoga, para um valor de referência mínimo que o atuador deve apresentar para viabilizar sua implementação, [Choi, Jeon e Kim \(2008\)](#) indica que o método de controle é suficientemente eficiente quando $\eta \gg 1$. Já [Schulmeister et al. \(2017\)](#) propõe que a eficiência mínima ocorra quando toda energia gasta para rotacionar os cilindrinhos de controle seja convertida em redução na força de arrasto médio apresentada no cilindro isolado, portanto substituindo $\overline{C_D} = \overline{C_{D0}} - C_{pow}^{rot}$ na equação 25 temos

$$\eta_{min} = 1. \quad (28)$$

A figura 16 ilustra estes limites de eficiência quando o objetivo principal é a redução de arrasto, considerando o valor de arrasto médio do cilindro isolado utilizado como referência $\overline{C_{D0}} \approx 1.15$. É possível observar que, a partir de um certo valor arbitrário de

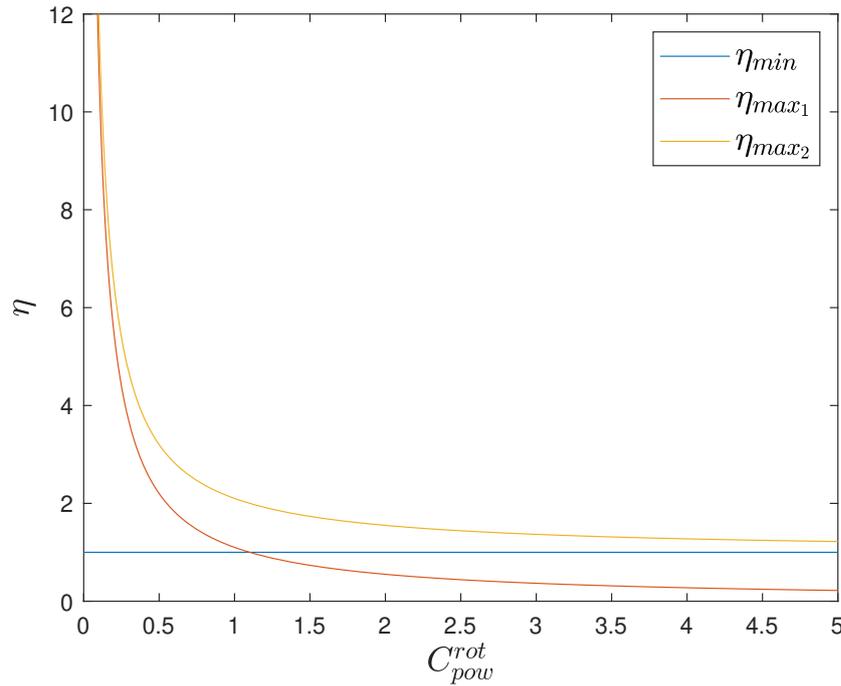


Figura 16 – Limites teóricos de eficiência do atuador

queda da eficiência máxima, a curva se torna tão próxima da eficiência mínima que um limite do coeficiente de potência pode ser proposto no desenvolvimento de um atuador.

A velocidade de rotação dos cilindrinhos de controle é usualmente expressa em sua forma adimensional pela razão entre a velocidade tangencial na parede por causa da rotação dos cilindrinhos de controle (U_c) e a velocidade do escoamento incidente

$$\frac{U_c}{U} = \frac{\omega \pi d}{U 60}, \quad (29)$$

onde a e ω é a velocidade angular dada em rotações por minuto.

Uma estimativa do torque necessário para rotacionar cada cilindro de controle pode ser obtida pela expressão analítica deduzida por Glauert (1957), que considera um escoamento bidimensional sobre um cilindro rotacionando tão rápido que a separação do escoamento é suprimida e pode ser expressa, por unidade de comprimento, por

$$\frac{T}{L} = \frac{\pi d^2 \rho U^2}{\sqrt{Re}} \left(\left(\frac{U_c}{U} \right)^{-1/2} - 0.522 \left(\frac{U_c}{U} \right)^{-5/2} \right) \quad (30)$$

Desta equação podemos observar que, conforme o número de Reynolds aumenta, o torque necessário para vencer as forças viscosas tende a diminuir. Já a velocidade de rotação dos cilindrinhos de controle deve ser maior que $U_c/U = 0.722$ para que o torque

Tabela 1 – Comparativo entre coeficiente de torque obtido por simulação em CFD e por expressões analíticas. (PADRINO; JOSEPH, 2006)

Re	U_c/U	C_T		
		Padrino e Joseph (2006)	Wang e Joseph (2006)	Glauert (1957)
200	4	0.4527	0.3895	0.2149
200	5	0.5139	0.4655	0.1945
400	4	0.2750	0.2372	0.1520
400	5	0.2965	0.2724	0.1376
400	6	0.3156	0.2986	0.1264
1000	3	0.1182	0.0632	0.1081

calculado seja positivo, e inicialmente sobe conforme a rotação aumenta atingindo valor máximo na rotação de $U_c/U = 1.6$, para depois cair continuamente.

Em Padrino e Joseph (2006) foi feita uma análise em CFD para cilindros rotativos com diferentes velocidades e condições de escoamento e o torque obtido comparado através do seu coeficiente com aquele obtido a partir de expressões analíticas de Glauert (1957) (além de outra expressão desenvolvida por Wang e Joseph (2006) que leva em consideração também a espessura da camada limite, mas que não será reproduzida neste texto). A tabela 1 apresenta os resultados obtidos pelos autores.

Observa-se que em baixo Re os resultados da simulação dos autores foram mais próximos da expressão obtida por Wang e Joseph (2006), enquanto que para $Re = 1 \times 10^3$ na razão de rotação de $U_c/U = 3$ a simulação se aproximou mais do valor obtido por Glauert (1957). Também é possível observar que, enquanto na expressão de Glauert (1957) o torque diminui com aumento da velocidade de rotação para o mesmo Re , ele aumenta na simulação de CFD e na expressão de Wang e Joseph (2006).

Assi, Orselli e Silva-Ortega (2018) realizaram uma investigação numérica tridimensional em $Re = 1 \times 10^4$ utilizando 8 cilindrinhos de controle de razão $d/D = 0.05$ igualmente espaçados por $G/D = 0.1$ no entorno do cilindro principal e rotacionados em torno do próprio eixo nas velocidades $U_c/U = [0; 1; 2; 3; 4; 5]$. A figura 17 apresenta o número de Strouhal e os coeficientes hidrodinâmicos obtidos pelos autores em função da velocidade de rotação dos cilindrinhos de controle. Os melhores resultados de controle do escoamento se deram na maior velocidade de rotação testada $U_c/U = 5$, atingindo uma redução de 52% em $\overline{C_D}$ e 90% para $\widehat{C_L}$.

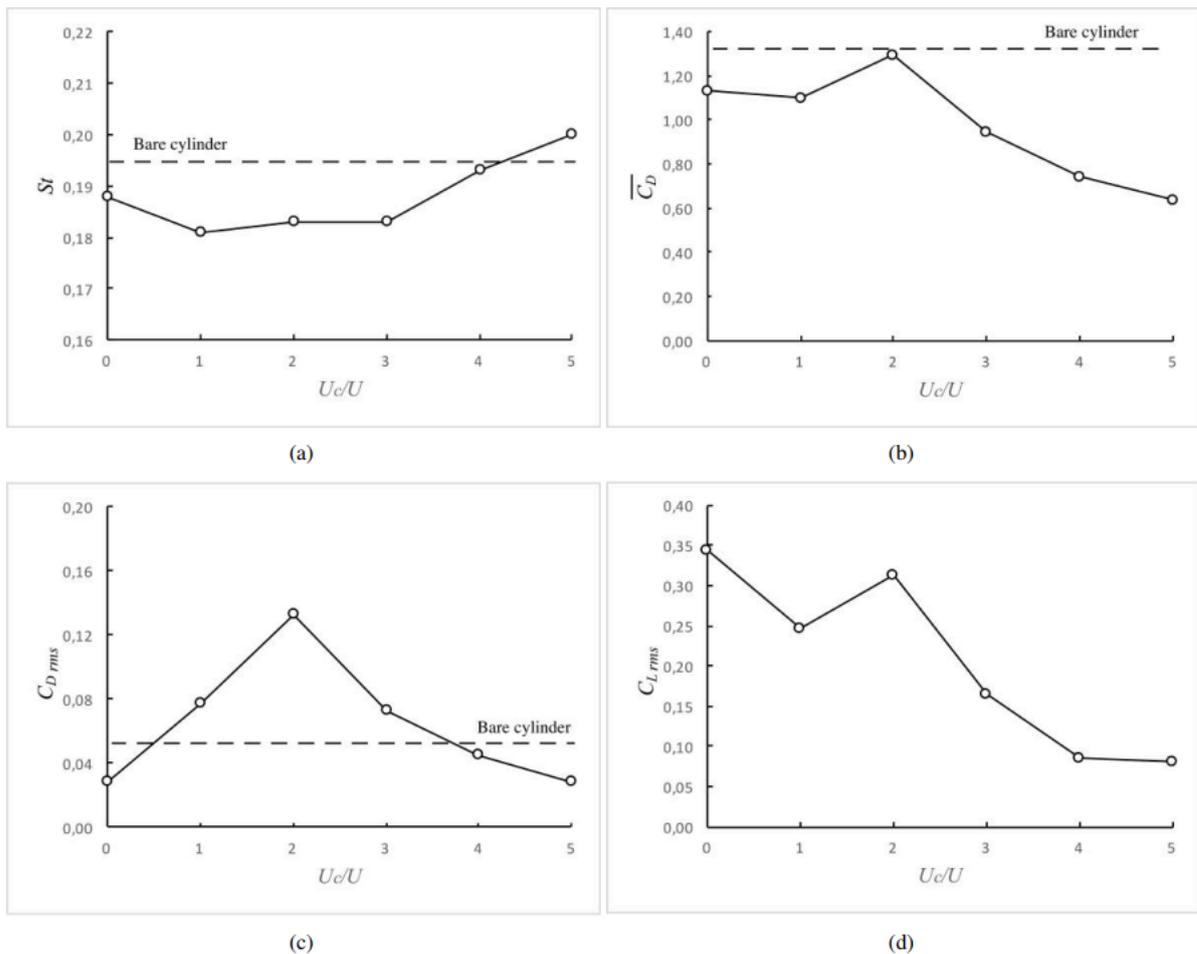


Figura 17 – Número de Strouhal e coeficientes hidrodinâmicos em função da velocidade de rotação de 8 cilindrinhos de controle (ASSI; ORSELLI; SILVA-ORTEGA, 2018)

A partir da variação no número de Strouhal observa-se que a frequência no desprendimento de vórtices é sensível à rotação, partindo de um valor menor que o observado no cilindro isolado para a condição de controladores passivos e atingindo valores superiores ao do cilindro isolado na velocidade de rotação máxima.

Schulmeister et al. (2017) apresentou estudos experimentais e numéricos utilizando cilindrinhos de controle rotativos com objetivo de redução na força de arrasto médio. Seu estudo utilizou um modelo de razão de aspecto $L/D = 9.875$ e um par de cilindrinhos de controle posicionados a $\pm 120^\circ$.

Os experimentos foram realizados com escoamento em $Re = 4.7 \times 10^4$ utilizando cilindrinhos de controle de diâmetros $d/D = 0.125$, onde o espaçamento entre a parede do cilindrinho de controle e a do cilindro principal foi mantida constante $G/D = 0.025$

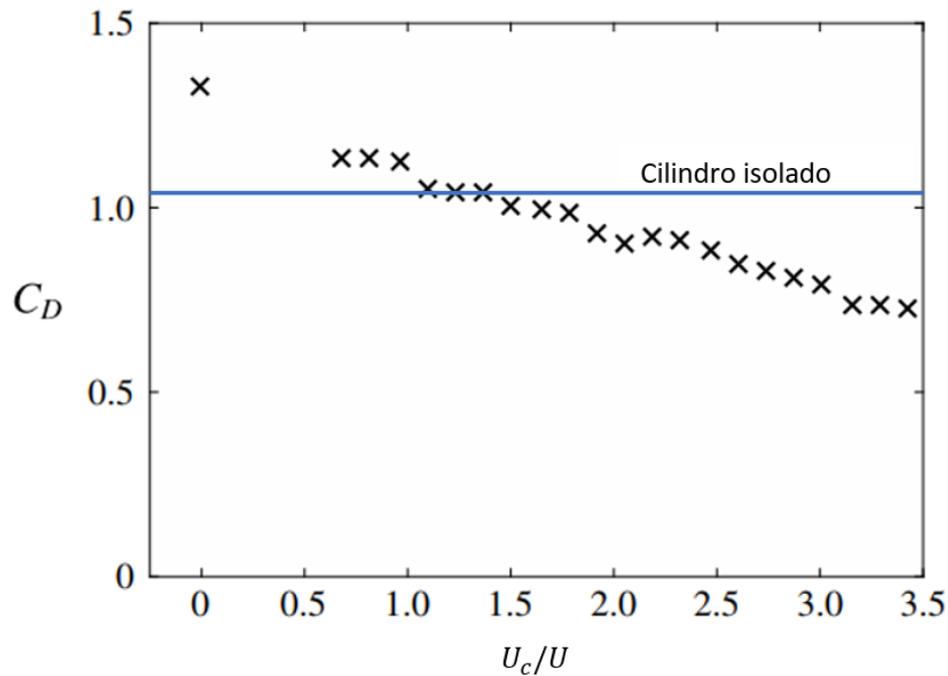


Figura 18 – Coeficiente de arrasto médio em função da velocidade de rotação de um par de cilindrinhos de controle. (SCHULMEISTER et al., 2017)

e a velocidade de rotação variada entre $0 \leq U_c/U \leq 3.4$. Os resultados obtidos para o coeficiente de arrasto médio foram reproduzidos na figura 18 adaptada.

A partir destes resultados observamos que, na condição de cilindrinhos de controle fixos, as forças de arrasto médio foram maiores em relação ao cilindro isolado. Ao se iniciar a rotação dos cilindrinhos de controle as forças de arrasto foram diminuindo progressivamente, sendo efetivos em relação ao cilindro isolado a partir da razão $U_c/U \approx 1.5$ e atingindo uma redução de 45% se comparado ao cilindro isolado na máxima velocidade de rotação testada de $U_c/U = 3.4$. A queda nos coeficientes de arrasto médio através do método de controle foi justificada pelos autores pela atuação na camada limite induzindo o recolamento do escoamento.

Utilizando a técnica de visualização por PIV, os autores mapearam o campo de velocidades do escoamento sobre o cilindro principal conforme figura 19 em duas configurações distintas: Com os cilindrinhos de controle fixos (a-b) e na rotação de $U_c/U = 2.74$ (c-d). A partir destes resultados pode ser observado nas linhas de corrente que a rotação dos cilindrinhos de controle limitou a região da esteira em relação ao experimento com os cilindrinhos de controle fixos, reduzindo a diferença de pressão entre as partes frontal e traseira do cilindro principal e, conseqüentemente, reduzindo a força de arrasto médio.

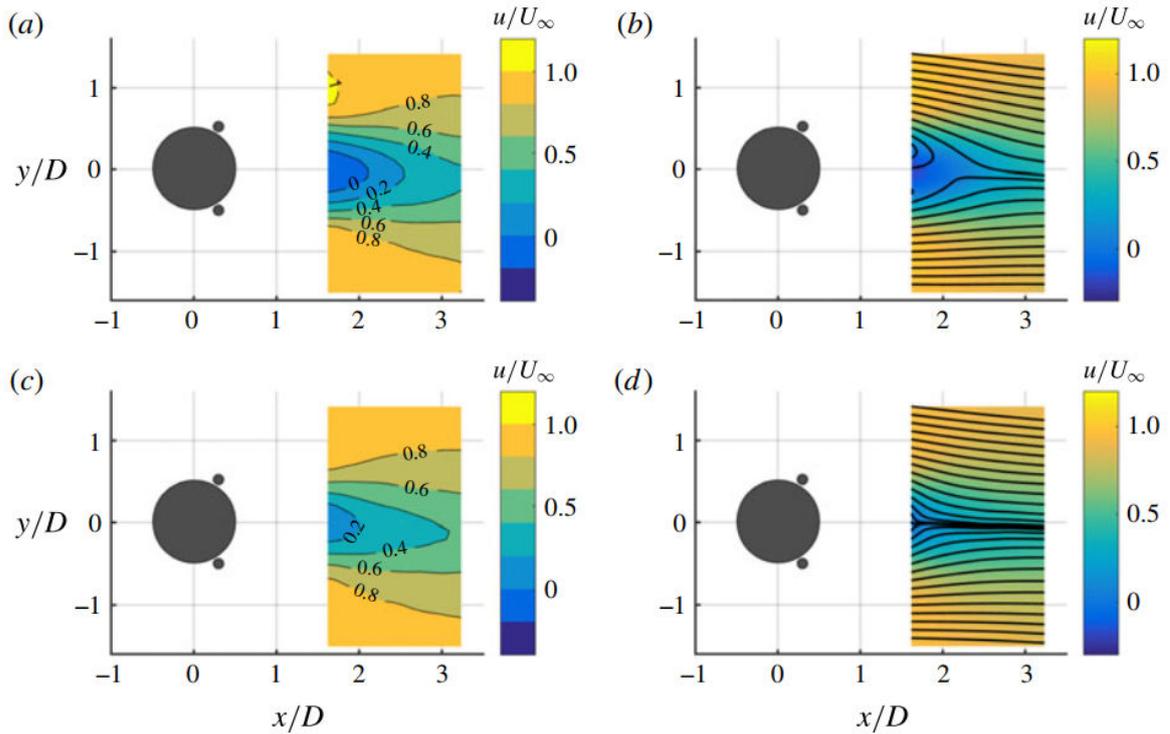


Figura 19 – Resultados de PIV para velocidade do escoamento médio e linhas de corrente para cilindrinhos de controle fixos e rotativos. (SCHULMEISTER et al., 2017)

A recirculação do escoamento na região da esteira foi comparada em ambas as configurações ao se relacionar a componente da velocidade na direção do escoamento com a distância ao longo do eixo de simetria do cilindro principal, conforme figura 20. A recirculação neste sentido ocorre quando a velocidade é negativa, ou seja, para os cilindrinhos de controle fixos a recirculação termina a uma distância de $2.1D$, enquanto o primeiro ponto visualizado por PIV em $1.6D$ com os atuadores rotacionando a $U_c/U = 2.74$ já não apresenta recirculação média no sentido do escoamento.

A investigação numérica foi realizada em $Re = 500$ testando várias combinações de diferentes diâmetros dos cilindrinhos de controle ($d/D = 0.1; 0.125; 0.15$), espaçamento entre a parede do cilindrinho de controle e a do cilindro principal ($G/D = 0.05; 0.06; 0.07; 0.08; 0.09; 0.1$) e rotações ($U_c/U = 0; 1; 2; 3; 4; 5$). Os resultados teóricos mostraram que o menor arrasto foi obtido na configuração de menor espaçamento $G/D = 0.05$, maior diâmetro dos cilindrinhos de controle $d/D = 0.15$ e maior rotação $U_c/U = 5$ testados.

Os resultados experimentais e as simulações numéricas foram compilados na figura 21 adaptada, que relaciona o coeficiente de arrasto médio líquido $\Delta \overline{C_D}$ com o coeficiente de potência C_{pow}^{rot} para diferentes geometrias de atuador e rotações. Enquanto para o cálculo de C_{pow}^{rot} do estudo numérico o autor calculou o torque aplicado a partir da integração da

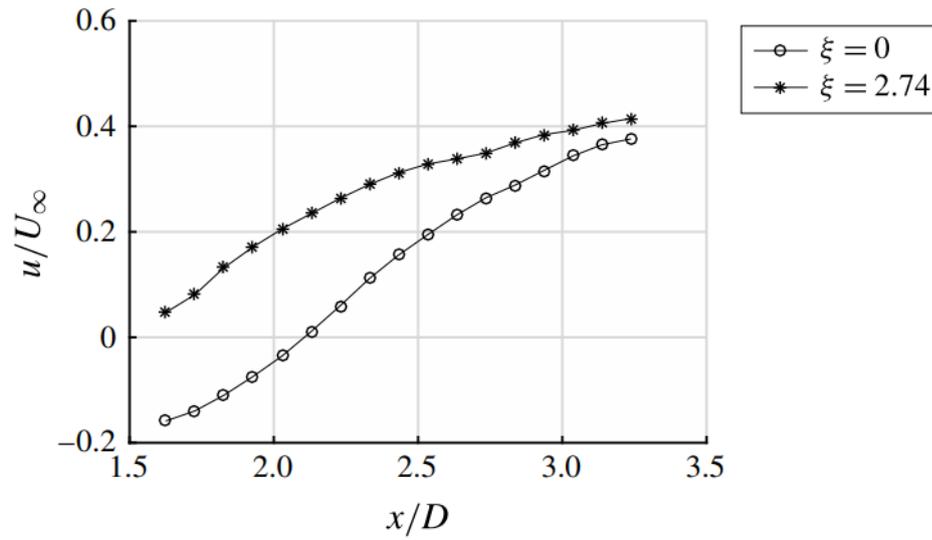


Figura 20 – Componente da velocidade do escoamento ao longo do eixo de simetria do cilindro principal para 1 par de cilindrinhos de controle fixos e rotativos. (SCHULMEISTER et al., 2017)

tensão de cisalhamento na parede dos cilindrinhos de controle, no estudo experimental o autor utilizou um valor de torque aproximado e constante a partir do $C_T = 0.1182$ calculado por Padrino e Joseph (2006) apresentado na tabela 1, para $Re = 1000$ na velocidade de rotação $U_c/U = 3$.

As linhas de mínima e máxima eficiência foram traçadas assim como definidas pelas equações 27 e 28. Estas retas indicam que todas as configurações alcançaram o mínimo de eficiência proposto, mesmo que os dados experimentais estejam ainda bem distantes da eficiência máxima possível.

Após esta breve avaliação crítica da literatura, apresentaremos a metodologia desenvolvida neste estudo experimental antes de discutirmos nossos próprios resultados.

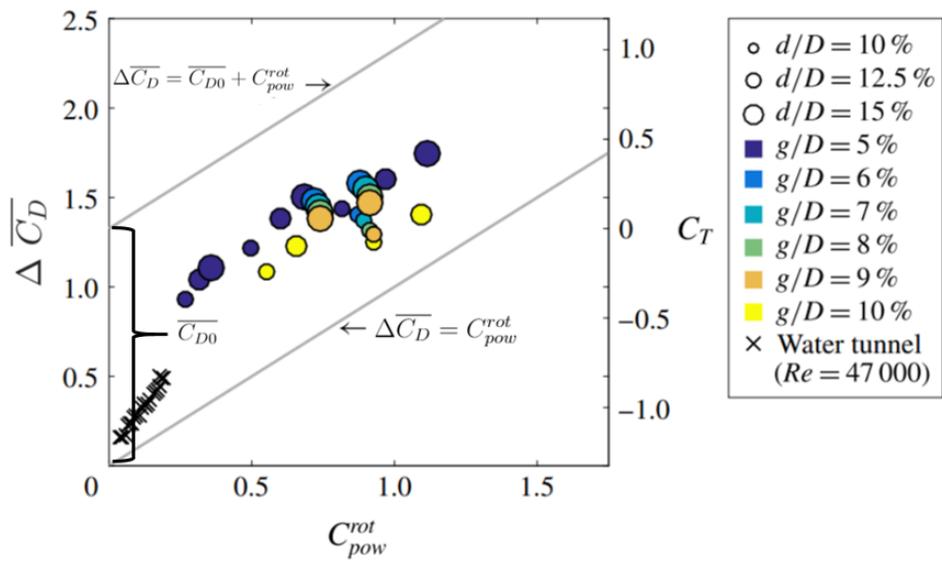


Figura 21 – Coeficiente de arrasto líquido em função do coeficiente de potência (SCHULMEISTER et al., 2017)

Capítulo 3

Metodologia

Os experimentos descritos neste trabalho foram realizados no canal de água recirculante disponível no laboratório de Dinâmica dos Fluidos Experimental e Anemometria Laser do Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF) da Universidade de São Paulo (USP). As imagem das instalações do canal de água recirculante apresentado na figura 22 e especificações técnicas foram obtidas de [Assi \(2005\)](#).



Figura 22 – Canal de água recirculante do NDF ([ASSI, 2005](#))

O capítulo se inicia com uma apresentação e justificativa dos experimentos realizados, seus objetivos, constantes e as variáveis envolvidas. O projeto e modelo construído para aquisição das forças hidrodinâmicas resultantes do escoamento é apresentado e seus principais componentes detalhados.

Na sequência, são descritos os dispositivos físicos presentes no canal necessários para controle do escoamento e aquisição de dados, bem como aqueles desenvolvidos para atuação no modelo. A lógica computacional necessária para gerenciar os dispositivos, sua interface com os *softwares* utilizados, controle dos atuadores, aquisição de dados e parâmetros de entrada é então detalhada.

Por fim, o algoritmo de otimização utilizado para conduzir determinados experimentos é discutido e seus principais parâmetros de entrada listados.

3.1 Experimentos

O experimento de referência deste projeto é baseado em um cilindro isolado de 100mm de diâmetro submerso em um escoamento de água até uma altura de 700mm onde, a partir da medição das forças hidrodinâmicas resultantes dentro de um intervalo de velocidades incidentes, são calculados os coeficientes de arrasto médio e a amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação. Os métodos de controle que serão testados terão sua efetividade mensurada conforme sejam capazes de reduzir algum destes coeficientes. A figura 23 apresenta uma secção meridiana do projeto de construção do modelo em escala com os principais componentes identificados.

O modelo utilizado para o experimento de referência é composto de um tubo de acrílico transparente com parede de 3mm espessura e superfície lisa, apresentado na figura 24. Suas extremidades são fechadas por peças usinadas em alumínio (figura 25) montadas de forma a impossibilitar a entrada de água dentro do cilindro e parafusado pela peça superior a uma célula de carga projetada e construída por Assi (2005) com capacidade de medição de até 50N e incerteza de 1%.

Para evitar efeitos tridimensionais no escoamento no fundo, o modelo foi projetado para resultar em um espaçamento nominal de 3mm entre a extremidade do modelo e o fundo do canal, equivalente a $0.03D$. Segundo Morse, Govardhan e Williamson (2008) efeitos de fundo podem ser praticamente desprezados para dimensões menores que $0.15D$.

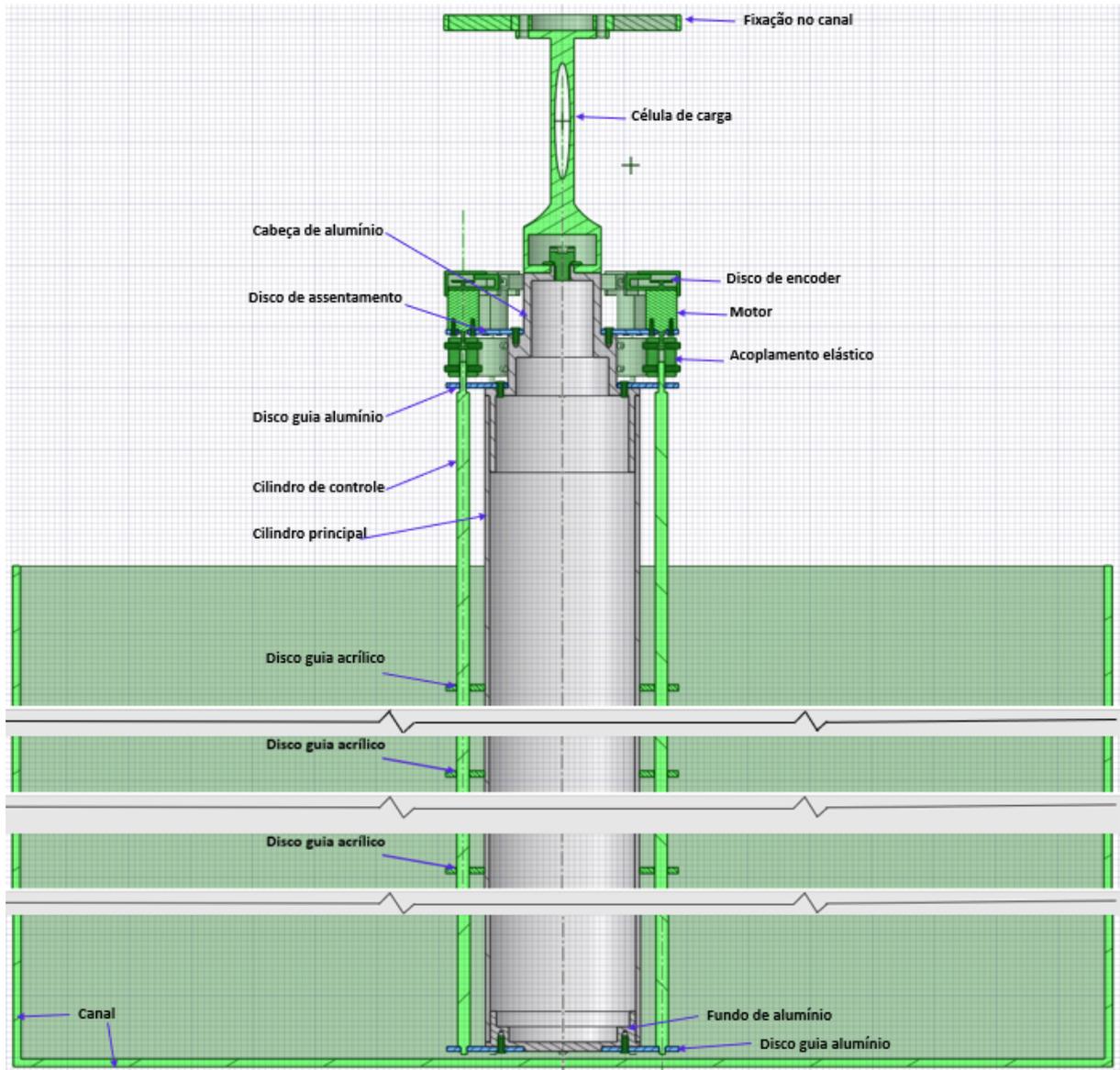


Figura 23 – Projeto detalhado do modelo experimental

O modelo com os dispositivos de controle é obtido a partir da adição de 8 cilindrinhos de controle de 8mm de diâmetro ($d/D = 0.08$) uniformemente distribuídos no entorno do cilindro principal com um espaçamento radial entre as superfícies de 10mm ($G/D = 0.1$). Como o arranjo dos cilindrinhos é simétrico em relação ao escoamento, a nomenclatura adotada foi numerar os cilindrinhos de controle de #1 a #4 a partir do ponto de estagnação no sentido do escoamento e os lados em relação ao plano de simetria chamados A e B, conforme apresentado na figura 26.

A quantidade e distribuição dos cilindrinhos de controle foram baseados em estudos anteriores realizados no NDF por [Silva-Ortega \(2015\)](#), onde se considera uma representação simplificada de um método de controle omnidirecional, ou seja, adota-se como uma hipótese

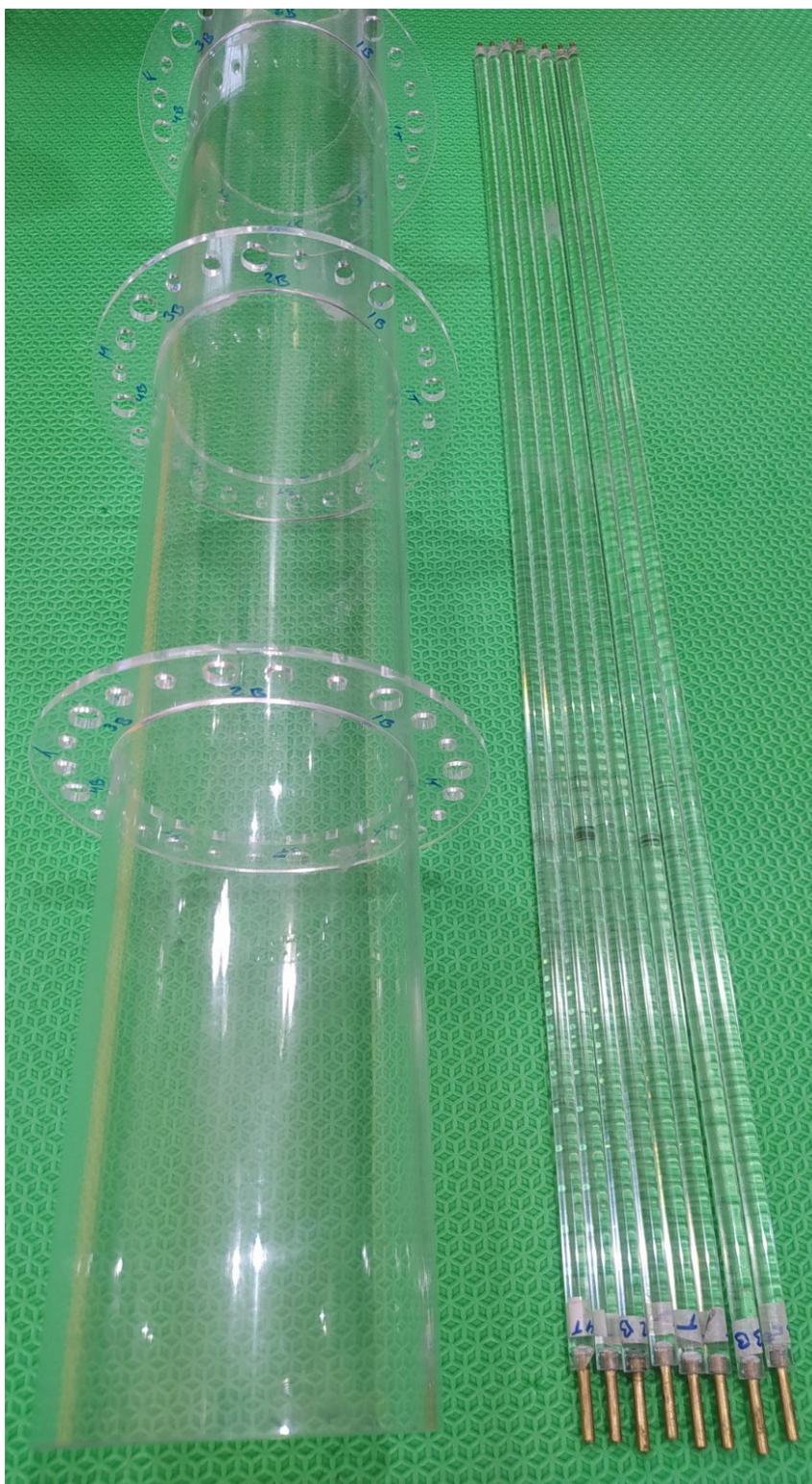


Figura 24 – Componentes do modelo experimental: Cilindro principal com discos guia de acrílico e cilindrinhos de controle com pinos de latão



Figura 25 – Componentes do modelo experimental: Peças usinadas em alumínio para fechamento das extremidades do cilindro principal e fixação do modelo no canal e discos guia de alumínio

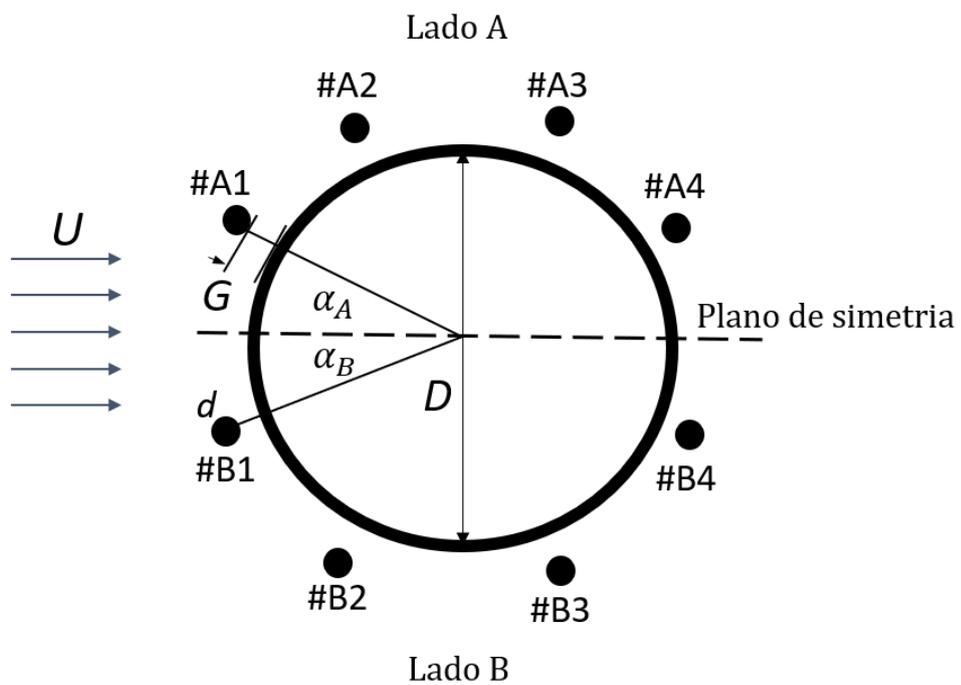


Figura 26 – Arranjo dos cilindrinhos de controle no entorno do cilindro principal

Tabela 2 – Constantes geométricas do modelo

Descrição	Representação	Valor
Diâmetro do cilindro principal	D	100mm
Número de cilindrinhos de controle	N	8
Diâmetro dos cilindrinhos de controle	d/D	0.08
Espaçamento entre superfícies	G/D	0.1
Posição cilindrinhos de controle	$\alpha_A ; \alpha_B$	$\pm 22.5^\circ; \pm 67.5^\circ; \pm 112.5^\circ; \pm 157.5^\circ$
Razão de aspecto*	L/D	7

(*) A razão de aspecto do modelo é garantida a partir de ajuste no nível de água do canal antes de cada experimento.

inicial que, independentemente da direção do escoamento, os parâmetros otimizados obtidos para o controle da esteira sejam igualmente eficazes. As constantes geométricas descritas são reproduzidas na tabela 2.

É importante destacar que este arranjo uniforme de 8 cilindrinhos de controle no entorno do cilindro principal não é a configuração mais eficiente para o controle do escoamento através deste método passivo. Se considerarmos que a separação do escoamento no modelo com método passivo seja semelhante à do cilindro isolado, a partir da figura 6 esperamos que ocorra no entorno de $\phi \approx 80^\circ$. A medição do ponto de separação não será realizada nestes experimentos, portanto, estes valores servem apenas para se ter uma expectativa de que no método passivo os pares de cilindros #1 e #2 estarão posicionados antes da separação enquanto os cilindros #3 e #4 na região já separada. Além disso, o afastamento G/D definido para os cilindrinhos de controle é da ordem de grandeza de duas vezes a camada limite calculada analiticamente no capítulo 2, ou seja, os cilindros #1 e #2 quando fixos além de não causarem perturbação na esteira também não auxiliam na alteração do ponto de separação por estarem fora da camada limite, e sua presença inevitavelmente aumenta as forças hidrodinâmicas sobre o modelo, principalmente a força de arrasto médio conforme os resultados de [Silva-Ortega \(2015\)](#). No entanto, ao se rotacionar os cilindrinhos de controle, espera-se que a injeção de quantidade de movimento angular na camada limite possa ser efetiva no controle do escoamento.

O mesmo modelo é utilizado para supressores passivos e ativos. Foram instalados pinos de latão nas extremidades dos cilindrinhos de controle, vistos na figura 24, usados

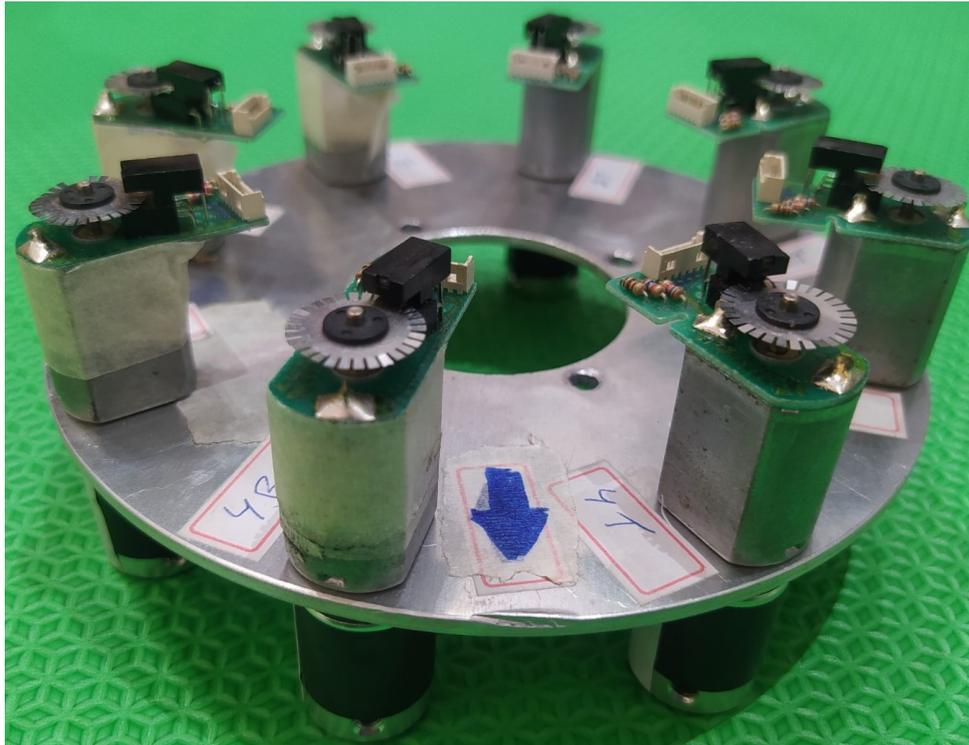


Figura 27 – Componentes do modelo experimental: Disco de assentamento dos motores e acoplamento elástico

como guias por dois discos de alumínio fixados nas peças usinadas. Outros três discos guia de acrílico são uniformemente distribuídos ao longo do comprimento do cilindro principal.

Motores independentes para cada cilindrinho de controle instalados sobre um disco de assentamento são acoplados elasticamente aos pinos guia de latão superiores (figura 27). Os discos guia foram projetados com pequena folga de 1mm em relação aos pinos de latão para diminuir a perda por atrito ou por vibração nos modos presentes em alta rotação, permitindo maximizar o intervalo de operação. A figura 28 apresenta o modelo construído com cilindrinhos de controle em operação no canal de água recirculante.

O método de supressão ativo com cilindrinhos de controle rotativos foi avaliado em duas condições distintas. Em ambas, além da simetria geométrica através do alinhamento do modelo, o sentido da rotação também foi mantido, partindo da hipótese de que o controle no escoamento será efetivo apenas rotacionando no sentido que induza o recolamento do escoamento. Deste modo, as rotações do lado A foram mantidas sempre no sentido horário enquanto as rotações no lado B no sentido anti-horário, conforme ilustrado na figura 29.

O primeiro experimento com método de controle ativo é chamado de rotação uniforme pois todos os cilindrinhos de controle giram na mesma velocidade angular. Para

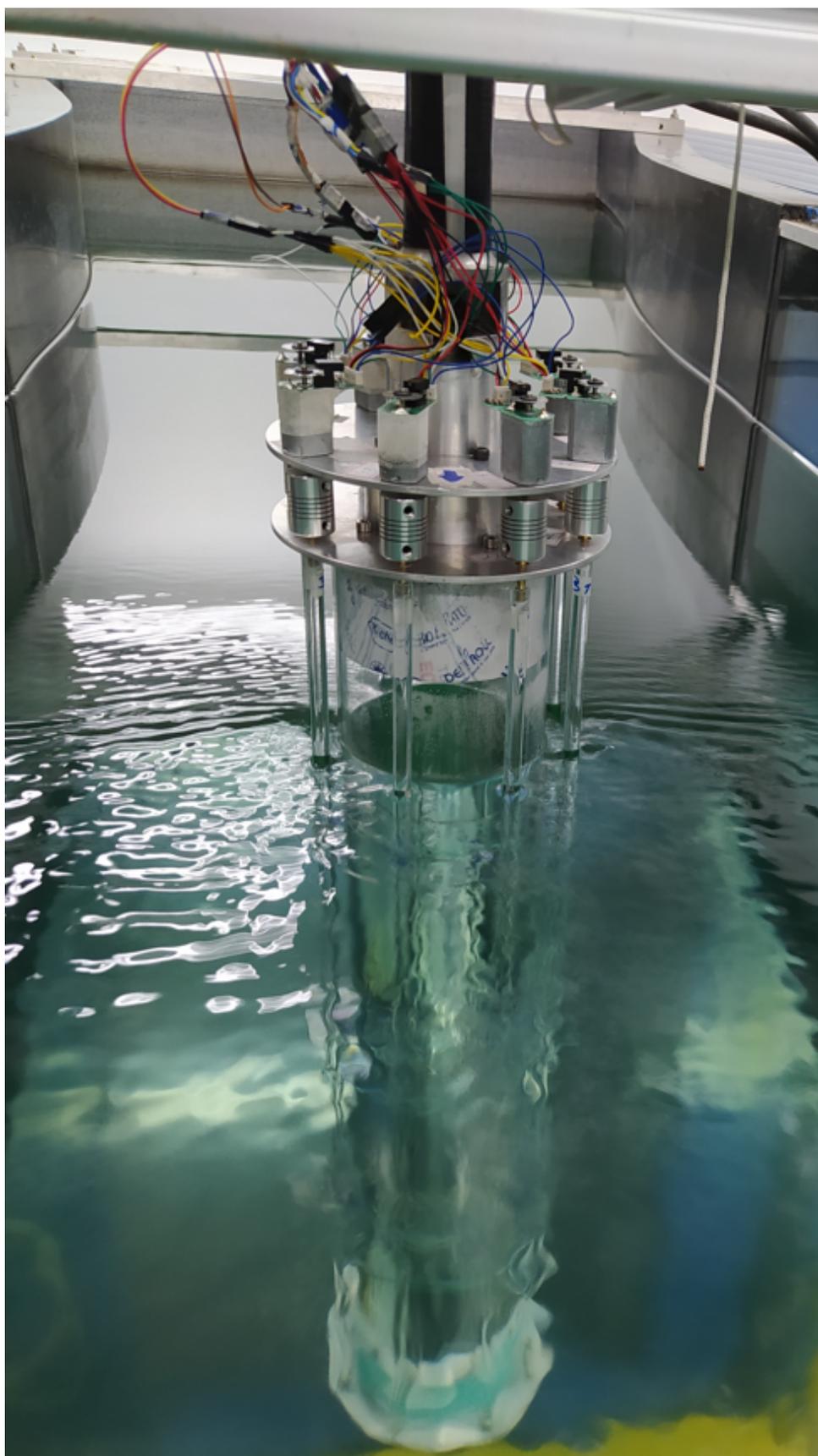


Figura 28 – Modelo experimental montado no canal de água recirculante

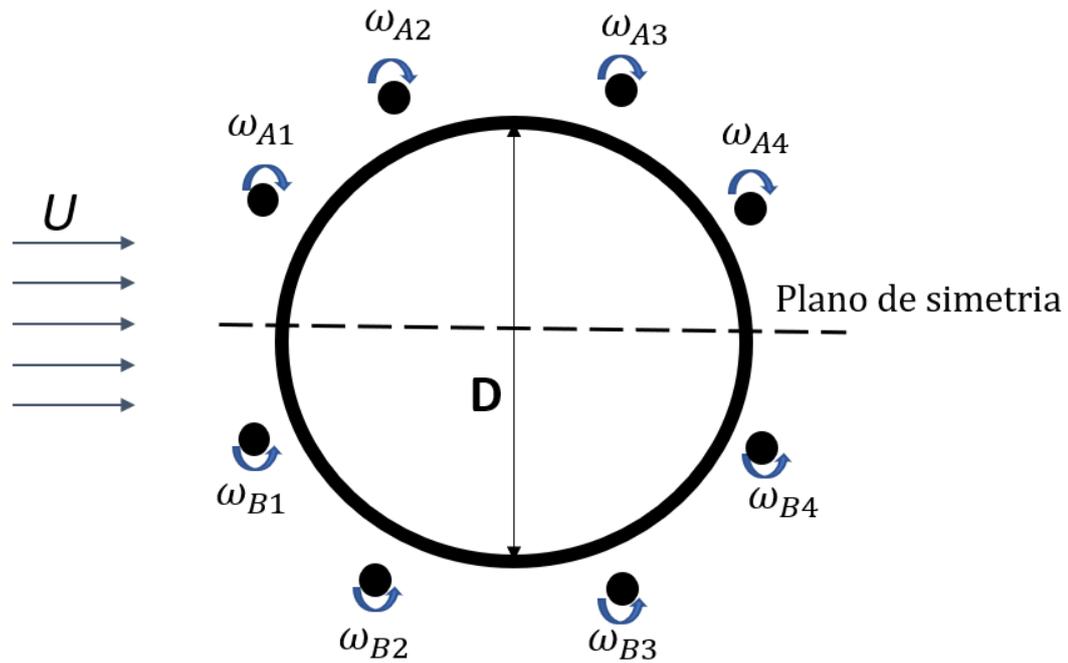


Figura 29 – Sentido de rotação dos cilindrinhos de controle

cada condição de escoamento incidente, temos apenas uma variável envolvida ω e, portanto, os coeficientes $\overline{C_D}$ e $\widehat{C_L}$ podem ser relacionados com o parâmetro adimensional U_c/U .

Já o segundo experimento de controle ativo permitiu que as velocidades de rotação fossem independentemente variadas, mantendo-se, no entanto, a simetria de velocidade entre os cilindrinhos de controle dos lados A e B. Deste modo, para cada escoamento incidente, o experimento apresenta 4 variáveis de rotação $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$, correspondentes a cada cilindrinho de controle e seu respectivo par em relação ao plano de simetria. Como visto, os coeficientes $\overline{C_D}$ e $\widehat{C_L}$ podem ser relacionados com o parâmetro adimensional C_{pow}^{rot} apresentado pela equação 24 .

O experimento com rotações independentes possibilitará identificar se determinada combinação de rotação pode resultar em maiores reduções dos coeficientes que aquelas apresentadas pela rotação uniforme. Além disso, a sensibilidade no controle da esteira entre cilindros pode ser avaliada, ou seja, espera-se compreender em quais posições a rotação dos cilindros efetivamente contribui para a redução dos coeficientes e em quais posições apenas consome potência.

A tabela 3 apresenta cada experimento realizado, as variáveis envolvidas, o parâmetro envolvidos e seus intervalos.

Tabela 3 – Variáveis experimentais

Experimento	Variável	Intervalo	Parâmetro
Cilindro Isolado	U	[0.1 a 0.5] m/s	Re
Controle passivo	U	[0.1 a 0.5]m/s	Re
Controle ativo (Rotação uniforme)	ω	[400 a 2200] rpm	U_c/U
Controle ativo (Rotação independente)	$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$	[400 a 2200] rpm	C_{pow}^{rot}

Se discretizarmos o intervalo das rotações em passos de 200 rpm, o espaço amostral das velocidades de rotação é reduzido para $S = 10$ elementos. Para cobrir todas as combinações possíveis entre os $n = 4$ pares de cilindrinhos, seriam necessários $E = 10.000$ experimentos conforme o arranjo simples com repetição

$$E = S^n. \quad (31)$$

É possível concluir que mesmo aplicando simetria nos atuadores ao rotacionar em pares os cilindrinhos de controle e limitando o sentido de rotação como único, o experimento com rotações independentes é inviável de ser realizado por varredura exaustiva em todas as possíveis combinações de rotação.

Para conduzir esses experimentos será utilizado um algoritmo de otimização visando encontrar os mínimos locais dos coeficientes analisados a partir de uma quantidade de iterações viável experimentalmente. Como é desejada a redução tanto de $\overline{C_D}$ quanto de $\widehat{C_L}$, foi escolhido um algoritmo evolucionário multi-objetivo que será descrito na seção 3.4. Deste modo, o algoritmo irá buscar a convergência objetivando reduzir os dois coeficientes simultaneamente, e, portanto, a relação entre os dois poderá ser analisada. A partir destes resultados poderemos compreender se existe alguma combinação de rotações que minimize ambos simultaneamente, ou se não existe um ponto ótimo, mas uma curva ótima chamada Fronteira de Pareto.

3.2 Recursos físicos

O canal é operado a partir de um programa em LabView desenvolvido por [Assi et al. \(2006\)](#) que se comunica a uma plataforma CompactDAQ da National Instruments. Possuindo comprimento de 7.5m e secção transversal 0.7m de largura por 0.9m de profundidade, tem vazão máxima de $0.4\text{m}^3/\text{s}$. A velocidade de incidência do escoamento livre U é calculada a partir da vazão de água no canal, lida instantaneamente através de um sensor de fluxo com incerteza de 0.5% conectado a um módulo de entrada NI9219, e controlada a partir de um módulo de saída NI9264 que altera a rotação de uma bomba através de um inversor de frequências, resultando em uma intensidade de turbulência menor que 3%. A célula de carga é conectada a outro módulo NI9219 para aquisição das forças hidrodinâmicas resultantes do escoamento após o processamento dos sinais. Estes componentes e toda a interface para operação do canal já estavam presentes e operantes no laboratório.

Para rotacionar os cilindrinhos de controle, foi desenvolvido um programa no Matlab/Simulink que se comunica em tempo real com um Arduino Due através de um cabo USB e permite alterar a velocidade de rotação e sentido de cada motor. Os 8 motores de corrente contínua alimentados em 12V são conectados a dois módulos de potência Adafruit Motor Shield V2 capazes de controlar 4 motores cada um e empilhados sobre o Arduino. A figura 30 apresenta um esquema dos principais equipamentos descritos e sua respectiva interação.

A velocidade de rotação dos motores é controlada a partir de Modulação por Largura de Pulso (PWM), uma técnica que cria digitalmente uma onda quadrada alternando a tensão entre 12V e 0V (liga/desliga). Variando-se a razão chamada Ciclo de Trabalho (Duty Cycle) entre o tempo em que a tensão permanece ligada (12V) e o período do pulso, é possível controlar a potência fornecida ao motor. Na função utilizada pelo Arduino a escala da variável controlada do ciclo de trabalho é de 0-255, onde 0 corresponde ao motor parado, e 255 ao motor com máxima potência.

Cada motor possui acoplado em seu eixo um disco de encoder que atravessa um raio LED emitido por uma chave óptica alimentada por 3V. Conforme o motor gira o Arduino contabiliza as interrupções causadas pelo disco e calcula a velocidade de rotação.

Esta leitura em tempo real da velocidade de cada motor foi desenvolvida para possibilitar uma correção entre a velocidade desejada e a efetivamente lida durante todo

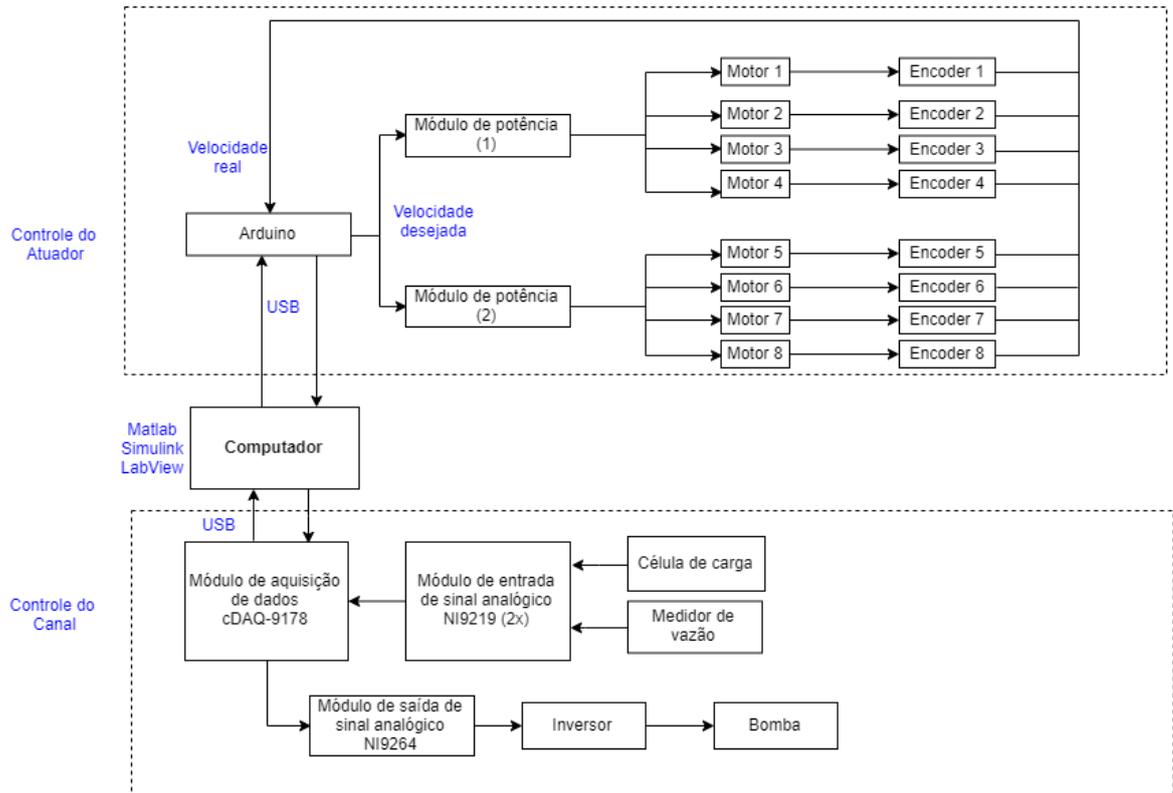


Figura 30 – Diagrama físico do experimento

o experimento, minimizando os erros causados pelas variáveis como atrito, vibração, aquecimento, força de arrasto nos cilindrinhos de controle, forças de empuxo, etc.¹

No entanto, ao se colocar o experimento em funcionamento no canal de água recirculante, foi observado que os ruídos causados pelo magnetismo do inversor de frequência utilizado no controle do escoamento eram de uma ordem de grandeza superior aos sinais de leitura da rotação dos motores interferindo significativamente na velocidade lida. Deste modo, o sistema de controle da rotação em tempo real desenvolvido não pôde ser utilizado neste experimento. Experimentos futuros podem ser conduzidos com maior confiabilidade na rotação através de um sistema de atuação mais robusto, seja a partir de motores com encoder blindado, filtragem digital dos ruídos ou mesmo a mitigação dos ruídos eletromagnéticos.

Para este trabalho, foi feita uma linearização entre as fronteiras do intervalo de rotações através da leitura de um tacômetro óptico digital. A velocidade de rotação mínima foi definida em $\omega = 400\text{rpm}$ após testes realizados em cada motor nos diferentes escoamentos constatar que este valor está acima de uma região inicial de muita intermitências na rotação

¹ Uma demonstração do funcionamento deste controlador de rotação fora das instalações do NDF durante o desenvolvimento do código foi disponibilizada em: <https://www.youtube.com/watch?v=FoLSvszRT3Q>

causadas pelos atritos com os discos guia. Da mesma forma, o limite superior foi definido em $\omega = 2200\text{rpm}$ ($\Omega \approx 230 \text{ rad/s}$) como um valor que todos os motores conseguem atingir de forma estável no escoamento mais severo testado, antes de entrarem em um regime em que a maior parte da potência adicionada passa a ser dissipada por vibração, bem abaixo do valor especificado do motor sem carga de $\omega = 7800\text{rpm}$.

Antes de cada experimento, o Ciclo de Trabalho (Duty Cycle) necessário para rotacionar cada motor a 400rpm e 2200 rpm foi avaliado já com o escoamento incidente sobre o modelo e a linearização realizada para cada motor individualmente. O procedimento de calcular sempre os coeficientes logo antes do experimento, separadamente para cada motor e já sujeito ao escoamento visa minimizar os erros desta aproximação e leva em consideração que as cargas são diferentes conforme localização dos cilindrinhos de controle, tendo em vista que os pares posicionados nas regiões #2 e #3 sofrem maior força de arrasto pelo escoamento e conseqüente maior atrito nos discos guia, bem como todas as cargas aumentam proporcionalmente à velocidade incidente U .

A partir da especificação técnica de tensão ($V = 12\text{V}$), corrente ($i = 0.037\text{A}$) e da velocidade angular máxima de 230rad/s dos motores medida durante os experimentos seria possível calcular a potência necessária para rotacionar os cilindros em função da velocidade angular Ω através da relação

$$P_{rot} = \frac{Vi\Omega}{230}. \quad (32)$$

No entanto, esta potência calculada é em grande parte para suprir a perda por atrito do modelo experimental, portanto, superdimensionada quando se deseja obter apenas a energia necessária para vencer as forças viscosas utilizado para calcular o coeficiente de potência da equação 24.

Como referência da ordem de grandeza da potência dissipada por perda por atrito, para o escoamento mais severo de $Re = 4 \times 10^4$ um cilindrinho de controle rotacionando na velocidade máxima de 230 rad/s consome aproximadamente 444mW de acordo com a equação 32 porém estima-se a partir da equação 30 que apenas 15mW sejam necessários para vencer as forças viscosas. Deste modo, para os resultados experimentais o valor da potência consumida será calculado a partir do torque teórico proposto por Glauert (1957). Nos casos em que a velocidade de rotação testada for muito baixa, o que pela equação

de Glauert resultaria em torque negativo ($U_c/U \leq 0.722$), será considerado nulo o torque aplicado para efeitos de cálculo do coeficiente de potência.

3.3 Lógica computacional

Os experimentos realizados para o cilindro isolado de referência e aqueles com supressores passivos possuem apenas a velocidade incidente do escoamento como variável e os recursos físicos bem como o programa em LabView disponíveis nas instalações do NDF são suficientes para aquisição dos dados necessários.

Com o inversor de frequências já ligado, é feito o offset da célula de carga sem escoamento. Como esses experimentos visam avaliar as forças de arrasto médio e amplitude de flutuação da sustentação resultantes do escoamento dentro de um intervalo de Re , são definidas as fronteiras da velocidade incidente, o número de pontos igualmente espaçados a serem testados dentro deste intervalo, taxa de aquisição, tempo de aquisição e o tempo de estabilização entre as mudanças de escoamento. Todas as forças adquiridas são salvas para cada velocidade incidente e posteriormente processadas.

Para realizar o experimento com atuação ativa de rotação uniforme foi necessária uma adaptação no programa do LabView utilizado para o experimento com método de controle passivo de modo a possibilitar uma comunicação em tempo real com o Matlab/Simulink, pois todo o controle de rotação dos motores foi desenvolvido a partir deste software.

A comunicação entre os diferentes *softwares* foi proporcionada por protocolo TCP/IP adaptado a partir de um código disponível em [MATLAB \(2021a\)](#). Neste experimento, o controle do canal de água recirculante e parâmetros de aquisição da célula de carga continuam sendo gerenciados pelo LabView. A principal diferença em relação ao experimento de controle passivo é que neste caso o Matlab passa a conduzir os experimentos, assim são parâmetros de entrada do *script* principal no Matlab a sequência de velocidades de rotação dos cilindrinhos de controle a serem testadas, duração dos experimentos, tempos de aquisição e estabilização do escoamento.

Para o experimento de controle ativo com rotação independente, foi utilizada comunicação semelhante entre os *softwares* LabView e Matlab com adicionais de complexidade devido ao uso de algoritmo de otimização. Enquanto nos experimentos de rotação uniforme a sequência das velocidades de rotação testadas é um parâmetro de entrada do *script*

principal, nos experimentos com velocidade independente a sequência é definida pelo algoritmo, que conduz as iterações em busca da convergência da função objetivo definida. Deste modo a comunicação foi desenvolvida para possibilitar que os dados adquiridos pela célula de carga sejam processados em tempo real e passados para o algoritmo definir as iterações subsequentes.

O algoritmo de otimização utilizado trata o intervalo da variáveis, neste caso as velocidades de rotação $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$, como contínuo e, durante as iterações, pode conduzir experimentos com rotações consideradas muito próximas a outras já realizadas anteriormente. Como foi discutido neste capítulo, o amplo espaço amostral e número de variáveis do experimento com controlador ativo de rotações independentes tende a demandar alto custo experimental e, portanto, experimentos redundantes precisam ser evitados para otimizar o processo de busca.

Para contornar estes desperdícios experimentais, foi implementado no código desenvolvido a criação de uma variável de entrada chamada incerteza I . A função desta variável é discretizar o intervalo partir das informações de incertezas do sistema de atuação dos motores e leitura das forças hidrodinâmicas, considerando que as variações nos coeficientes obtidos para rotações dentro desta margem são de menor magnitude que os erros experimentais.

Durante o ciclo de otimização são registrados todos os experimentos já realizados para que, antes de cada novo experimento, uma busca seja feita neste banco de dados a fim de confirmar que nenhuma combinação de rotações dentro da margem de incerteza definida já tenha sido realizada. É importante destacar que a consulta ao banco de dados é realizada apenas dentro de um único ciclo de otimização, ou seja, resultados obtidos em datas anteriores não são levados em consideração devido a condições distintas de ambiente.

A tabela 4 apresenta todos os parâmetros de entrada necessários e sua aplicação em cada experimento.

3.4 Algoritmo de otimização

Os métodos de busca por varredura exaustiva podem ser bastante efetivos quando o número de parâmetros é pequeno, como no caso do experimento ativo de rotação uniforme, mas o esforço experimental aumenta exponencialmente com o número de variáveis e, portanto, em experimentos com amplo espaço amostral e grande número de variáveis

Tabela 4 – Parâmetros de entrada de cada experimento

Parâmetros de entrada	Cilindro Isolado	Supressor Passivo	Ativo rotação unif.	Ativo rotação indep.
U	[0.1-0.5]m/s	[0.1-0.5]m/s	Constante	Constante
Pontos dentro do intervalo de U	26	26	n/a	n/a
Taxa de aquisição	100 Hz	100 Hz	100 Hz	100 Hz
Tempo de aquisição	120s	120s	60s	120s
Tempo de estabilização do escoamento	60s	60s	n/a	n/a
Tempo de estabilização da rotação dos cilindrinhos	n/a	n/a	20s	20s
Velocidade de rotação dos cilindrinhos de controle	n/a	n/a	[400-2200]rpm	[400-2200]rpm
Passo no intervalo de U_c/U	n/a	n/a	0.1	n/a
Incerteza	n/a	n/a	n/a	200 rpm

envolvidas, como o observado no controlador ativo de rotação independente, este tipo de varredura se torna ineficiente. Neste caso, o uso de um algoritmo de otimização para conduzir os experimentos auxilia a obtenção de mínimos locais com esforço experimental menor, e sua formulação pode ser expressa por

$$\begin{aligned} & \underset{\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4}{\text{minimizar}} \quad \overline{C_D}(\omega), \widehat{C_L}(\omega) \\ & \text{sujeito a} \quad 400 \leq \omega \leq 2200 \end{aligned} \quad (33)$$

Este problema é definido como não trivial e, portanto, não é esperada uma única solução que otimize ambos os objetivos simultaneamente. Neste caso, as funções objetivo são consideradas independentes e conflitantes, e a solução será dada por um conjunto de pontos ótimos, a chamada Fronteira de Pareto, onde nenhum dos objetivos pode ser melhorado sem degradar o outro e todos os pontos obtidos são considerados igualmente bons.

Como se busca minimizar dois objetivos simultaneamente, foi escolhido, para esta aplicação, um algoritmo genético da família dos denominados Algoritmos Evolucionários

Multi-Objetivo (MOEA). Este mesmo método foi utilizado por [Bingham et al. \(2018\)](#) em seus experimentos.

O algoritmo genético é um método para resolver problemas de otimização baseado no processo de seleção natural que imita a evolução biológica. Uma população de soluções individuais é alterada a cada ciclo de iteração do algoritmo, que seleciona indivíduos da população atual e os usa para a próxima geração. Por gerações sucessivas, a população evolui em direção a uma solução ótima.

A função interna do MATLAB denominada **gamultiobj** foi escolhida para realizar o processo de otimização. Por ser uma função comercial seu código fonte não é aberto, entretanto diversos parâmetros de entrada podem ser especificados e alguns dos que foram utilizados neste projeto serão identificados no decorrer deste capítulo. A escolha deste algoritmo foi motivada principalmente por ser um algoritmo comercial já validado por funções conhecidas da literatura e que possui mecanismos complexos para convergência que auxiliarão na busca experimental, mas que sua discussão detalhada foge do objetivo deste trabalho. Como validação neste trabalho será testada uma função conhecida para verificar tanto a convergência quanto o *script* desenvolvido de comunicação com o ambiente externo. As informações que se seguem neste capítulo têm o objetivo de apresentar uma visão geral e simplificada do método, baseada principalmente na referência disponibilizada na documentação do *software* MATLAB (2021b), bem como de [Deb \(2001\)](#), autor do método denominado Algoritmo Genético Elitista Baseado em um Ordenamento Não-Dominado (NSGA-II), que foi adaptado pelo software comercial.

Uma das principais diferenças entre o método clássico NSGA-II e a função do MATLAB é que, enquanto o primeiro sempre favorece os indivíduos em melhor posição para a tomada de decisões, o segundo possui mecanismos para favorecer o aumento na diversidade da população, mesmo que para isso sejam escolhidos indivíduos em posição inferior no *ranking*, por este motivo é definido como algoritmo genético elitista e controlado. A figura 31, reproduzida da documentação do *software*, ilustra esse sistema de classificação dos pontos obtidos para a tomada de decisões em um problema de otimização de duas funções f_1 e f_2 . Os pontos classificados como *ranking* 3 são estão em posição inferior aos de *ranking* 2, mensurados pelo *software* a partir de uma variável chamada **fitness value** e conseqüentemente possuem menos chance de serem selecionados para as iterações seguintes. Aqueles pontos considerados de *ranking* 1, chamados de não-dominados, vão

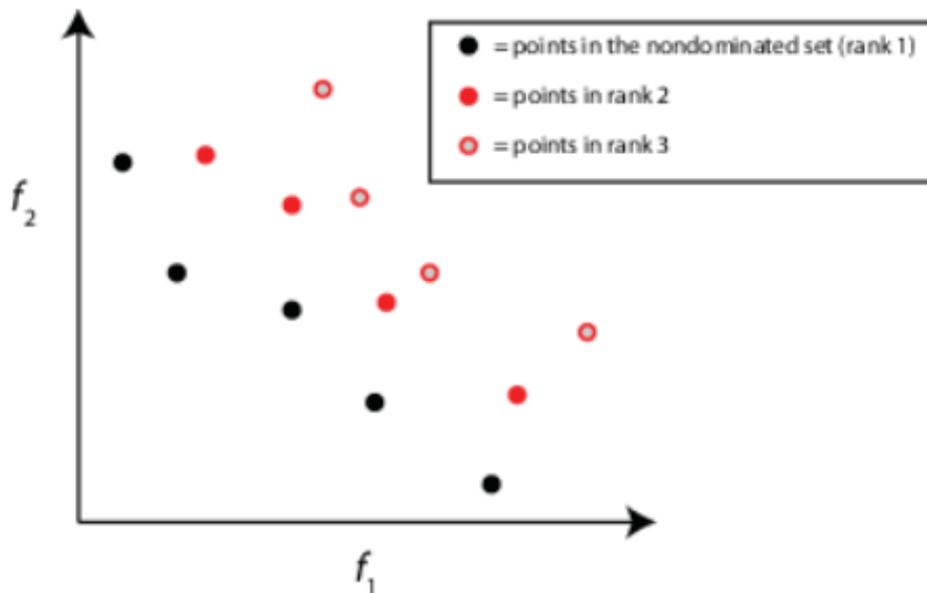


Figura 31 – Sistema de classificação de indivíduos baseado em dominância. (MATLAB, 2021b)

sobrevivendo ou sendo reclassificados ao longo das iterações e darão origem à Fronteira de Pareto do problema.

A figura 32 apresenta um diagrama com as principais etapas realizadas pelo algoritmo durante o processo iterativo de otimização. Em azul são apresentados alguns dos parâmetros que podem ser controlados para melhor adequação ao experimento.

Cada indivíduo é composto de combinação das rotações de cada motor, sendo, portanto, um vetor linha do tamanho do número de variáveis testadas. Inicialmente deve ser especificado o tamanho da população a partir da variável **PopulationSize**, ou seja, o número de indivíduos que serão testados em cada iteração. A escolha deste parâmetro deve ser realizada cuidadosamente, pois um valor muito pequeno reduz a diversidade no espaço amostral testado, enquanto um valor muito grande tende a aumentar muito o esforço experimental. Uma boa prática observada em outros estudos indica utilizar no mínimo 5 vezes o número de variáveis e serviu como ponto de partida para os primeiros experimentos realizados. Como padrão, a primeira população é gerada aleatoriamente respeitando as restrições impostas pelo usuário, que no caso deste problema foi apenas o intervalo de operação dos motores. Também é possível indicar alguns indivíduos a serem testados nesta população inicial através da variável **InitialPopulationMatrix**, por exemplo combinações de rotação uniforme para referência, fronteiras de operação, dentre outros.

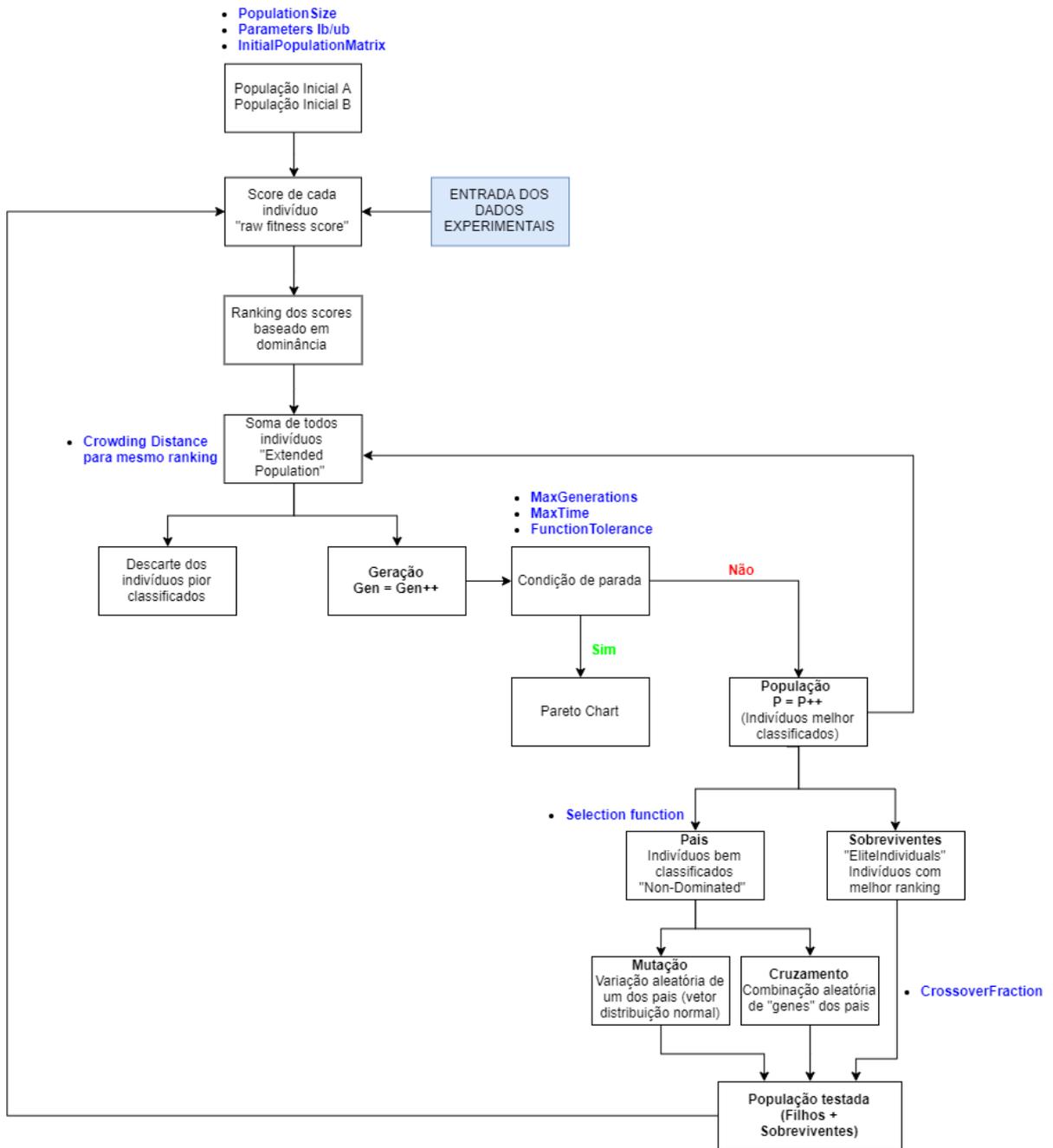


Figura 32 – Diagrama do ciclo de otimização

Por se tratar de uma otimização experimental é necessário que cada indivíduo seja testado separadamente, o que pode ser viabilizado informando ao *software* que a função objetivo é vetorizada. Os objetivos definidos como o coeficientes de arrasto médio e amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação adquiridos em tempo real são armazenados no vetor **Score**. Ao término da testagem de todos indivíduos, eles são ranqueados para a tomada de decisão e somados com os indivíduos do ciclo anterior de iteração. Por este motivo, especificamente na primeira iteração, chamada geração 0, duas populações iniciais são necessárias. Uma outra variável chamada **Crowding Distance** ajuda a definir o critério de desempate para indivíduos igualmente classificados, favorecendo aqueles mais distantes e aumentando a diversidade, conforme discutido esta particularidade em relação ao método clássico NSGA-II. A partir desta população estendida, a metade dos indivíduos com menor classificação são descartados e os melhores são selecionados para sobreviverem, sofrerem mutação ou reproduzirem.

Os indivíduos sobreviventes, também chamados de indivíduos elite, são passados para a geração seguinte exatamente iguais. Outros chamados de pais irão reproduzir, ou seja, terão as velocidades de rotação misturadas a partir do parâmetro **CrossoverFraction** gerando novos indivíduos com variáveis combinadas dos pais, também chamados genes. Outros indivíduos sofrerão mutação, onde as variáveis são levemente modificadas para avaliar se no entorno daquele ponto não resultam em melhores objetivos.

A condição de parada pode ser definida por número de gerações, tempo ou convergência. Enquanto estes critérios escolhidos não são atingidos um novo ciclo iterativo é iniciado.

3.5 Validação da lógica computacional

Para validar a lógica computacional desenvolvida antes dos experimentos no canal de água recirculante, foi proposto testar a comunicação entre os diferentes *softwares*, sistema de atuação dos motores em ambiente externo e o algoritmo de otimização a partir de duas funções conhecidas.

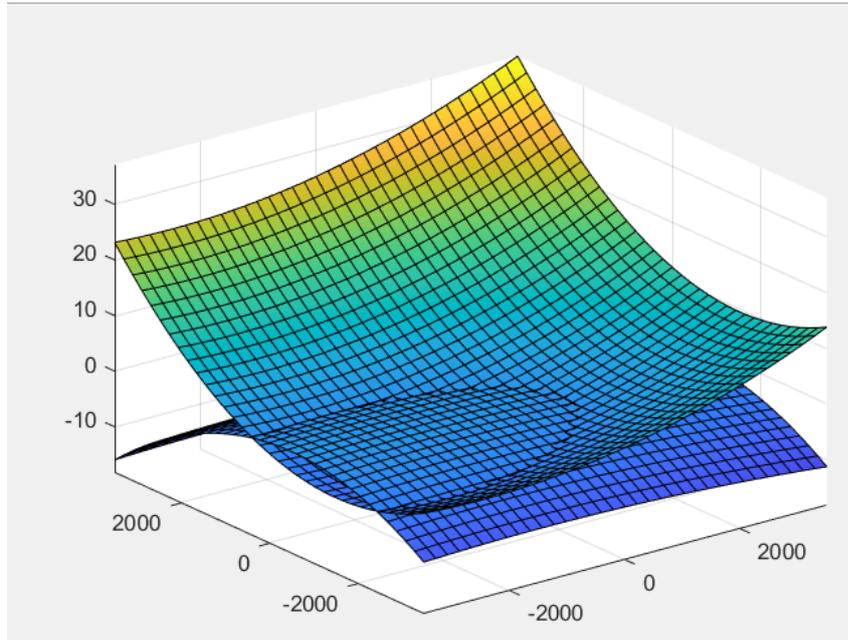


Figura 33 – Validação da lógica computacional: Funções conhecidas utilizadas

As funções conhecidas $f_1(\omega_1, \omega_2)$ e $f_2(\omega_1, \omega_2)$ foram escritas apenas no *software* LabView, que recebe do Matlab as informações de cada indivíduo a ser testado e retorna seu resultado para ser armazenado na matriz **Score** após um tempo especificado.

$$\begin{cases} f_1(\omega) = \left(\frac{\sqrt{10} \times \omega_1}{5000}\right)^2 + \frac{\omega_1}{500} + \left(\frac{\sqrt{10} \times \omega_2}{3000}\right)^2 + \frac{\omega_2}{300} \\ f_2(\omega) = -\left(\left(\frac{\omega_1}{3000}\right)^2 + \frac{\omega_1}{3000} + \left(\frac{\omega_2}{1000}\right)^2 + \frac{\omega_2}{1000}\right) \end{cases} \quad (34)$$

Na condição real de operação o Matlab também enviará as informações das variáveis testadas para que sejam guardadas e usadas no processamento, enquanto a resposta não se dará a partir de uma função mas do resultados obtidos de leitura da célula de carga. A figura 33 apresenta as superfícies correspondentes a estas funções.

Para a validação da comunicação com o ambiente externo, simultaneamente os mesmos indivíduos são informados ao Arduíno, que rotacionará dois motores sem carga na velocidade testada. Por este motivo as funções conhecidas foram criadas dentro do intervalo de operação destes motores, especificado em 3500rpm e devido a capacidade de rotação nos dois sentidos o intervalo foi definido em $-3500 \leq \omega \leq 3500$.

Foi imposto como objetivo minimizar a função f_1 e maximizar a função f_2 . Pelas derivada das expressões temos que não existe um único ponto ótimo, pois os objetivos de cada função separadamente ocorrem em $f_{1(min)}(-2500, -1500) = -5$ e

Ind_Testados =		score	
1.0e+03 *			
3.5000	3.5000	37.1778	18.2778
-1.1967	1.9533	8.9301	5.5291
1.7946	0.1204	5.2948	1.0909
-3.3950	1.8261	7.6124	5.3096
-1.4008	-2.1921	-3.9844	2.3645
0.7164	1.6352	10.0595	4.6048
-2.2193	0.5415	-0.3377	0.6422
-1.2251	-2.5340	-3.1618	3.6457
1.2114	0.0854	3.3026	0.6596

Figura 34 – Validação da lógica computacional: Indivíduos testados e *Score* obtido no primeiro ciclo de iteração

$f_{2(max)}(-1500, -500) = 0.5$, portanto, nenhum dos objetivos pode ser melhorado sem degradar o outro. O problema pode ser escrito na nomenclatura de otimização como

$$\begin{aligned} & \underset{\omega_1, \omega_2}{\text{minimizar}} && f_1(\omega), -f_2(\omega) \\ & \text{sujeito a} && -3500 \leq \omega \leq 3500 \end{aligned} \quad (35)$$

Como parâmetros do otimizador, foi definida uma população com 10 indivíduos seguindo como ponto de partida a estimativa de utilizar 5 vezes o número de variáveis e a condição de parada dada a partir do número máximo de 5 gerações.

A Figura 34 apresenta os valores que foram disponibilizados no *prompt* de comando do Matlab na primeira geração, contendo as variáveis testadas de cada indivíduo da população no lado esquerdo e seu respectivo *Score*.

Se avaliarmos este problema de otimização utilizando o mesmo algoritmo genético mas sem comunicação entre software a ambiente externo, podemos obter a Fronteira de Pareto desejada, realizado com inúmeras iterações e critérios de parada padrão do software. A partir desta referência, a Fronteira de Pareto obtida pela comunicação em tempo real com o ambiente externo pode ser validada, conforme apresentada na figura 35.

Pelo fato de ter sido especificado um pequeno número de gerações $Gen = 5$ e uma população relativamente pequena $P = 10$ se comparado ao processo iterativo padrão do software, o número de pontos encontrados na otimização validada é bem menor, mas mesmo assim os valores encontrados para mínimo e máximo são bem próximos do real.

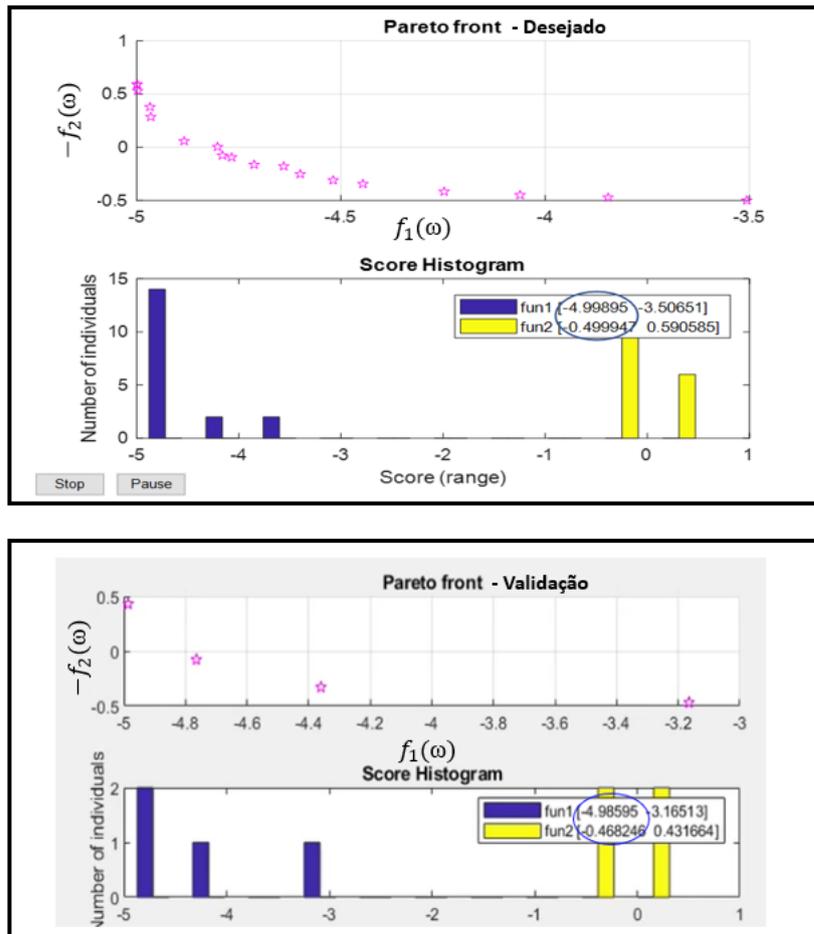


Figura 35 – Validação da lógica computacional: Fronteira de Pareto obtida

Assim, o algoritmo de otimização foi testado e o sistema de comunicação entre os diferentes *softwares* e ambientes validado e pronto para ser testado e adaptado à condição real de experimento. ².

² Uma demonstração deste processo de validação com o algoritmo de otimização em funcionamento no o ambiente externo foi disponibilizado em <https://www.youtube.com/watch?v=nDdf991TydY>

Capítulo 4

Resultados

Seguindo a metodologia apresentada, os resultados obtidos são divididos em experimentos realizados com modelo de cilindro isolado, método de controle passivo, ativo de rotação uniforme e ativo de rotação independente.

Os resultados do experimento com cilindro isolado são utilizados como referência para os métodos de controle e comparados com a literatura como forma de validação da instrumentação utilizada. O pós-processamento dos dados coletados é discutido e o fenômeno de desprendimento de vórtices e seus efeitos nas forças aquisitadas são identificados.

Os experimentos com método de controle passivo foram realizados no mesmo intervalo de velocidade do escoamento do cilindro isolado para avaliar sua eficácia na redução dos coeficientes de arrasto e sustentação. A atuação dos cilindrinhos de controle na esteira é discutida a partir da mudança na frequência de desprendimentos de vórtices observada.

Para os experimentos com método de controle ativo de rotação uniforme, os coeficientes são apresentados em relação à velocidade de rotação normalizada U_c/U , incluindo a condição de rotação nula, possibilitando a obtenção de diferentes curvas para cada condição de escoamento e uma avaliação dos efeitos causados a partir do início da rotação dos cilindrinhos de controle.

Os resultados com cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente são apresentados para os mesmos escoamentos, mas, neste caso, em relação ao coeficiente de potência C_{pow}^{rot} , que possibilita mensurar o consumo energético total para injeção de quantidade de movimento angular no escoamento. Os 10 melhores indivíduos de cada

objetivo são analisados posteriormente para identificar padrões de rotação e contribuir na compreensão da sensibilidade da atuação de cada cilindrinho de controle rotativo. Como a otimização foi realizada com o multi-objetivo de reduzir simultaneamente $\overline{C_D}$ e $\widehat{C_L}$, a relação entre os coeficientes também é representada e discutida.

4.1 Cilindro isolado

O primeiro experimento foi realizado utilizando como modelo o cilindro principal isolado submetido a um escoamento incidente no intervalo de $1 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^4$, que corresponde ao regime onde ocorre a transição turbulenta na camada cisalhante, conforme apresentado na figura 9. Foram medidas as forças resultantes correspondentes a 26 velocidades incidentes uniformemente distribuídas no intervalo, aquisitadas a uma taxa de 100Hz durante 120s, sendo aguardados 60s entre cada mudança na velocidade do escoamento para estabilização do canal.

Os coeficiente de arrasto médio $\overline{C_{D0}}$ e a amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação $\widehat{C_{L0}}$, calculados a partir da medição das forças atuantes na célula de carga, são comparados com valores de referência da literatura obtidos de [Zdravkovich \(1997\)](#) e de [Silva-Ortega \(2015\)](#).

Na figura 36 observamos que os valores obtidos experimentalmente para o coeficiente de arrasto médio apresentaram, ao longo da faixa de Re , uma média de $\overline{C_{D0}} \approx 1.1$, bem próximos da referência na literatura de $\overline{C_{D0}} \approx 1.15$. Já as amplitudes de flutuação do coeficiente de sustentação disponibilizadas na figura 37 apresentaram $\widehat{C_{L0}} \approx 0.11$ ao longo do intervalo, significativamente menores que os valores da literatura de referência estimados em $\widehat{C_{L0}} \approx 0.63$. No entanto, é sabido que a amplitude de flutuação da sustentação é muito sensível às condições de contorno do problema, como intensidade de turbulência e efeitos de tridimensionalidade do escoamento, especialmente nesta faixa de Re ([Norberg \(2001\)](#)).

Como os resultados apresentaram-se bastante estáveis dentro deste regime estudado, assim como se observou na curva de referencia de [Zdravkovich \(1997\)](#) apresentada na figura 9, os valores de referência $\overline{C_{D0}}$ e $\widehat{C_{L0}}$ serão adotados como constantes dentro deste intervalo de Re para comparativo com os métodos de controle.

Uma análise das forças de sustentação F_L no domínio da frequência foi realizada para as amostragens correspondentes a alguns valores de Re dentro do intervalo e apresentada na figura 38. Assumindo que a frequência na oscilação das forças de sustentação aquisitadas

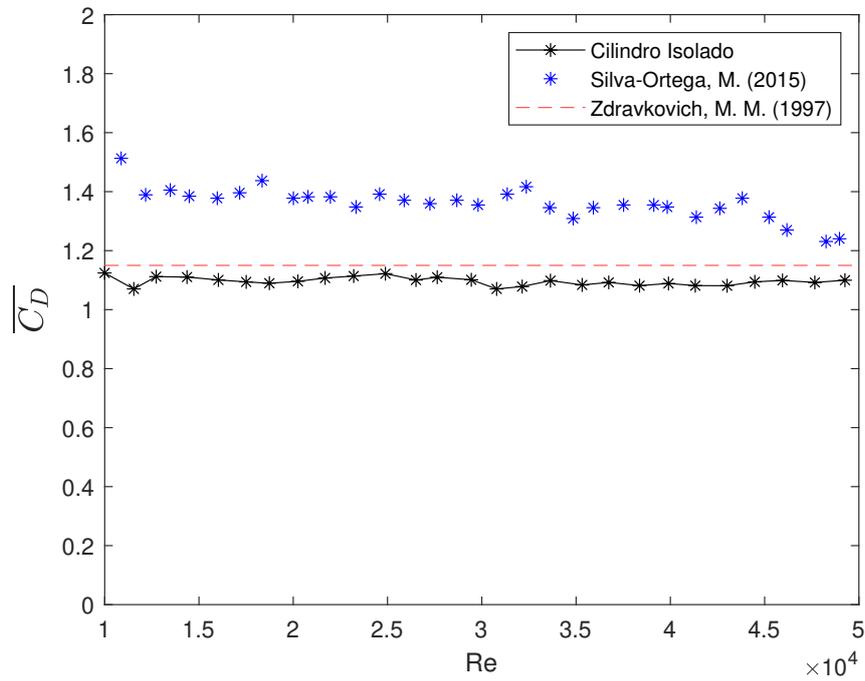


Figura 36 – Cilindro isolado: Coeficiente de arrasto médio em função de Re

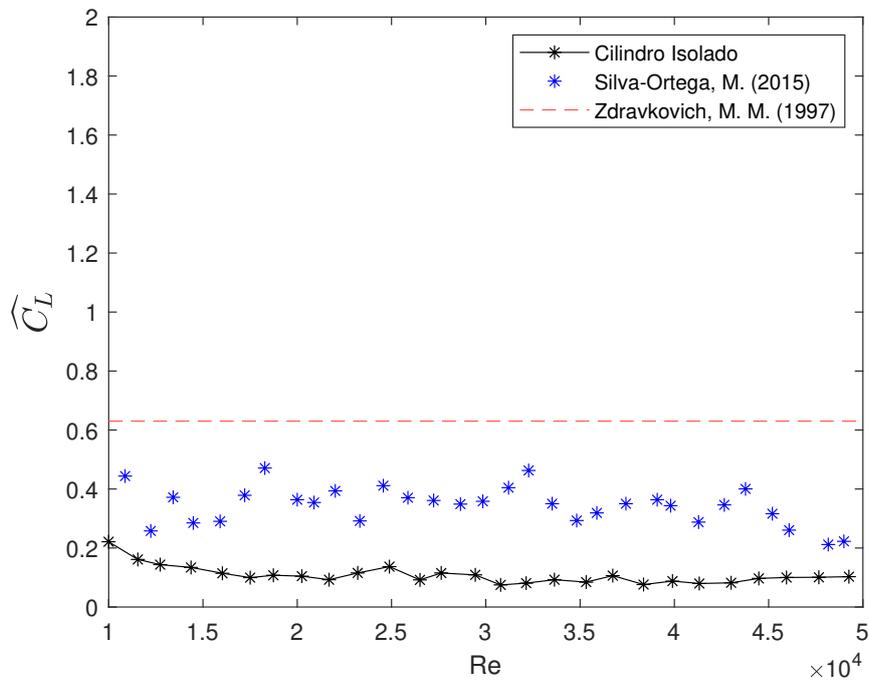


Figura 37 – Cilindro isolado: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função de Re

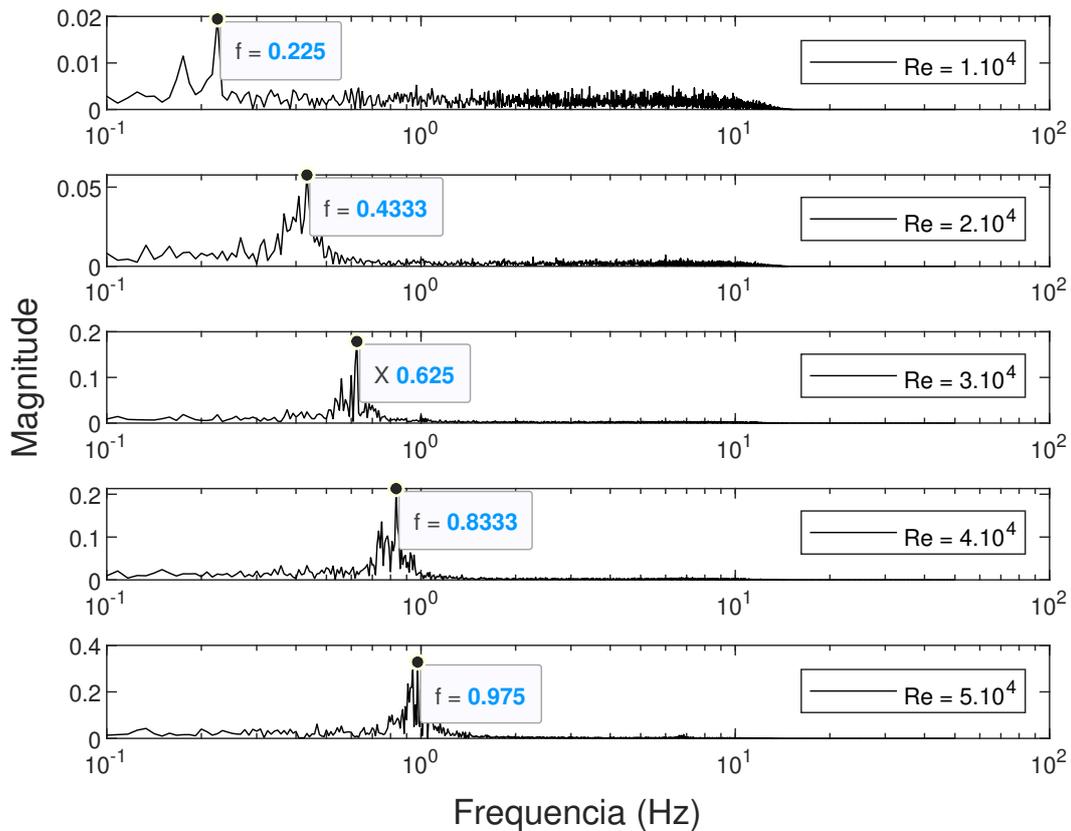


Figura 38 – Cilindro isolado: Espectro de frequência para forças de sustentação

f de maior magnitude seja causada pelo desprendimento de vórtices, e tomando a partir da equação 14 que $f \approx f_s$, os picos observados correspondem à frequência de desprendimento de vórtices. Os valores obtidos para cada escoamento são muito próximos àqueles esperados [0.2 ; 0.4 ; 0.6 ; 0.8 ; 1.0] se adotarmos na equação 12 o valor constante $St = 0.2$.

É esperada também uma assinatura similar nas forças de arrasto aquisitadas devido ao desprendimento de vórtices, com o dobro da frequência de desprendimento de vórtices f_s conforme apresentado na equação 13. No entanto, conforme discutido na seção 2.1, as flutuações nos coeficiente de arrasto devido ao desprendimento de vórtices são muito pequenas neste regime de escoamento. Assim, devido aos ruídos inerentes ao experimento, a frequência de oscilação das forças de arrasto devido ao desprendimento de vórtices não pôde ser observada diretamente, com foi feito com as forças de sustentação.

Extrapolando esta análise para todos os escoamentos analisados, a figura 39 apresenta os números de Strouhal a partir da equação (12). Podemos observar que os valores obtidos apresentaram, ao longo da faixa de Re , uma média de $St \approx 0.21$, bem próximos da referência na literatura de $St \approx 0.2$ a partir dos resultados de Norberg (2001).

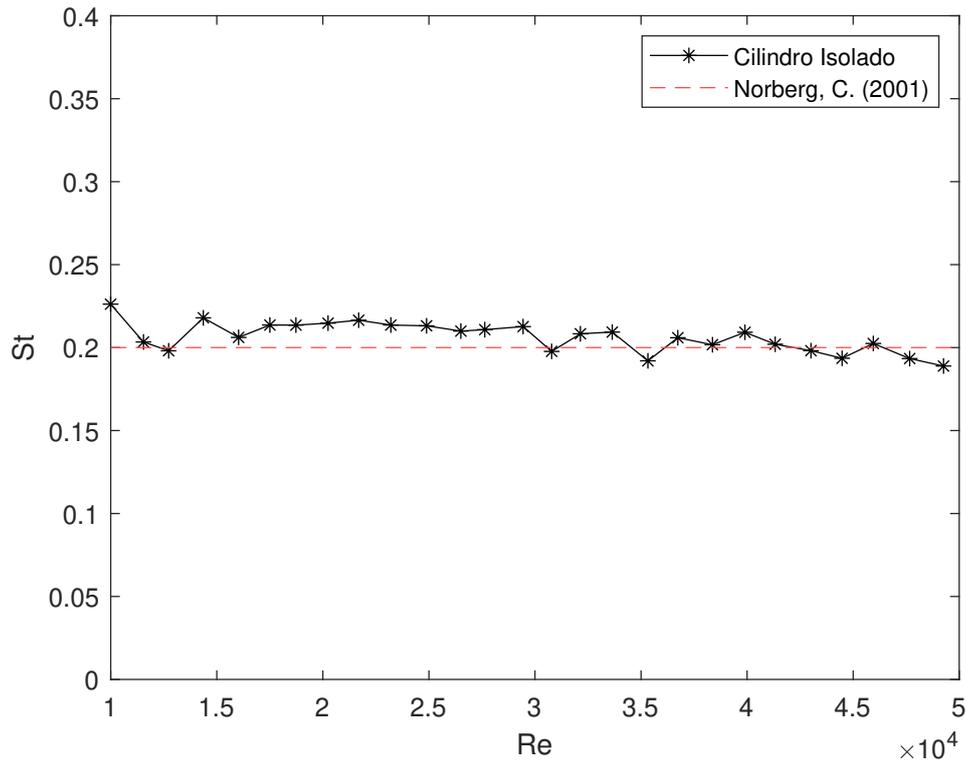


Figura 39 – Cilindro isolado: Número de Strouhal

4.2 Cilindrinhos de controle fixos

Assim como feito para o cilindro isolado, para o modelo com supressores passivos foram analisadas 26 velocidades incidentes no intervalo de $1 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^4$, na mesma taxa de aquisição de 100Hz, durante 120s e tempo de estabilização de 60s entre mudanças no escoamento. Foi realizado o alinhamento do modelo no canal para garantir a simetria geométrica, conforme descrito no capítulo 3. Os coeficientes $\overline{C_D}$ e $\widehat{C_L}$ são comparados com o valor médio calculado a partir do experimento com o cilindro isolado e apresentados nas figuras 40 e 41 respectivamente.

A partir destes resultados, observamos que apenas adicionar os 8 cilindrinhos fixos não proporcionou redução do coeficiente de arrasto médio, que aumentou no mínimo 23% em relação ao cilindro isolado. Este aumento no coeficiente de arrasto também foi observado nos experimentos com os mesmos parâmetros geométricos realizados por [Silva-Ortega \(2015\)](#) e reproduzido na mesma figura.

Conforme discutido na seção 2.2.2, é possível que a presença de cilindrinhos na região da esteira do cilindro principal causem distúrbios no fenômeno de geração e desprendimento de vórtices resultando em alguma queda na força de arrasto médio. No entanto, devido à

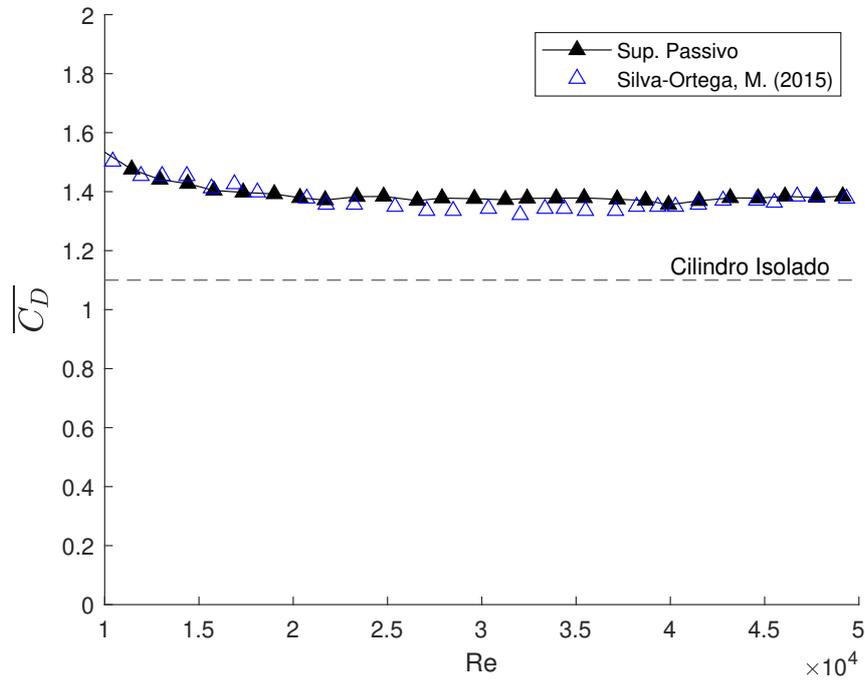


Figura 40 – Cilindrinhos de controle fixos: Coeficiente de arrasto médio em função de Re

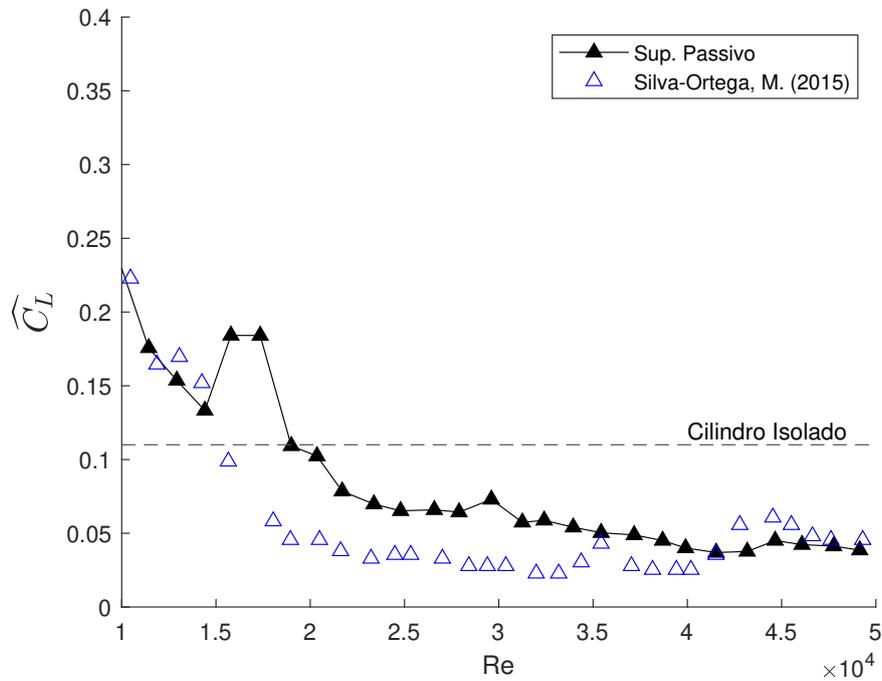


Figura 41 – Cilindrinhos de controle fixos: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função de Re

distribuição uniforme dos cilindrinhos de controle, também são esperados pares posicionados antes do ponto de separação, que, além de não auxiliarem no controle do escoamento, devem adicionar forças de arrasto devido ao aumento da área frontal do modelo.

Para a amplitude de flutuação dos coeficientes de sustentação, constatamos que a adição dos cilindrinhos de controle reduziu \widehat{C}_L na maioria dos pontos coletados dentro do intervalo, resultando em uma taxa máxima de redução deste coeficiente de até 66%. Neste caso, a interpretação é que houve interferência positiva dos cilindrinhos de controle na esteira do cilindro principal e que, diferentemente da força de arrasto, aqueles cilindrinhos de controle fixos fora da região separada não devem adicionar flutuações significativas nas forças de sustentação. Os pontos que apresentaram valores de amplitude de flutuação acima da referência de cilindro isolado foram nos escoamentos de menor velocidade incidente, em $Re \leq 2 \times 10^4$, onde se avalia que a parcela da força de atrito viscoso seja significativa e que, devido à menor magnitude das forças adquiridas, os ruídos experimentais sejam mais evidentes no cálculo dos coeficientes.

A interferência no desprendimento de vórtices pela presença dos cilindrinhos de controle pode ser observada na figura 42. Foi observado, durante a análise no domínio da frequência, que o modelo com os controladores passivos apresenta um pico significativo em $f \approx 6.3$ Hz, não relacionado diretamente ao fenômeno de desprendimento de vórtices. Por este motivo alguns valores elevados de St foram obtidos nos escoamentos de menor velocidade incidente.

Considerando apenas o intervalo de $2 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^4$ onde o ruído não afetou os resultados, o número de Strouhal médio diminuiu de $St \approx 0.2$ para $St \approx 0.02$, uma redução na frequência de desprendimento de vórtices da ordem de 90%. Isto pode indicar estar havendo uma significativa mitigação da formação de vórtices na esteira próxima. Em comparativo com dados da literatura, observou-se na figura 12 reproduzida de [Strykowski e Sreenivasan \(1990\)](#) que um único cilindrinho de controle em escoamentos de baixo Re resultou em diminuição na ordem de 30% em f_s .

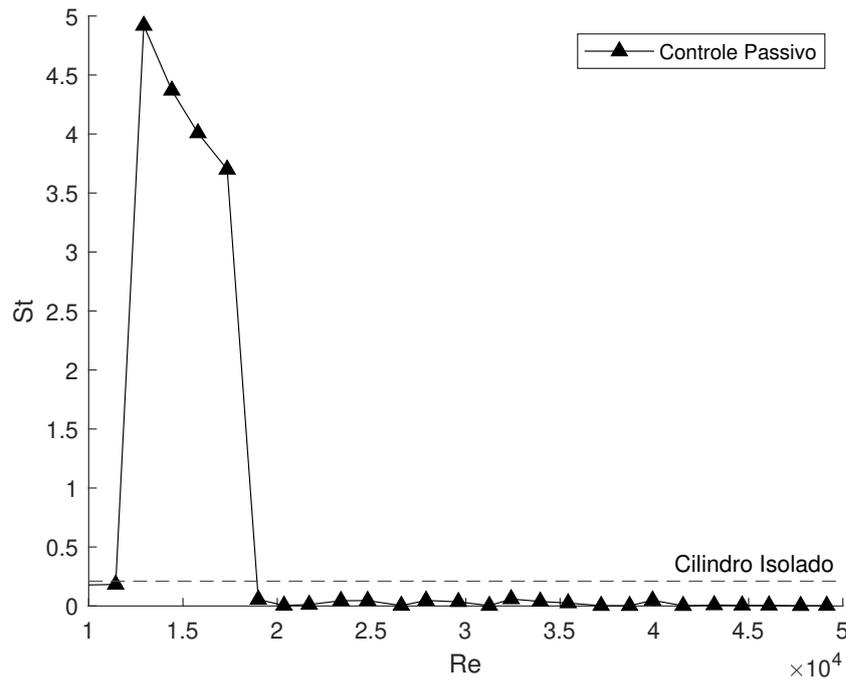


Figura 42 – Cilindrinhos de controle fixos: Número de Strouhal em função de Re .

4.3 Cilindrinhos de controle com rotação uniforme

Os experimentos com método de controle ativo de rotação uniforme foram conduzidos por 120s a uma taxa de 100Hz e estabilização de 20s entre cada alteração na rotação dos indivíduos. Foi realizado o alinhamento do modelo no canal (simetria geométrica) e foram testados efeitos das rotações num único sentido, conforme detalhado na seção 3.1.

Foram avaliados os coeficientes de arrasto médio $\overline{C_D}$ e amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação $\widehat{C_L}$ em relação à velocidade de rotação dos cilindrinhos de controle apresentada na forma adimensional U_c/U com passo de 0.1 entre cada medição nos diferentes escoamentos de $Re = [1 \times 10^4 ; 2 \times 10^4 ; 3 \times 10^4 ; 4 \times 10^4]$. Por estarem dentro do mesmo regime, inicialmente é esperado um comportamento semelhante entre os diferentes escoamentos, mas, enquanto aqueles de menor Re possibilitam uma busca mais ampla nas razões de rotação testadas, aqueles de maior Re apresentam menor incerteza devido à magnitude das forças aquisitadas ser maior.

4.3.1 Redução do arrasto

Para os coeficientes de arrasto médio apresentados da figura 43, os maiores valores observados foram com os cilindrinhos de controle parados. Ao se iniciar a rotação dos cilindrinhos de controle os coeficientes rapidamente reduziram, sendo menores em relação aos do cilindro isolado já a partir de $U_c/U \approx 1$. A máxima de redução de $\overline{C_D}$ foi de quase 30% verificada para o escoamento em $Re = 1 \times 10^4$ quando $U_c/U = 1.7$. A tabela 5 apresenta os resultados das taxas máxima e mínima de redução no coeficiente de arrasto médio e a respectiva razão de rotação para cada escoamento analisado.

A partir destes resultados, pode-se observar que as maiores taxas de redução do arrasto médio foram obtidas em uma razão de rotação $U_c/U \approx 2$, principalmente nos escoamentos de maior Re onde a incerteza é menor. Este resultado se mostrou inesperado e muito positivo, pois uma queda acentuada da força de arrasto médio nesta razão de velocidade de rotação não havia sido capturada na simulação numérica de em Assi, Orselli e Silva-Ortega (2018). A continuidade dos resultados dentro de um passo pequeno utilizado entre as mudanças de velocidade confirma que, no entorno desta velocidade de rotação, algum fenômeno de alteração do escoamento ocorre e que ainda precisa ser estudado mais profundamente para melhor compreensão.

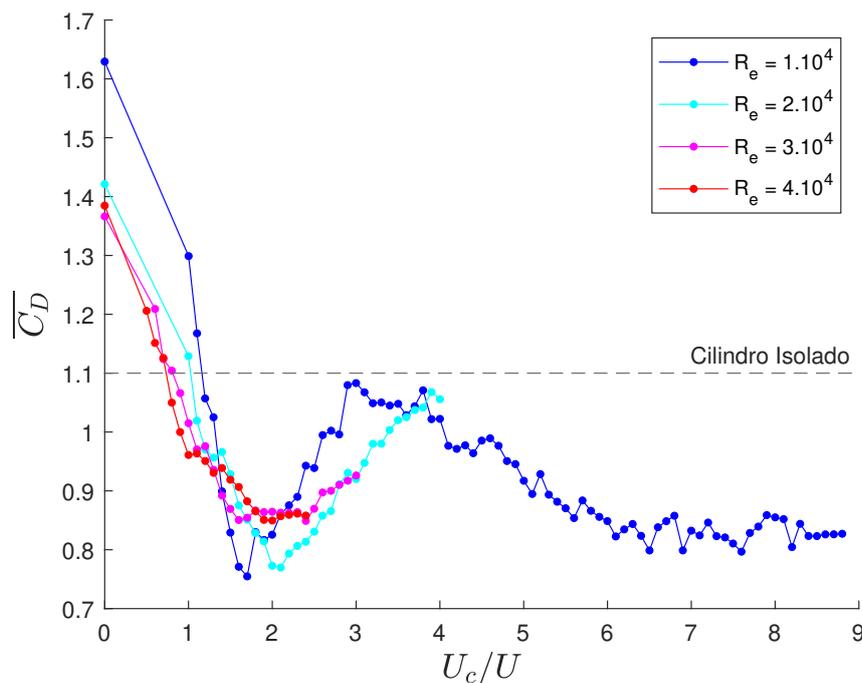


Figura 43 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Coeficiente de arrasto médio em função de U_c/U .

Tabela 5 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Taxas máxima e mínima de redução no coeficiente de arrasto médio e respectiva razão de velocidade de rotação

Escoamento Re	Indivíduo		Maior \overline{C}_D	
	Menor \overline{C}_D			
	η_D	U_c/U	η_D	U_c/U
1×10^4	29.5%	1.7	-56.2%	0
2×10^4	29.0%	2.1	-25.8%	0
3×10^4	21.7%	2.1	-25.6%	0
4×10^4	17.4%	1.9	-33.8%	0

Com o aumento na velocidade de rotação dos cilindrinhos de controle, o arrasto volta a subir atingindo um pico local entre $3 < U_c/U < 4$, ainda menor que o arrasto de um cilindro isolado. No escoamento em $Re = 1 \times 10^4$, único em que foi possível testar rotações superiores a $U_c/U = 4$, se observou uma queda gradativa de \overline{C}_D entre $4 < U_c/U < 7$ e estabilização entre $7 < U_c/U < 9$, atingindo taxa de redução do arrasto médio de até 27% em $U_c/U = 6.5$, porém menor a eficiência de quase 30% observada em $U_c/U = 1.7$.

A eficiência energética de redução do arrasto médio em relação à velocidade uniforme de rotação dos cilindrinhos de controle é apresentada na figura 44.

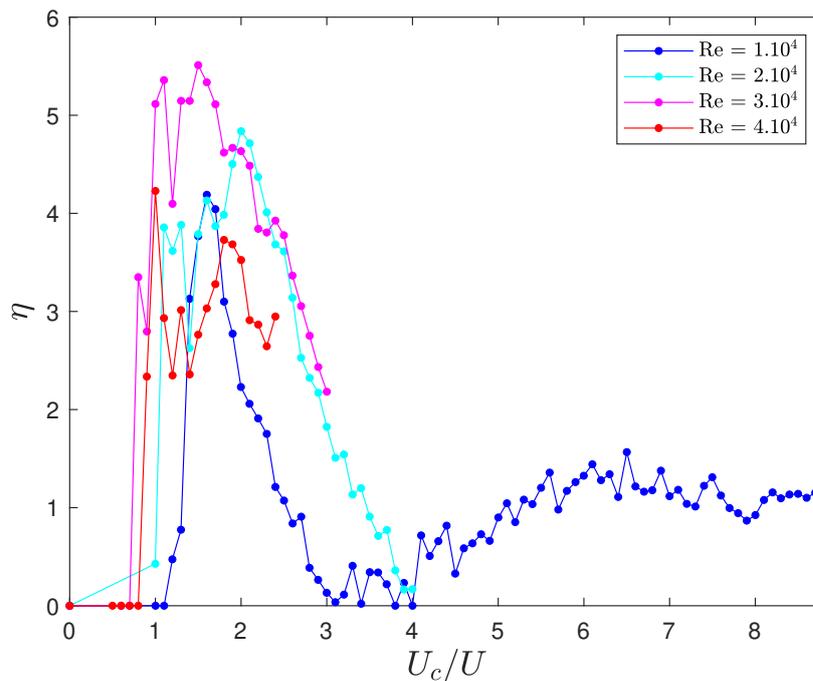


Figura 44 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Eficiência energética para a redução de arrasto médio em função de U_c/U .

Tabela 6 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Eficiência energética máxima e respectiva razão de rotação

Re	Max η	U_c/U
1×10^4	4.2	1.6
2×10^4	4.8	2
3×10^4	5.5	1.5
4×10^4	4.2	1

Conforme descrito anteriormente, quando o atuador aumentar o arrasto médio em relação àquele do cilindro isolado, a eficiência será considerada nula. Observamos que a máxima eficiência energética foi de $\eta = 5.5$ no escoamento em $Re = 3 \times 10^4$. A tabela 6 apresenta os resultados de maior eficiência energética para redução de arrasto e a respectiva razão de rotação para cada escoamento analisado. Com exceção do escoamento em $Re = 1 \times 10^4$, pode-se interpretar que a razão de rotação que apresentou maior eficiência diminui conforme a velocidade do escoamento incidente aumenta, não havendo, portanto, um entorno de razão uniforme ótimo para todas as condições de escoamento.

4.3.2 Redução da sustentação

O segundo objetivo de redução na amplitude de flutuação dos coeficientes de sustentação é apresentado na figura 45, onde observamos um comportamento oposto ao do coeficiente de arrasto médio. Todos os escoamentos apresentaram os menores coeficientes na condição de cilindrinhos de controle fixos com taxas de redução de 59% para o escoamento em $Re = 4 \times 10^4$.

Com o início das rotações testadas, um aumento súbito na amplitude de flutuação foi observado. O fenômeno envolvido neste aumento significativo de \widehat{C}_L para $U_c/U \approx 1.5$ e 0.7 necessita de maior investigação, pois não havia sido capturado em análises numéricas de configuração similar. A partir deste pico se observou uma queda acentuada na amplitude de flutuação das forças de sustentação conforme a velocidade de rotação aumentou, mas ainda acima dos valores observados na condição de cilindrinhos de controle fixos.

Assim como foi observado no experimento com controlador passivo, os escoamentos de menor Re também apresentaram os maiores valores para a amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação. As curvas de $Re = 1 \times 10^4$ e 2×10^4 , por apresentarem menor

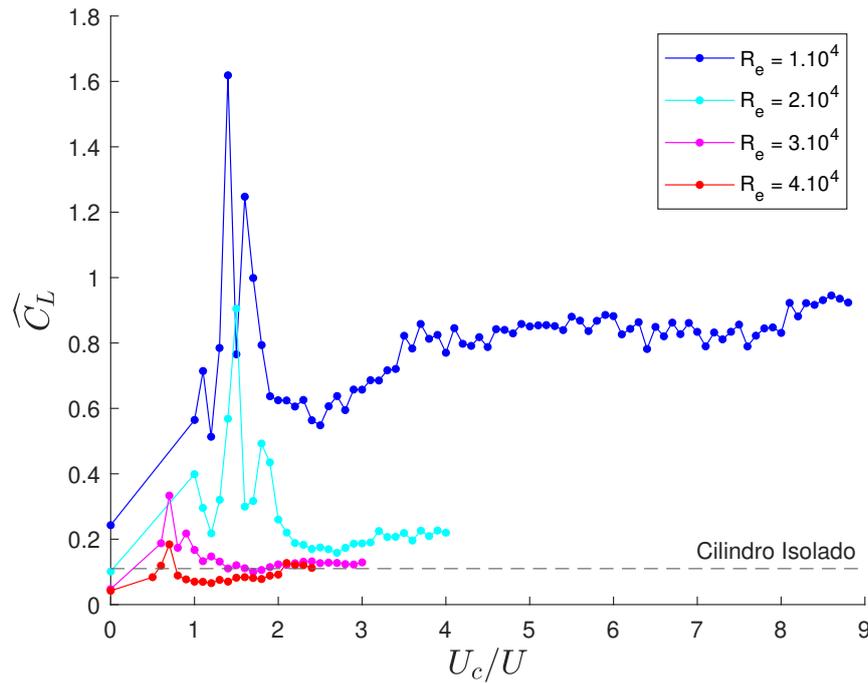


Figura 45 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função de U_c/U .

magnitude das forças aquisitadas, são mais sensível às incertezas do sistema de medição no cálculo dos coeficientes, além da adição de vibração causada pela rotação dos motores que são rigidamente montados no modelo. Deste modo, a grande variação nos resultados obtidos entre os diferentes escoamentos, inclusive o fato de nenhuma rotação ter produzido \hat{C}_L menor que a de um cilindro isolado para o escoamento em $Re = 1 \times 10^4$, pode ser interpretada como resultante dos ruídos experimentais.

A tabela 7 apresenta as maiores e menores taxas de redução na amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação, onde os valores negativos representam a condição de aumento nos coeficientes em relação ao cilindro isolado.

4.3.3 Relação entre a redução do arrasto e da sustentação

Se avaliarmos a relação entre o coeficiente de arrasto médio e a amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação, podemos representar na figura 46 os pontos obtidos com rotação uniforme dos cilindrinhos de controle. Ao incluir os valores de referência do cilindro isolado para cada coeficiente a figura fica dividida em 4 quadrantes, dos quais podemos identificar que apenas aqueles pontos presentes no 3º quadrante atendem ao objetivo de reduzir simultaneamente ambos os coeficientes. Para manter a simetria na

Tabela 7 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Taxas máxima e mínima de redução na amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação e respectiva razão de velocidade de rotação

Escoamento	Indivíduo	Menor \widehat{C}_L		Maior \widehat{C}_L	
		η_L	U_c/U	η_L	U_c/U
	1×10^4	-132.8%	0	-1381%	1.4
	2×10^4	10.3%	0	-716%	1.5
	3×10^4	56.3%	0	-207%	0.7
	4×10^4	59.1%	0	-79.6%	0.7

figura, os eixos foram limitados desconsiderando pontos muito distantes dos objetivos de referência, e, portanto, nenhum resultado do escoamento em $Re = 1 \times 10^4$ foi ilustrado.

A partir destes resultados observamos que rotacionar todos os cilindros uniformemente foi capaz de reduzir simultaneamente os coeficientes de arrasto médio e amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação, pois foram obtidas razões de rotação especificamente nos escoamentos de $Re = 3 \times 10^4$ e 4×10^4 que atendem estes dois objetivos.

Analisando especificamente o escoamento em $Re = 4 \times 10^4$ (figura 47), que foi aquele que apresentou mais pontos no 3º quadrante, podemos aplicar a metodologia de dominância e conectar por uma linha aqueles considerados não dominantes que resultam na Fronteira de Pareto. Percebemos que a relação de objetivos conflitantes é visível nesta representação, ou seja, a solução obtida é um conjunto de pontos ótimos, onde nenhum dos objetivos pode ser melhorado sem degradar o outro e todos os pontos conectados são considerados igualmente bons. Neste caso, dentre os indivíduos obtidos que simultaneamente reduzem ambos os objetivos, destaca-se que, para o arrasto médio, a maior taxa de redução foi de $\eta_D = 17\%$ ($\eta_L = 14\%$) com velocidade de rotação de $U_c/U = 1.9$ e para a amplitude de flutuação na força de sustentação a maior taxa foi de $\eta_L = 36\%$ ($\eta_D = 8\%$) com velocidade de rotação de $U_c/U = 1.2$.

A tabela 8 apresenta as taxas de redução η_D e η_L para todos indivíduos presentes no terceiro quadrante e sua respectiva rotação, destacados em negrito aqueles indivíduos pertencentes à Fronteira de Pareto. Percebemos que todos aqueles indivíduos capazes de reduzir simultaneamente \overline{C}_D e \widehat{C}_L para o escoamento em $Re = 4 \times 10^4$ estão dentro do intervalo de $0.9 \leq U_c/U \leq 2.0$. Estes indivíduos são representados na figura 48, onde se

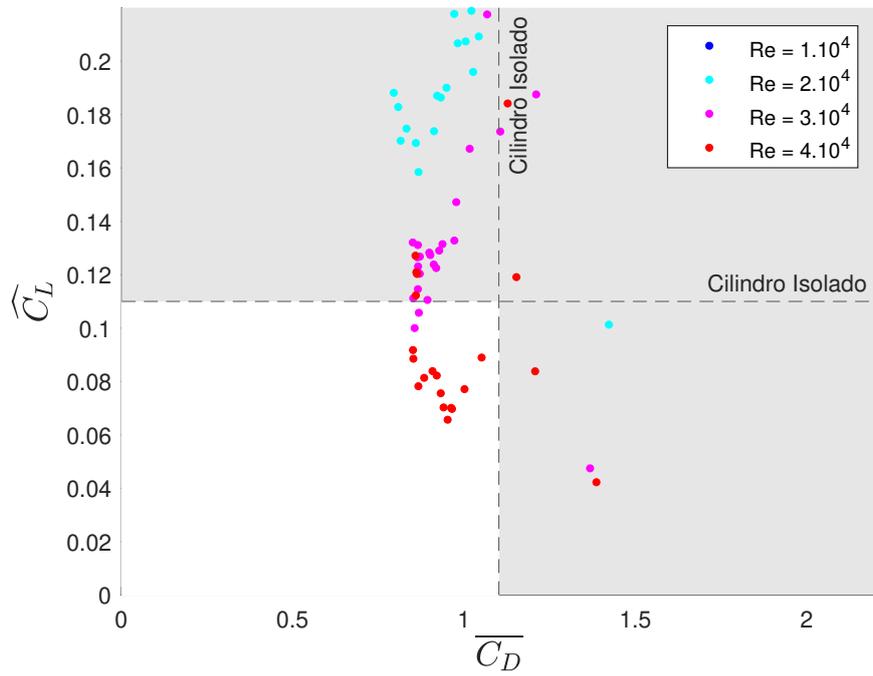


Figura 46 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de arrasto médio

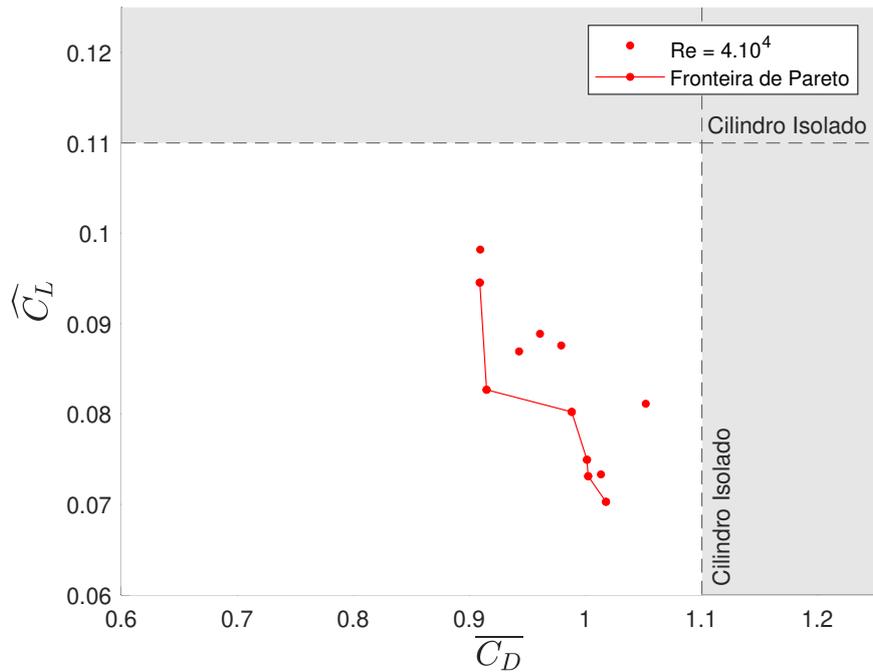


Figura 47 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de arrasto médio - Fronteira de Pareto, apenas $Re = 4 \times 10^4$

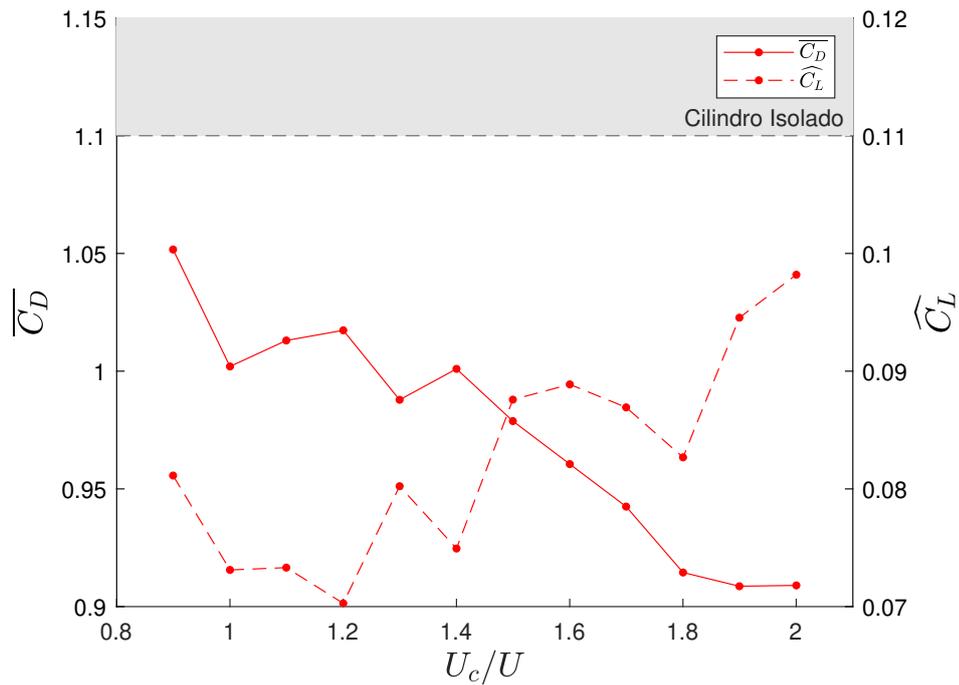


Figura 48 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Coeficiente de arrasto médio e amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função da velocidade de rotação dos cilindrinhos - Apenas indivíduos do terceiro quadrante, $Re = 4 \times 10^4$

observa que, de uma forma geral para este intervalo, aumentar a rotação dos cilindrinhos de controle foi favorável à redução no arrasto, enquanto o inverso foi observado para a amplitude de flutuação da sustentação.

Para saber se podem existir combinações de rotação capazes de reduzir ainda mais cada coeficiente separadamente, ambos coeficientes simultaneamente, ou que sejam mais eficientes do ponto de vista energético para redução de arrasto médio, os resultados obtidos no experimento com rotações independentes realizado serão comparados com os resultados com rotação uniforme.

4.4 Cilindrinhos de controle com rotações independentes

Os experimentos com cilindrinhos de controle com rotações independentes foram coletados por 120s a uma taxa de 100Hz, e estabilização de 20s entre cada alteração da rotação dos indivíduos. Foi realizado o alinhamento do modelo no canal (simetria geométrica), imposto que as rotações sejam espelhadas em relação ao escoamento (simetria

Tabela 8 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade uniforme: Taxas de redução nos coeficientes de arrasto médio e amplitude de flutuação dos coeficientes de sustentação para cada rotação presente no terceiro quadrante - $Re = 4 \times 10^4$

U_c/U	η_D	η_L
0.9	4.4%	26.3%
1.0	8.9%	33.5%
1.1	7.9%	33.4%
1.2	7.5%	36.1%
1.3	10.2%	27.1%
1.4	9.0%	31.9%
1.5	11.0%	20.4%
1.6	12.7%	19.2%
1.7	14.3%	21.0%
1.8	16.9%	24.8%
1.9	17.4%	14.1%
2.0	17.4%	10.7%

de atuação) e foram testados os efeitos das rotações num único sentido, conforme detalhado na seção 3.1.

Os experimentos foram conduzidos para os escoamentos de $Re = [1 \times 10^4 ; 2 \times 10^4 ; 3 \times 10^4 ; 4 \times 10^4]$. O parâmetro de incerteza I da variação da rotação foi adotado como 200 rpm, portanto, seriam necessários 10.000 experimentos pra cobrir todo o espaço amostral, caso a busca fosse realizada por varredura exaustiva conforme equação 31.

O tamanho da população e número máximo de gerações foram variados entre os escoamentos como forma de avaliar as consequências na obtenção dos mínimos locais e custo experimental. O número total de experimentos planejados a partir destas variáveis pode ser relacionado por $E = P \times Gen + P$, lembrando-se que na primeira geração são necessárias duas populações para iniciar o processo de cruzamento e mutações.

A tabela 9 apresenta os parâmetros utilizados em cada escoamento, a quantidade de experimentos esperada antes da simulação e o número final de experimentos efetivamente realizados, considerando a lógica computacional que evita a repetição de experimentos dentro da margem de incerteza.

Tabela 9 – Parâmetros de entrada e número de experimentos realizados em relação ao espaço amostral

Re	Varredura Exaustiva	Otimização				
		<i>I</i>	<i>P</i>	<i>Gen</i>	<i>E</i> (planejado)	<i>E</i> (executados)
1×10^4	10.000	200	10	20	210	102
2×10^4	10.000	200	20	20	420	168
3×10^4	10.000	200	20	12	260	147
4×10^4	10.000	200	10	30	310	141

4.4.1 Rotações de referência

Os resultados com atuador ativo de rotação uniforme mostraram significativa influência da velocidade de rotação nas forças aquisitadas. Se forem avaliadas apenas as razões de rotação inteiras, é de se esperar que o comportamento dos pontos de inflexão descrito também seja capturado. Por serem poucos pontos, os mesmos foram adicionados ao experimento de rotação independente na população inicial como rotações de referência, proporcionando uma boa comparação a respeito da efetividade e consumo energético em se rotacionar os cilindrinhos de controle de forma independente sem grande impacto no número de experimentos, além de servirem como indivíduos que podem passar genes importantes na diversidade das buscas.

Foram avaliadas todas as razões inteiras U_c/U possíveis dentro do intervalo de operação dos motores. Estes indivíduos foram adicionados na população inicial do ciclo de otimização, de modo que seus resultados contribuíssem para a primeira geração de novos indivíduos testados. A tabela 10 apresenta para cada escoamento analisado quais razões de rotação inteiras foram possíveis dentro dos limites inferior e superior de rotação aplicada aos motores.

4.4.2 Análise de incerteza

Como o ciclo de otimização pode durar várias horas até atingir a convergência ou critérios de parada, foi escolhido um escoamento em $Re = 4 \times 10^4$ para análise da repetibilidade dos resultados, considerando as incertezas de medição e atuação presentes

Tabela 10 – Razões de rotação inteiras

Re	U_c/U
1×10^4	0 – 2 3 4 5 6 7 8
2×10^4	0 1 2 3 4
3×10^4	0 1 2 3
4×10^4	0 1 2

no experimento. Os indivíduos de referência com rotação uniforme foram medidos antes e depois do ciclo de otimização e os coeficientes de arrasto médio $\overline{C_D}$ e amplitude de flutuação na sustentação $\widehat{C_L}$ calculados apresentaram um desvio máximo de $\pm 5\%$.

A partir destes resultados constatamos que, mesmo após horas de experimento, a repetibilidade nos resultados se mostrou satisfatória.

4.4.3 Ciclos de otimização

Todos os ciclos de otimização foram realizados com o objetivo de minimizar simultaneamente $\overline{C_D}$ e $\widehat{C_L}$. Para auxiliar na discussão e visualização dos resultados, cada objetivo será apresentado separadamente e, por fim, a relação entre ambos.

4.4.4 Redução do arrasto

As figuras 49 a 52 apresentam o coeficientes de arrasto médio líquido $\Delta\overline{C_D}$ em função do coeficiente de potência C_{pow}^{rot} para cada um dos escoamentos avaliados. Esta representação dos coeficientes possibilita adicionar os limites de eficiência energética máxima e mínima apresentados no capítulo 2. Os indivíduos que apresentaram maiores e menores taxas de redução no coeficiente de arrasto, bem como aqueles de maior eficiência energética foram destacados por estrelas. Já aqueles indivíduos com rotação uniforme de razão U_c/U inteira que foram utilizados como referência são identificados nas figuras por um quadrado vermelho seguido da respectiva rotação.

A tabela 11 apresenta, para os escoamentos analisados, os indivíduos com menores e maiores coeficiente de arrasto, tanto para rotação independente, quanto para aqueles de referência com rotação uniforme. Os indivíduos de rotação inteira uniforme de menor $\overline{C_D}$ foram obtidos na rotação $U_c/U = 2$, enquanto os de maior $\overline{C_D}$ na condição de cilindrinhos

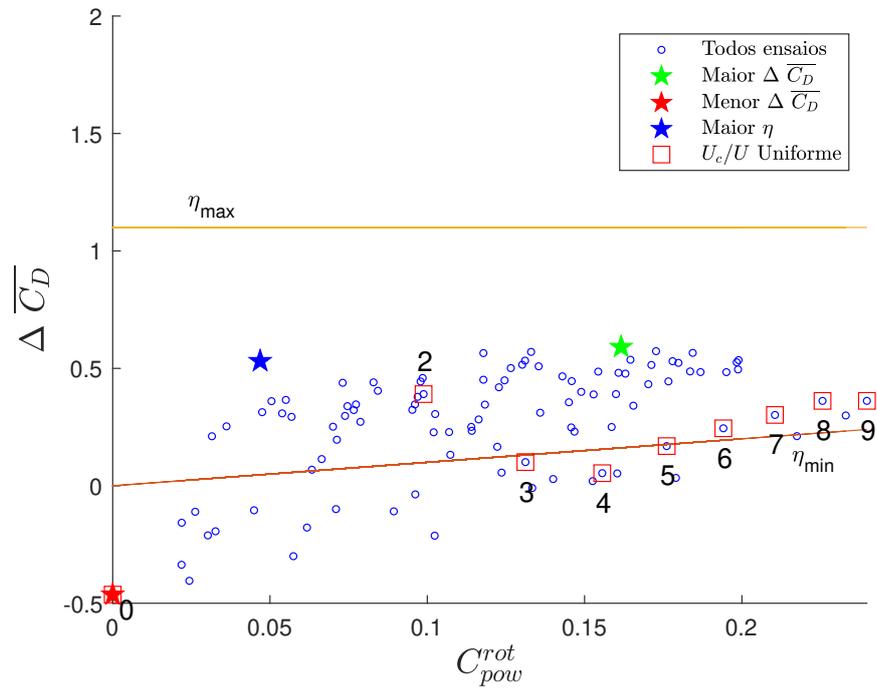


Figura 49 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência - $Re = 1 \times 10^4$

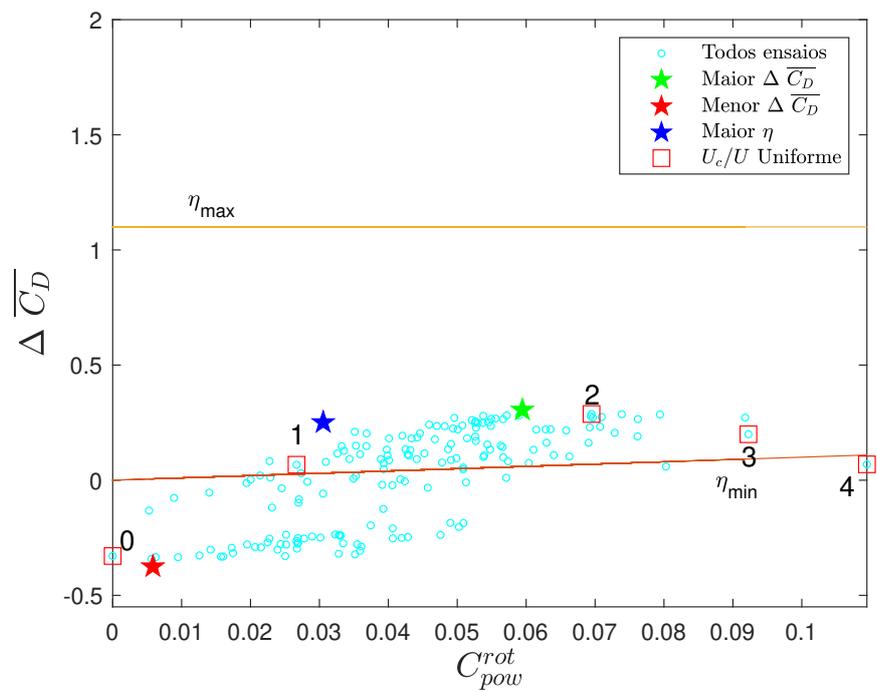


Figura 50 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência - $Re = 2 \times 10^4$

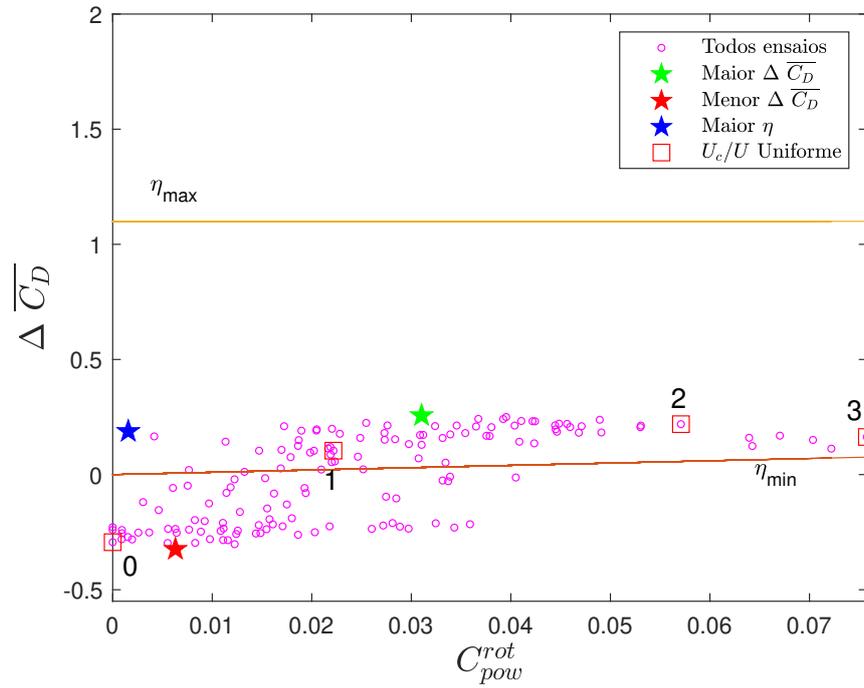


Figura 51 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência - $Re = 3 \times 10^4$

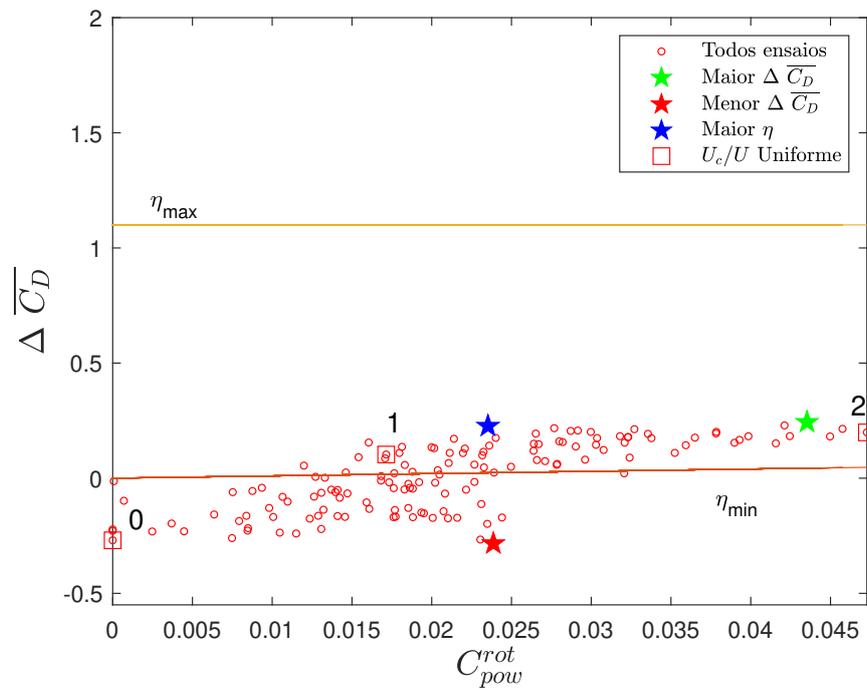


Figura 52 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência - $Re = 4 \times 10^4$

Tabela 11 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Menores e maiores coeficientes de arrasto médio

Indivíduo Escoamento	Menor $\overline{C_D}$				Maior $\overline{C_D}$			
	rotação indep.		rotação unif.		rotação indep.		rotação unif.	
Re	η_D	C_{pow}^{rot}	η_D	C_{pow}^{rot}	η_D	C_{pow}^{rot}	η_D	C_{pow}^{rot}
1×10^4	53.1%	0.16	35.5%	0.10	-42.1%	0	-42.1%	0
2×10^4	27.8%	0.06	26.1%	0.07	-34.1%	0.006	-29.9%	0
3×10^4	23.3%	0.03	19.9%	0.06	-29.4%	0.006	-26.7%	0
4×10^4	22.1%	0.04	18.1%	0.05	-24.5%	0.024	-32.5%	0

de controle fixos $U_c/U = 0$, conforme esperado a partir dos resultados discutidos na seção 4.3.1.

Para os indivíduos apresentados com menor $\overline{C_D}$, mesmo que em todos os escoamentos analisados tenham sido encontradas taxas de redução no coeficiente de arrasto médio maiores para a condição de rotação independente se comparadas àquelas apresentadas pelos indivíduos de referência com rotação uniforme, observamos que a diferença foi pequena (menos de 5%, com exceção de $Re = 1 \times 10^4$). Levando-se em consideração que nestes experimentos apenas as razões de rotação inteiras foram testadas como referência, bem como a existência de incertezas de medição e atuação discutidas na seção 4.4.2, pode-se concluir que, em comparação às taxas observadas na condição de rotação uniforme, rotacionar de forma independente os cilindrinhos de controle não resultou em ganho significativo na taxa de redução de $\overline{C_D}$.

Similarmente para os indivíduos apresentados com maior $\overline{C_D}$, mesmo que tenham sido obtidos alguns indivíduos com rotação independente com taxas de redução um pouco menores que aquelas observadas na condição de cilindrinhos de controle fixos, a diferença também foi considerada pequena (menor que 5% para todos escoamentos, inclusive em $Re = 1 \times 10^4$ o maior $\overline{C_D}$ foi na condição de cilindrinhos fixos). Neste caso, seria precipitado interpretar que de uma forma geral os maiores arrastos são na condição de cilindrinhos de controle fixos, porque o algoritmo de otimização foi definido para buscar apenas o menor arrasto, logo convergiu neste sentido. Por outro lado é possível concluir que, ao contrário do experimento com rotação uniforme, em que a partir do início da rotação dos cilindrinhos de controle o arrasto necessariamente diminuiu, para a condição de rotação independente

nem toda injeção de quantidade de movimento angular no escoamento resultou em redução de $\overline{C_D}$, pois depende de quais cilindrinhos são rotacionados para que o método seja efetivo.

Para encontrar quais cilindrinhos de controle que, quando rotacionados, resultaram em uma maior redução no arrasto, ou seja, avaliar a sensibilidade de cada posição no entorno do cilindro principal para o objetivo de redução no arrasto, os indivíduos foram avaliados quanto à sua eficiência energética. Este objetivo secundário auxilia nesta identificação, pois enquanto os indivíduos de menor $\overline{C_D}$ podem apresentar altas rotações de cilindrinhos de controle com pouca influência neste objetivo, aqueles indivíduos mais eficientes provavelmente rotacionam apenas os cilindrinhos realmente importantes para redução do arrasto.

4.4.5 Eficiência energética para redução do arrasto

Os valores de eficiência energética com objetivo de redução do arrasto médio para cada escoamento analisado são apresentados nas figuras 53 a 56 em relação ao coeficiente de potência. Os limites máximo e mínimo utilizados foram aqueles discutidos na revisão da literatura expressos pelas equações 26 e 28. Observamos que, em todos escoamentos avaliados, foram encontrados indivíduos que apresentaram tanto valores inferiores quanto superiores ao valor mínimo desejado. Já para o limite máximo de eficiência, observa-se que ainda existem oportunidades de aumento na eficiência, mas deve-se considerar que a restrição imposta de buscar desenvolver um supressor omnidirecional a partir da distribuição uniforme dos cilindrinhos de controle deve afetar diretamente a queda na eficiência energética. Isto porque os cilindrinhos podem não estar posicionados na configuração ótima ao redor do corpo.

A tabela 12 apresenta os indivíduos que obtiveram as maiores eficiências energéticas com rotação independente, e os compara com aqueles mais eficientes de rotação uniforme, além dos que mais reduziram $\overline{C_D}$. O escoamento em $Re = 3 \times 10^4$ apresentou alguns poucos indivíduos com eficiência muito alta quando comparados aos demais, que serão discutidos separadamente.

Em todos os escoamentos analisados, se observa que a eficiência energética para redução de arrasto com rotação independente foi significativamente maior que aquelas obtidas com rotação uniforme. Já a comparação com os indivíduos de rotação independente

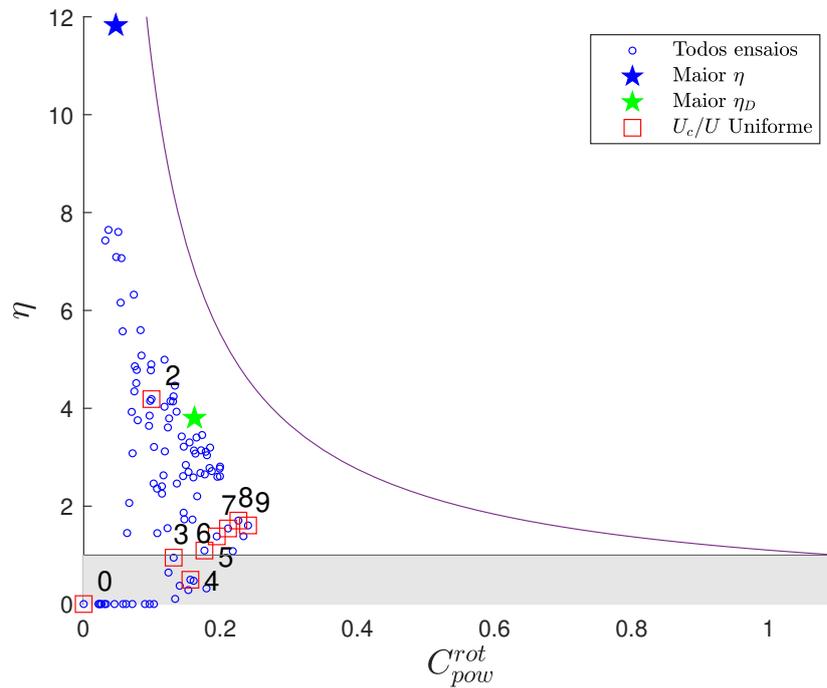


Figura 53 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução de arrasto médio em relação ao coeficiente de potência - $Re = 1 \times 10^4$

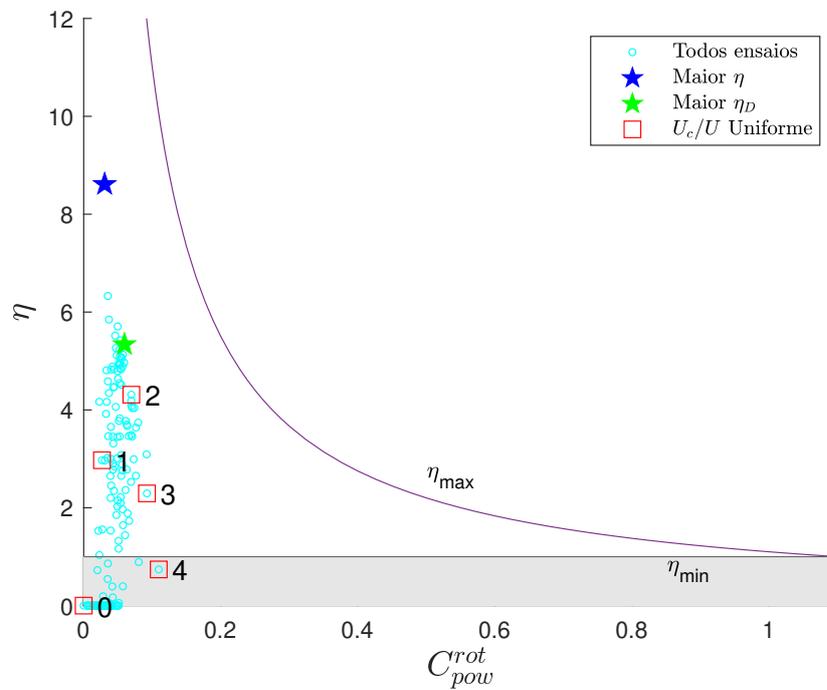


Figura 54 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução de arrasto médio em relação ao coeficiente de potência - $Re = 2 \times 10^4$

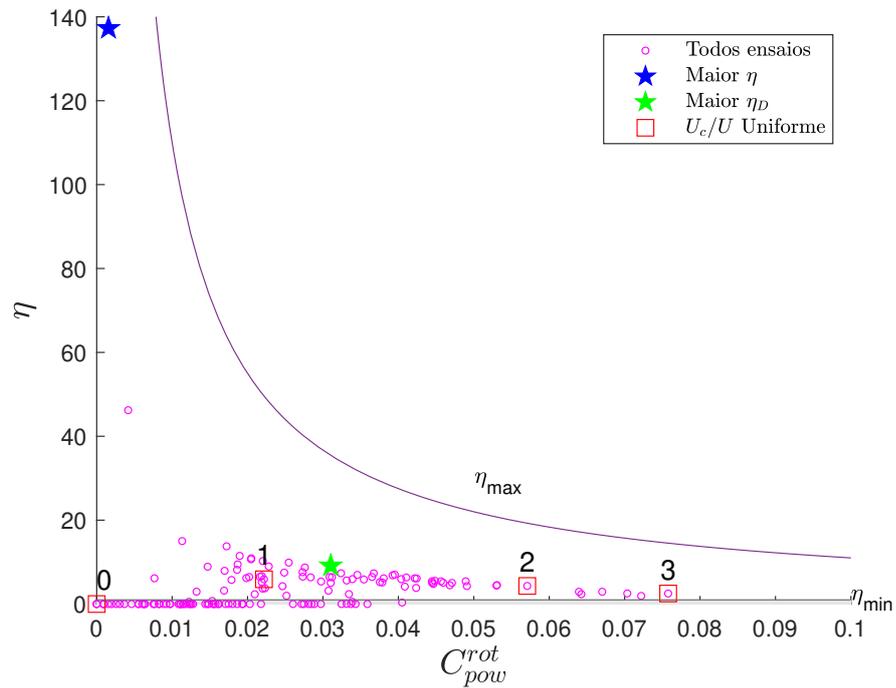


Figura 55 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução de arrasto médio em relação ao coeficiente de potência - $Re = 3 \times 10^4$

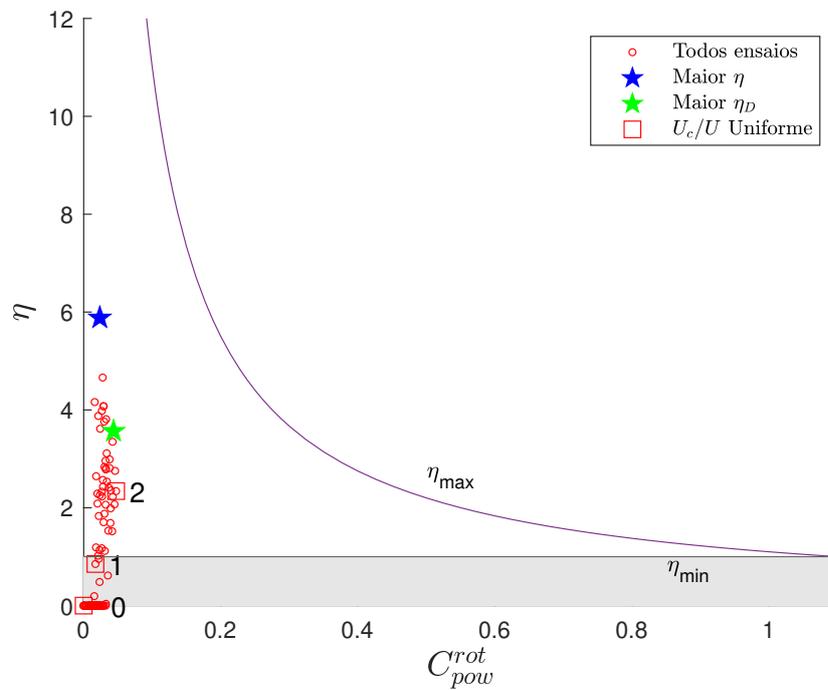


Figura 56 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução de arrasto médio em relação ao coeficiente de potência - $Re = 4 \times 10^4$

Tabela 12 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Eficiência energética para redução do arrasto médio

Indivíduo Escoamento	Maior η						Menor $\overline{C_D}$		
	rotação indep.			rotação unif.			rotação indep.		
Re	η_D	C_{pow}^{rot}	η	η_D	C_{pow}^{rot}	η	η_D	C_{pow}^{rot}	η
1×10^4	51.0%	0.05	11.8	35.5%	0.10	4.2	53.1%	0.16	3.8
2×10^4	22.8%	0.03	8.6	26.1%	0.07	4.3	27.8%	0.06	5.3
3×10^4	17.1%	0.002	137.3	19.9%	0.06	5.9	23.3%	0.03	9.5
4×10^4	20.6%	0.02	5.9	18.1%	0.05	2.3	22.1%	0.04	3.9

que resultaram no menor arrasto, permite observar que foi possível obter taxas de redução no arrasto próximas àqueles mínimos locais, consumindo bem menos potência.

Para auxiliar a compreender o mecanismo de atuação, a tabela 13 identifica cada razão de velocidades de rotação U_c/U separada por par de cilindrinho de controle dos 10 indivíduos mais eficientes do ponto de vista energético de cada escoamento. Estes mesmos 10 indivíduos mais eficientes de cada escoamento são agrupados para que sejam identificados os valores médios e desvio padrão, e são apresentados na figura 57.

Tabela 13 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Identificação dos 10 indivíduos mais eficientes

$Re = 1 \times 10^4$					$Re = 2 \times 10^4$					$Re = 3 \times 10^4$					$Re = 4 \times 10^4$				
η	#1	#2	#3	#4	η	#1	#2	#3	#4	η	#1	#2	#3	#4	η	#1	#2	#3	#4
11.8	0.0	2.0	1.8	0.0	8.6	0.0	1.7	1.7	0.0	137.3	0.0	0.8	0.0	0.0	5.9	1.4	1.3	1.4	0.0
7.6	0.0	6.5	0.0	0.0	6.3	1.5	1.8	1.0	0.0	46.2	0.0	0.0	0.9	0.6	4.7	1.4	1.8	1.5	0.7
7.6	0.0	3.5	0.0	0.0	5.8	1.0	1.6	1.8	0.0	15.0	0.0	1.6	0.0	0.0	4.2	0.9	1.1	1.4	0.5
7.4	0.0	2.8	0.0	0.0	5.7	1.1	1.8	1.3	1.6	13.8	0.0	1.4	1.1	0.7	4.1	1.2	1.9	1.8	0.0
7.1	0.0	2.6	0.0	2.1	5.5	2.0	1.9	1.4	0.0	11.5	0.8	1.4	0.6	1.1	4.1	1.8	1.5	1.5	0.7
7.1	0.0	5.8	0.0	0.0	5.4	1.0	1.9	1.8	1.6	10.9	0.0	1.5	1.3	0.7	4.0	1.7	1.4	1.4	0.6
6.3	1.8	6.6	0.0	0.0	5.3	3.9	1.8	1.9	0.0	10.7	0.0	1.3	0.8	1.3	3.9	1.1	1.1	1.6	0.7
6.2	0.0	1.9	2.7	0.0	5.3	2.4	1.7	1.4	0.0	10.7	0.0	1.2	1.4	0.9	3.8	1.4	1.0	1.5	1.8
5.6	2.6	7.1	0.0	0.0	5.2	3.8	1.8	1.2	0.0	9.9	0.7	1.4	1.2	1.1	3.8	1.7	0.9	1.6	1.3
5.6	0.0	8.1	0.0	0.0	5.1	3.5	1.7	1.9	0.0	9.5	1.2	1.4	0.7	0.0	3.6	1.5	1.9	1.0	0.0

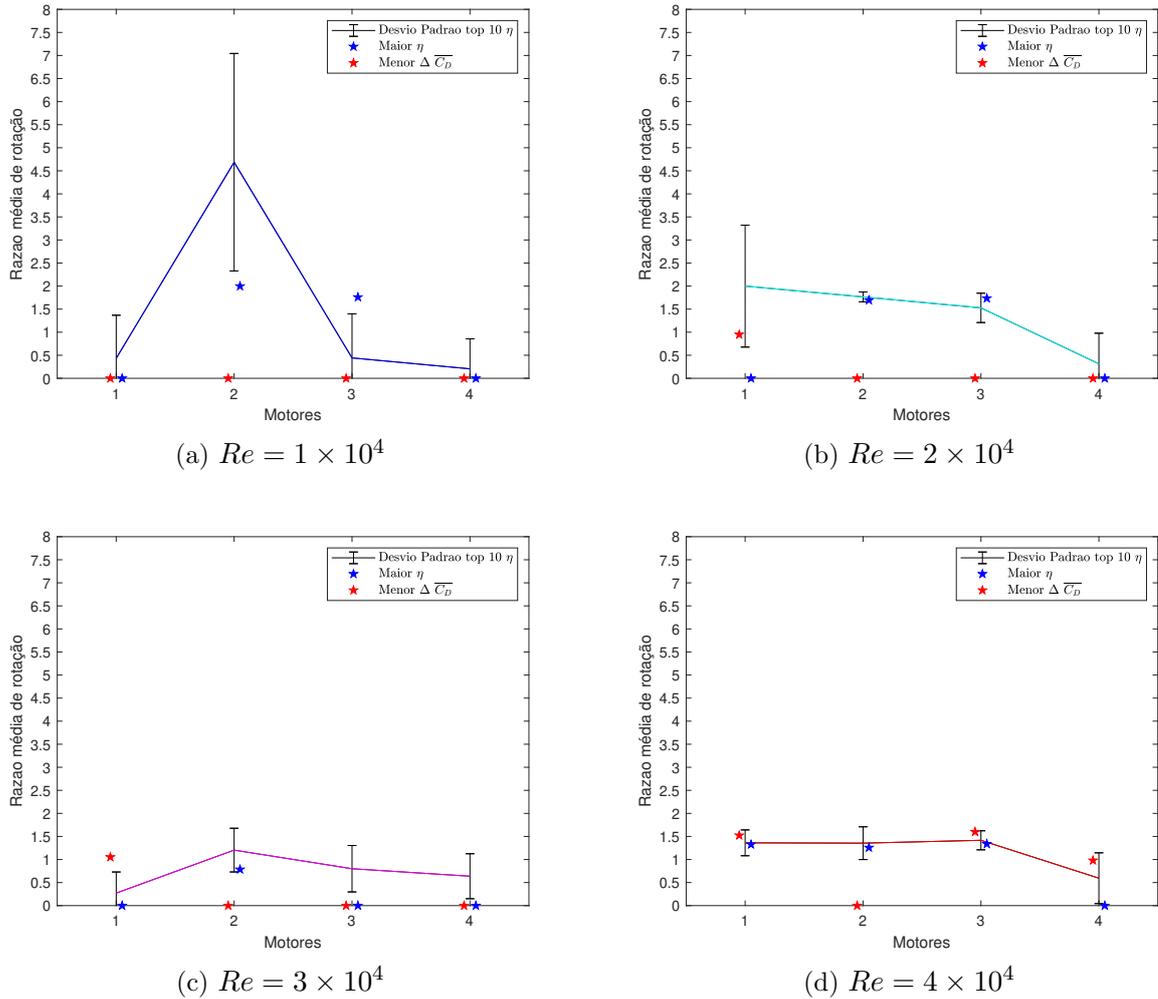


Figura 57 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Sensibilidade entre posições dos cilindrinhos de controle para objetivo de redução no coeficiente de arrasto médio

A partir figura 57, é possível constatar que em todos os escoamentos analisados o indivíduo mais eficiente apresentou rotação nula para o par de cilindrinhos de controle #4, indicando que rotacionar os cilindrinhos de controle nesta posição consome energia desnecessariamente para o objetivo de redução nas forças de arrasto. Esta conclusão também pode ser estendida para o par de cilindrinhos de controle #1, que com exceção do escoamento em $Re = 4 \times 10^4$, todos os demais indivíduos de maior eficiência apresentaram velocidade nula na região mais frontal ao corpo.

Já os pares de cilindrinhos de controle #2 e #3 apresentaram velocidades de rotação muito próximas entre si para os melhores indivíduos, e, assim como observado nas rotações uniformes, ocorreu no entorno da razão $U_c/U \approx 2$ para $Re = 1 \times 10^4$ e 2×10^4 , e $U_c/U \approx 1.5$ para $Re = 4 \times 10^4$.

Especificamente no escoamento em $Re = 3 \times 10^4$, o indivíduo mais eficiente apresentou rotação apenas no par de cilindrinhos #2. Este resultado se mostrou bastante interessante, pois, além de indicar uma taxa de redução no arrasto médio considerável com apenas um dos pares de cilindrinhos rotacionando, a rotação de $U_c/U = 0.8$ foi significativamente menor que aquelas observadas nos 10 indivíduos mais eficientes dos demais escoamentos.

A eficiência tão elevada calculada para este indivíduo pode ser explicada pela velocidade de rotação apresentada. Conforme foi discutido no capítulo 2, a dedução da equação 30 utilizada para o cálculo do torque aplicado aos cilindrinhos de controle adota uma hipótese de alta rotação dos cilindrinhos ($U_c/U \geq 0.722$). Deste modo, os indivíduos que apresentam velocidade de rotação próxima a este valor podem apresentar discrepâncias em C_{pow}^{rot} e η .

Esta condição em que apenas um par de cilindrinhos de controle rotaciona enquanto os demais permanecem fixos não foi planejada pelos experimentos, pois somente a partir da análise dos resultados de otimização é que se identificou que esta configuração pode resultar em altas taxas de redução no arrasto médio com baixo consumo energético. Em trabalhos futuros, experimentos com cada par de cilindrinhos de controle rotacionando dentro do intervalo de operação dos motores pode auxiliar a identificar quais posições são mais sensíveis a rotação e qual a velocidade que resulta nas maiores taxas de redução dos coeficientes.

Mesmo que esta configuração não tenha sido investigada exhaustivamente, é de se esperar que dentre os indivíduos testados durante o ciclo de otimização, alguns possam apresentar esta condição de apenas um par de cilindrinhos rotacionando. Deste modo, todos indivíduos presentes no histórico experimental com esta configuração foram identificados e reproduzidos na figura 58.

Estes resultados indicam que, dos indivíduos que apresentam rotação de apenas um único par de cilindrinhos, a posição #2 foi a que mostrou maior sensibilidade na redução dos coeficientes de arrasto médio. (O ciclo de otimização no escoamento em $Re = 4 \times 10^4$ não testou nenhum indivíduo nesta configuração). Ainda que em geral as maiores eficiências ou $\Delta \overline{C_D}$ encontrados tenham sido em indivíduos com uma combinação de rotações de diferentes pares de cilindrinhos, a posição #2 se mostrou bastante promissora no escoamento em $Re = 3 \times 10^4$ e deve ser investigada com maior profundidade.

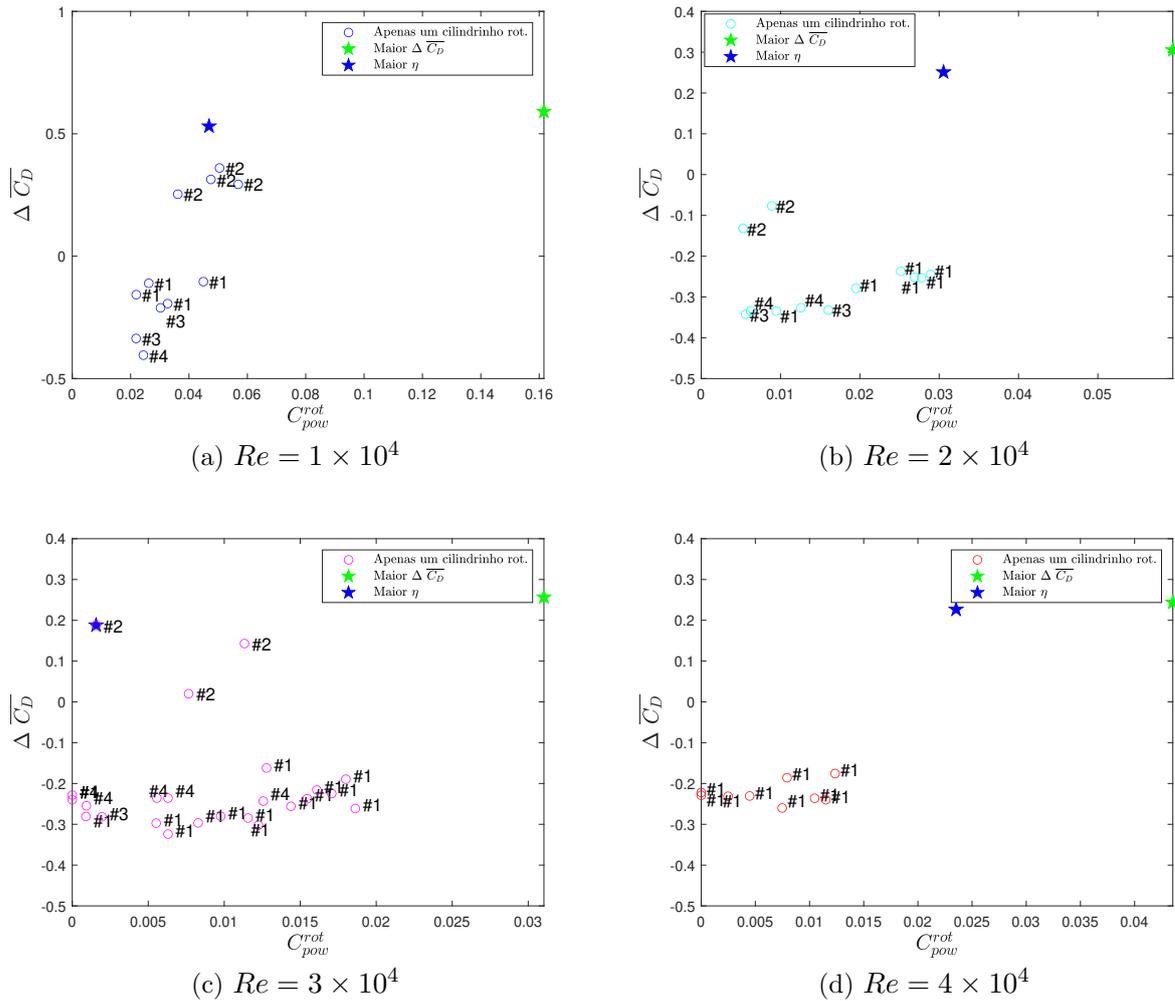


Figura 58 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Coeficiente de arrasto médio líquido em função do coeficiente de potência. (Apenas indivíduos testados que rotacionaram um único par de cilindrinhos de controle.)

O fato de poucos indivíduos terem sido testados nesta configuração, indica que existem oportunidades de ajustar os parâmetros utilizados no algoritmo genético, seja pelo número de gerações, tamanho da população para maior diversidade dos indivíduos ou incluir na população inicial indivíduos de rotação de apenas um par de cilindrinhos. No entanto, todas estas estratégias aumentarão o esforço experimental. Uma outra alternativa seria alterar o objetivo primário de minimizar $\overline{C_D}$ para maximizar η , com a desvantagem de que os indivíduos de maior eficiência não necessariamente representam aqueles de maior taxa de redução no arrasto, já que o consumo de potência também é considerado.

4.4.6 Redução da sustentação

O segundo objetivo de redução de \widehat{C}_L é apresentado em função do coeficiente de potência nas figuras 59 a 62. Conforme discutido na revisão da literatura, não foi encontrada metodologia para cálculo da eficiência energética deste objetivo, portanto, são destacados nas figuras apenas os indivíduos de referência com rotação uniforme e aquele de maior taxa de redução em relação ao cilindro isolado.

A tabela 14 apresenta, para os escoamentos analisados, os indivíduos com menores \widehat{C}_L , tanto para rotação independente, quanto para aqueles de referência com rotação uniforme, que neste caso também foram obtidos na condição de cilindrinhos de controle fixos $U_c/U = 0$, conforme esperado a partir dos resultados discutidos na seção 4.3.2.

Mesmo que tenham sido encontrados indivíduos de rotação independente com η_L um pouco maior que as observadas na condição de cilindrinhos de controle fixos, a diferença foi considerada pequena (menor que 6% para todos escoamentos, inclusive em $Re = 1 \times 10^4$ e 2×10^4 o menor \widehat{C}_L foi na condição de cilindrinhos fixos).

Conforme já destacado no experimento de rotação uniforme, os ruídos causados pela vibração dos motores podem ter mascarado uma redução maior de \widehat{C}_L . Esta hipótese é sustentada ao se observar que, no menor Re analisado de 1×10^4 , não foi encontrado nenhum indivíduo que tenha apresentado redução de \widehat{C}_L em relação ao do cilindro isolado. Conforme Re aumentou, indivíduos foram sendo obtidos com maiores taxas de redução no coeficiente, atingindo a máxima taxa de redução da ordem de 50% em relação ao cilindro isolado para os escoamentos em $Re = 3 \times 10^4$ e 4×10^4 , onde os efeitos dos ruídos já devem ser menos significativos devido à maior magnitude das forças medidas.

Tabela 14 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Menores valores de amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação

Escoamento	Indivíduo	Menor \widehat{C}_L			
		rotação indep.		rotação unif.	
Re		η_L	C_{pow}^{rot}	η_L	C_{pow}^{rot}
1×10^4		-144.7%	0	-144.7%	0
2×10^4		18.3%	0	18.3%	0
3×10^4		51%	0.08	44.4%	0
4×10^4		50.2%	0.01	48.8%	0

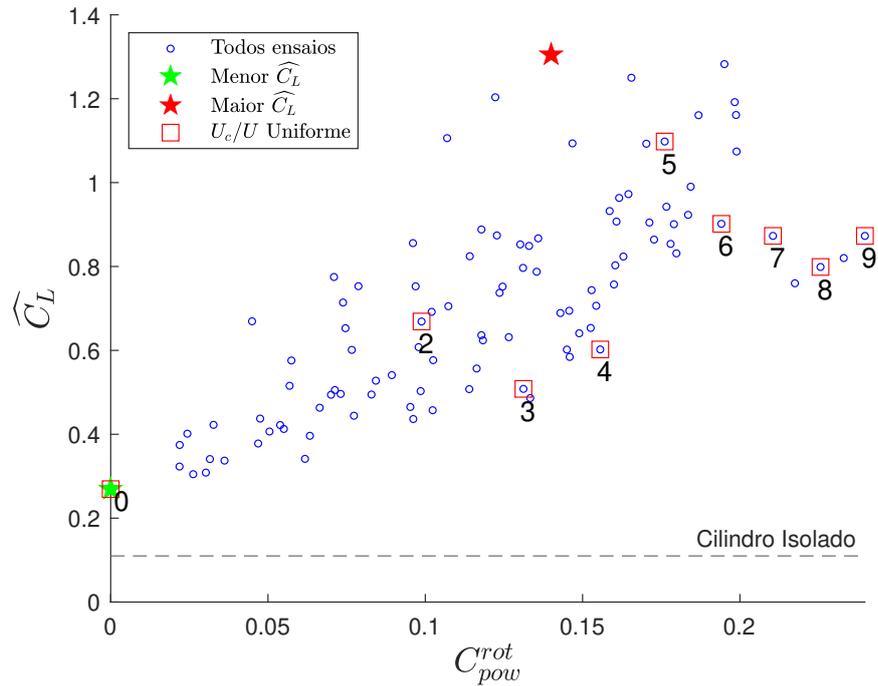


Figura 59 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência - $Re = 1 \times 10^4$

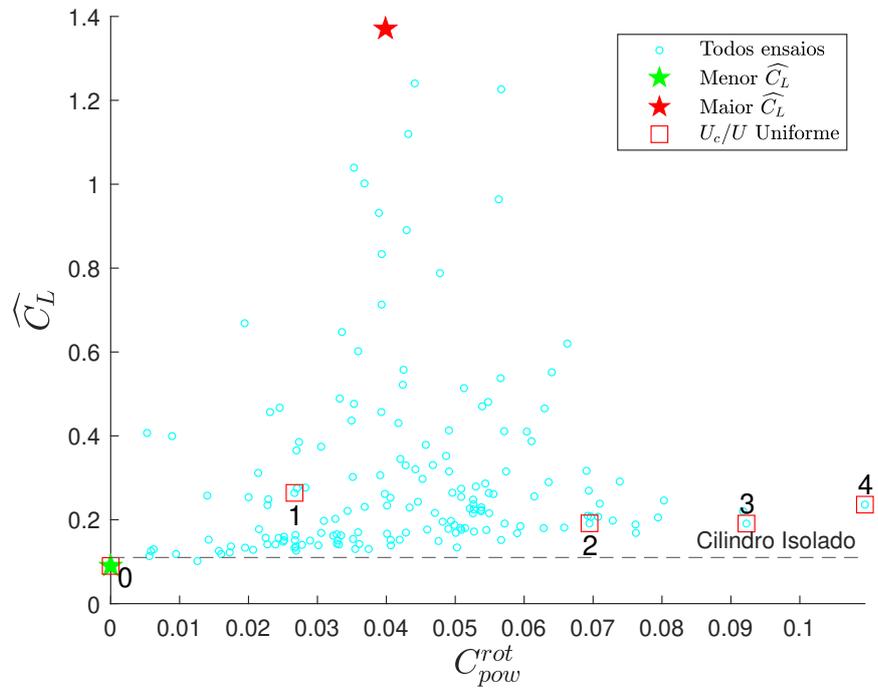


Figura 60 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência - $Re = 2 \times 10^4$

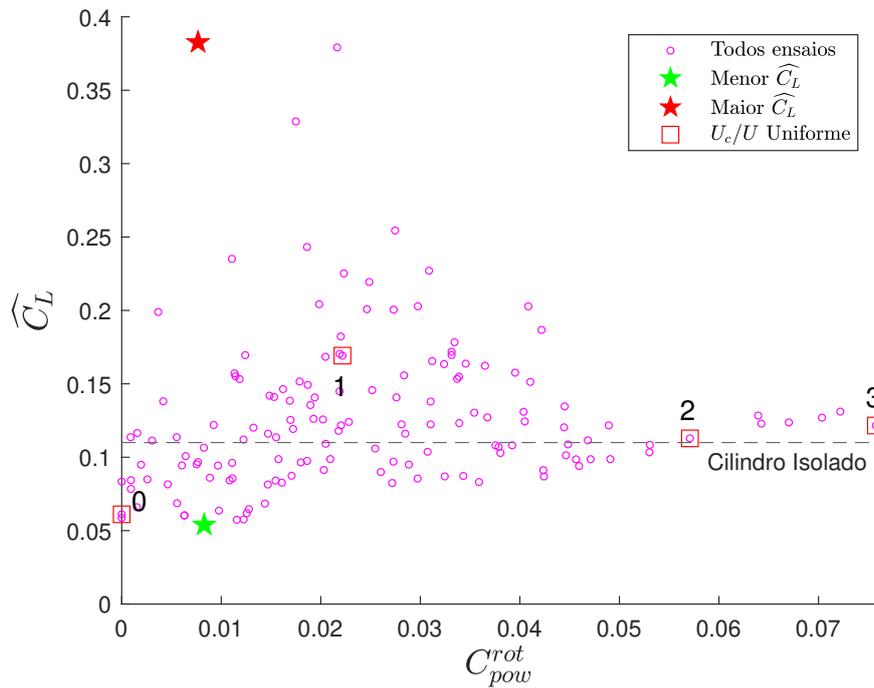


Figura 61 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência - $Re = 3 \times 10^4$

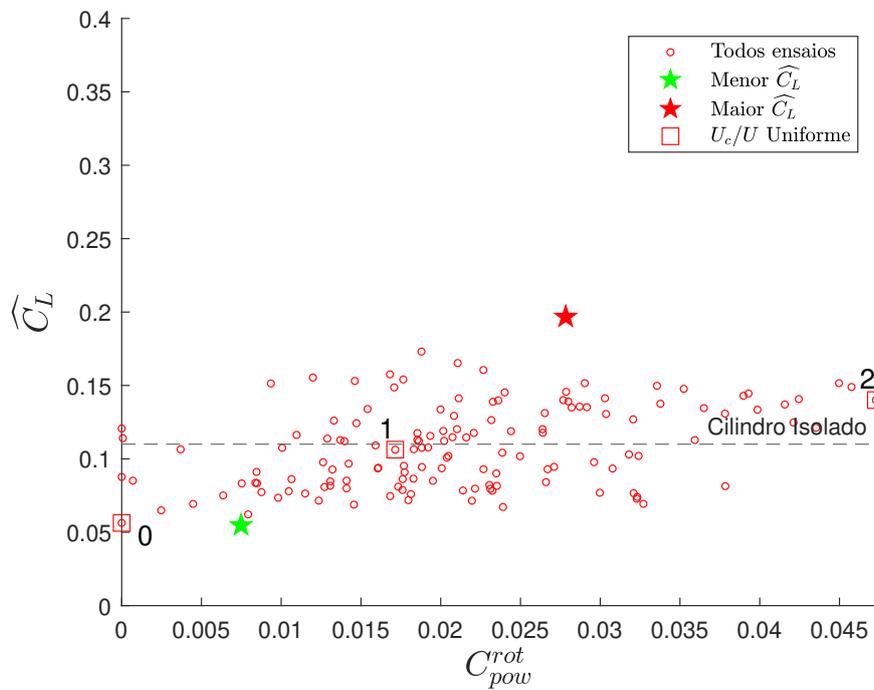


Figura 62 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência - $Re = 4 \times 10^4$

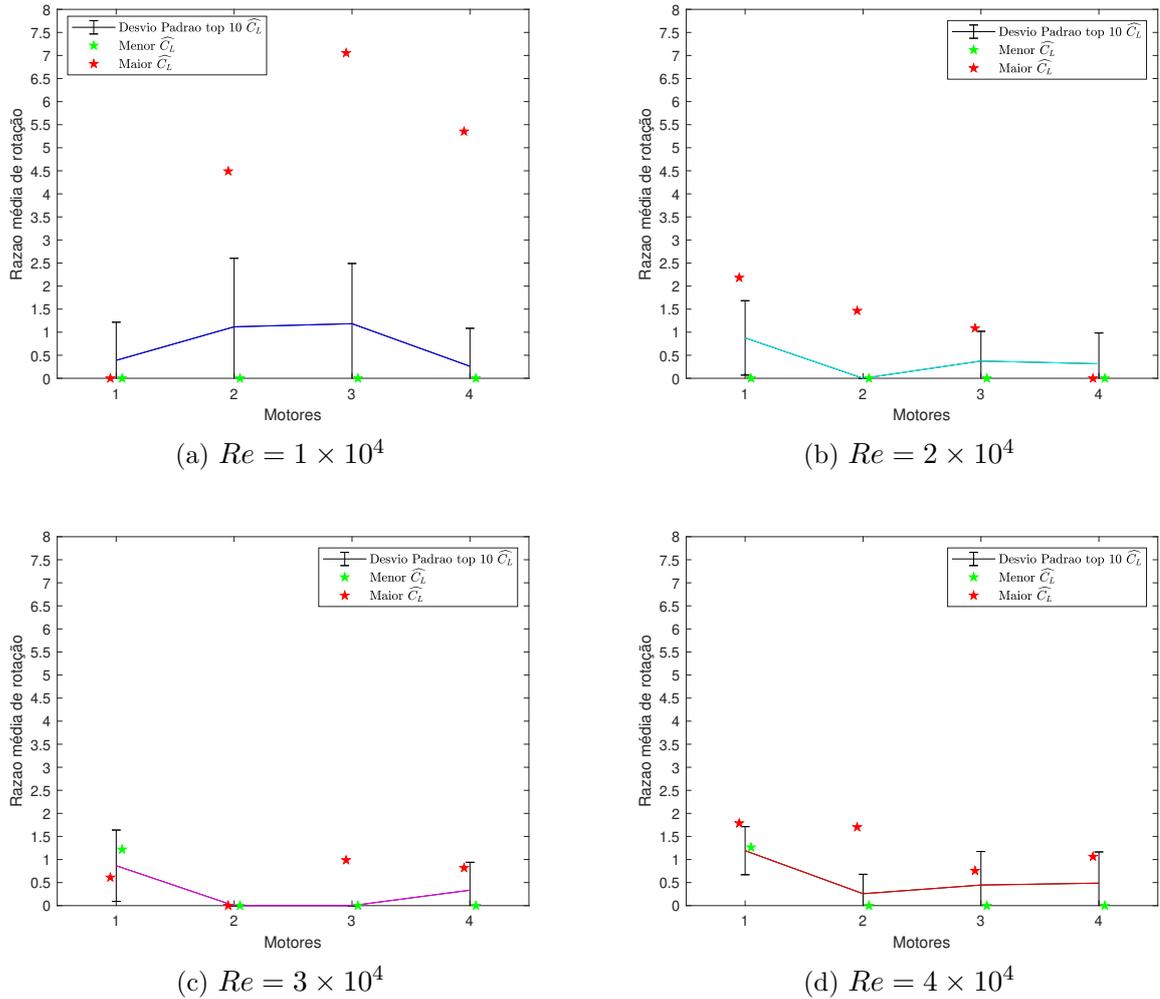


Figura 63 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Sensibilidade entre posições dos cilindrinhos de controle para objetivo de redução na amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação

Os 10 indivíduos com maior η_L foram agrupados e apresentados na figura 63 em relação às velocidades de rotação dos pares de cilindrinhos. A partir dos valores médios e desvio padrão, não foi possível extrair muita informação a respeito da sensibilidade das posições, diferentemente da análise feita para o arrasto, em que a utilização da eficiência energética tende a destacar as posições mais sensíveis. Analisando os indivíduos destacados em verde que apresentaram menor \widehat{C}_L , podemos observar que apresentaram rotação nula para os pares de cilindrinhos #2, #3 e #4. Estes resultados indicam que, para redução de \widehat{C}_L , em geral os cilindrinhos fixos tentem a ser mais efetivos. O único par de cilindrinhos que, quando rotacionado, apresentou algum aumento em η_L , mesmo que pouco significativo, foi aquele posicionado na região #1.

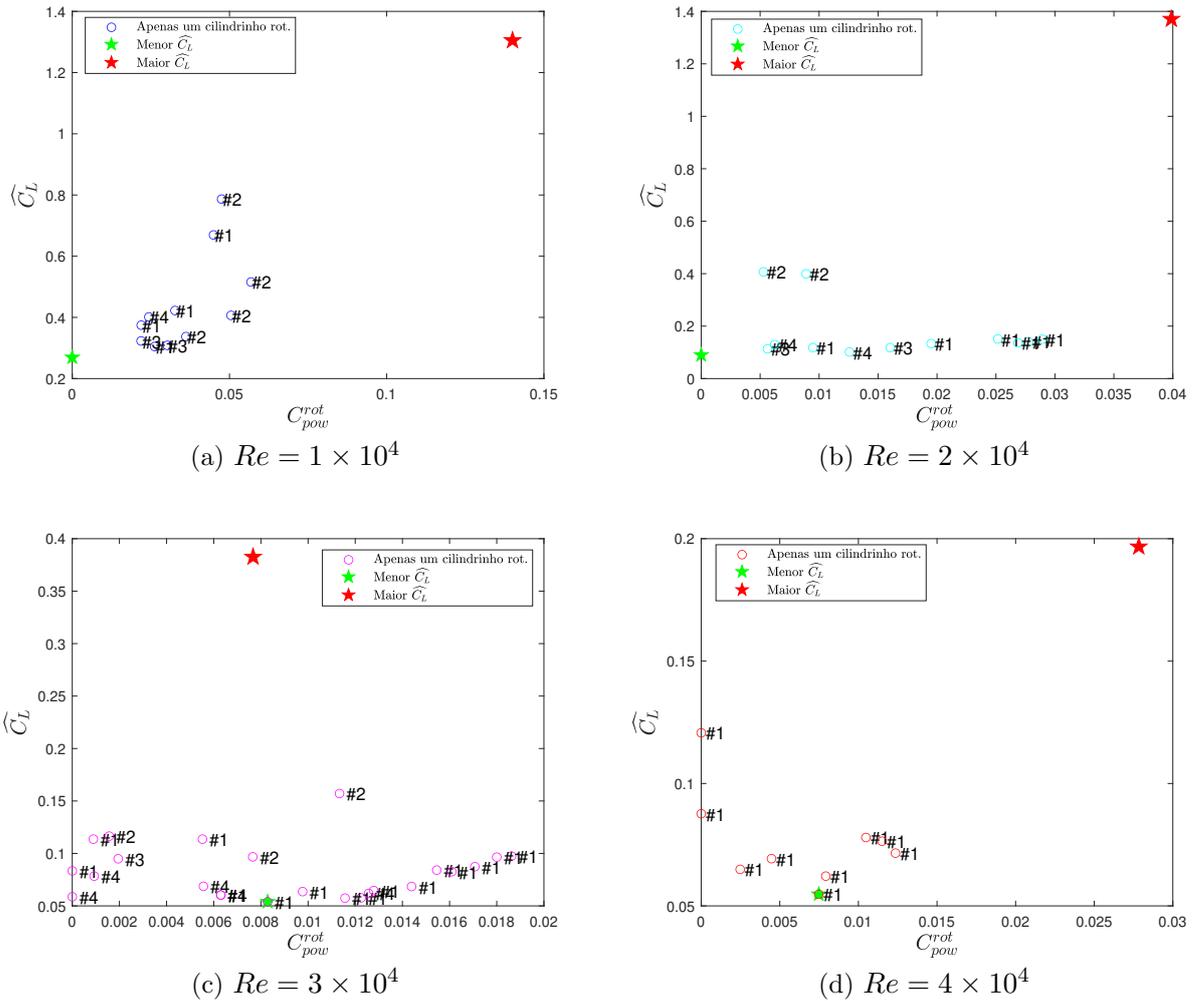


Figura 64 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de potência. (Apenas indivíduos testados que rotacionaram um único par de cilindrinhos de controle.)

Os indivíduos testados durante o ciclo de otimização com a configuração em que apenas um par de cilindrinho rotacionou também foram avaliados quanto à amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação e apresentados na figura 64.

Neste caso, a rotação dos pares de cilindrinho #2 foi a que mais causou aumento de \widehat{C}_L . A significativa diferença observada entre estes indivíduos com rotação de apenas um par de cilindrinho e aqueles destacados em vermelho que apresentaram o maior \widehat{C}_L , reforça a hipótese de que para este objetivo qualquer rotação tende a aumentar a amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação, mas algumas posições, como a #2, pode ter maior sensibilidade neste aumento.

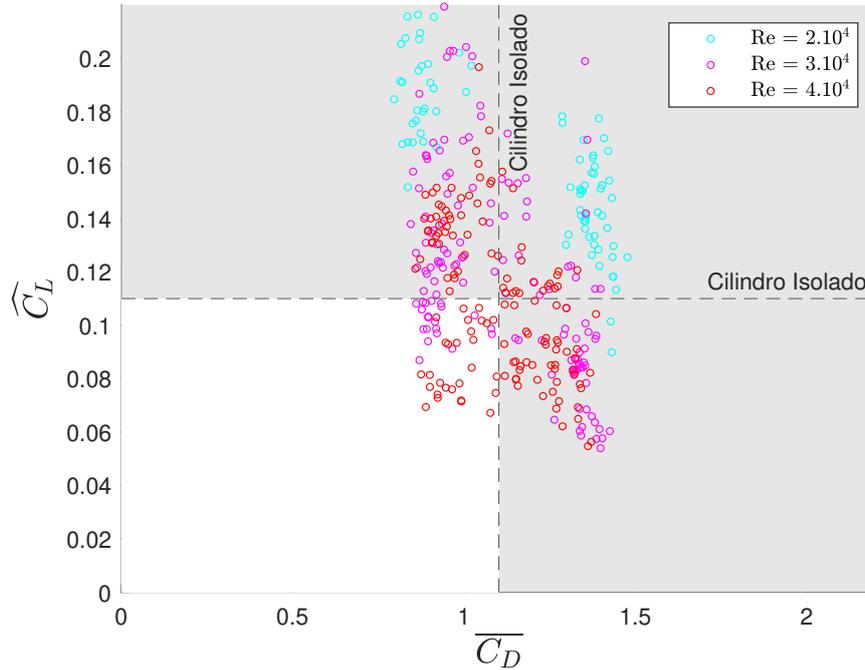


Figura 65 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Amplitude de flutuação do coeficiente de sustentação em função do coeficiente de arrasto médio

4.4.7 Relação entre a redução do arrasto e da sustentação

A correlação entre \overline{C}_D e \widehat{C}_L é apresentada na figura 65. Assim como no experimento de rotação uniforme, apenas para os escoamentos de $Re = 3 \times 10^4$ e 4×10^4 foram encontrados indivíduos que simultaneamente reduziram os coeficientes de arrasto médio e amplitude de flutuação da sustentação em relação ao cilindro isolado. Por outro lado, observamos que foi encontrada uma quantidade maior de indivíduos que atendem ambos os objetivos.

Para avaliar quais as combinações de rotação estes indivíduos do terceiro quadrante possuem, a tabela 15 apresenta, para o escoamento em $Re = 4 \times 10^4$, as taxas de redução η_D e η_L e a respectiva rotação de cada cilindrinho. Além destes, para efeito de comparação, foram incluídos aqueles indivíduos com rotação uniforme que também atenderam ambos objetivos reproduzidos da tabela 8. Foram destacados na tabela em verde aqueles indivíduos com as maiores taxas de cada objetivo, e em negrito aqueles pertencentes à Fronteira de Pareto.

Diferentemente dos resultados obtidos no experimento com rotação uniforme onde, para os indivíduos efetivos na redução tanto de \overline{C}_D quanto de \widehat{C}_L , conforme se aumentou

a rotação dentro do intervalo de $0.9 \leq U_c/U \leq 2.0$ o valor obtido de $\overline{C_D}$ diminuiu (Ótimo em $U_c/U = 1.9$), no experimento com rotação independente não foi observado um padrão claro entre a velocidade média de rotação dos cilindrinhos e a variação no arrasto.

De forma similar, enquanto no experimento de rotação uniforme os menores valores de $\widehat{C_L}$ foram obtidos nos indivíduos de rotação mais baixa dentro do intervalo (ótimo $U_c/U = 1.2$), também não foi observado este comportamento quando a rotação foi independente.

Esta ausência de padrão de rotação entre os indivíduos rotacionados de forma independente que apresentaram maiores taxas de redução no arrasto e sustentação simultaneamente, indica que os estes coeficientes são resultantes da interação entre cada cilindrinho, portanto a efetividade de cada combinação de rotações vai depender da condição de escoamento que cada cilindrinho encontra.

Tabela 15 – Cilindrinhos de controle rotativos de velocidade independente: Taxas de redução de $\overline{C_D}$ e $\widehat{C_L}$ para indivíduos presentes no terceiro quadrante e rotação correspondente - $Re = 4 \times 10^4$

Objetivos		U_c/U					C_{pow}^{rot}
η_D	η_L	#1	#2	#3	#4		
20.6%	25.8%	1.3	1.3	1.3	0.0	0.024	
19.3%	36.9%	1.4	1.0	1.5	1.7	0.033	
18.3%	26.0%	1.8	1.2	1.5	1.7	0.038	
18.3%	30.1%	1.6	0.9	1.5	1.2	0.030	
17.4%	14.1%	1.9				0.047	
17.4%	10.7%	2.0				0.050	
16.9%	24.8%	1.8				0.045	
16.6%	6.4%	1.4	1.3	1.7	1.0	0.032	
16.3%	32.7%	1.4	1.2	1.7	1.2	0.032	
16.2%	33.8%	1.7	0.8	1.7	1.5	0.032	
15.6%	28.7%	1.1	1.1	1.6	0.6	0.021	
14.3%	21.0%	1.7				0.043	
14.1%	15.0%	0.8	1.1	1.3	0.5	0.016	
14.0%	30.4%	1.4	1.1	1.5	1.3	0.032	
13.4%	15.5%	1.8	1.0	1.4	0.8	0.027	
12.7%	19.2%	1.6				0.041	
12.4%	30.9%	1.1	0.9	1.4	0.7	0.018	
11.2%	15.1%	1.9	0.7	1.2	1.8	0.031	
11.0%	20.4%	1.5				0.038	
10.4%	28.9%	1.1	0.9	1.4	1.0	0.023	
10.2%	27.1%	1.3				0.032	
10.0%	34.7%	0.0	1.1	1.2	1.0	0.018	
9.9%	35.0%	1.4	0.9	1.7	0.7	0.022	
9.3%	3.4%	1.0	1.0	1.0	1.0	0.017	
9.0%	31.9%	1.4				0.035	
8.9%	33.5%	1.0				0.019	
8.1%	7.3%	1.6	0.7	1.8	1.8	0.032	
7.9%	33.4%	1.1				0.024	
7.5%	36.1%	1.2				0.028	
7.3%	11.2%	1.6	0.6	1.8	1.4	0.030	
7.2%	23.5%	1.5	0.6	1.8	1.1	0.027	
6.8%	14.1%	1.8	0.8	1.1	1.5	0.027	
5.2%	3.2%	1.5	0.9	1.1	0.7	0.018	
4.5%	7.5%	1.4	0.8	1.0	1.8	0.025	
4.4%	26.3%	0.9				0.014	
3.2%	8.4%	1.6	1.7	0.0	0.5	0.020	
2.2%	38.9%	1.3	0.7	1.3	1.3	0.024	
1.4%	7.3%	1.4	1.7	0.0	0.8	0.021	
0.8%	32.2%	1.4	0.4	1.4	0.7	0.017	
0.5%	26.5%	1.4	1.0	0.0	0.0	0.013	

Capítulo 5

Conclusão

Os resultados experimentais obtidos por este trabalho trouxeram informações importantes a respeito do uso de cilindrinhos de menor diâmetro distribuídos no entorno de um corpo rombudo para controle do escoamento separado. Uma síntese dos resultados para o arrasto é disponibilizada na figura 66, compilada para o atuador passivo, ativo de rotação uniforme, além dos indivíduos de maior eficiência energética obtidos na condição de atuador ativo de rotação independente. Algumas hipóteses levantadas antes da condução do trabalho puderam ser validadas. Resultados inesperados foram obtidos e podem direcionar investigações futuras, tanto experimentais quanto numéricas.

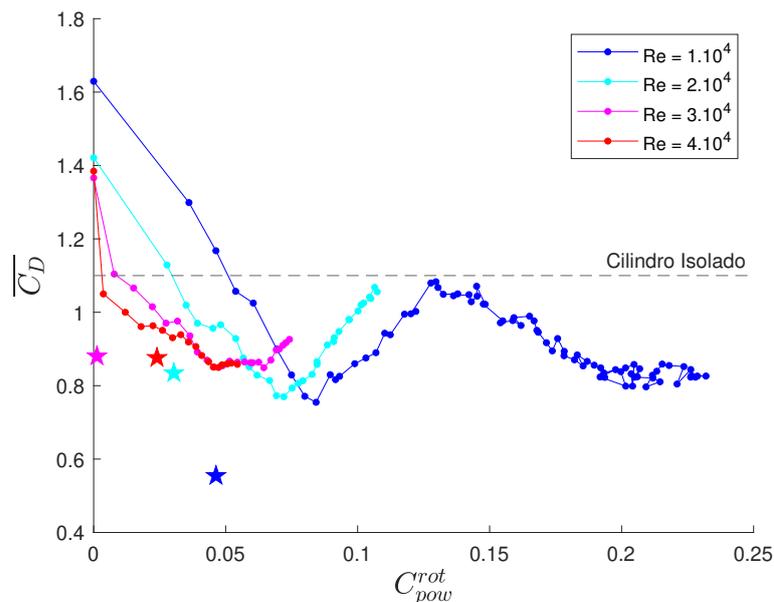


Figura 66 – Coeficiente de arrasto médio para cilindros de controle rotativos em relação ao coeficiente de potência

O sistema de controle do escoamento passivo, de 8 cilindrinhos de controle fixos uniformemente distribuídos e geometria de $d/D = 0.08$ e $G/D = 0.1$, foi efetivo na redução da amplitude das forças de sustentação, porém aumentou as forças de arrasto médio. Foram observadas até 66% de redução em \widehat{C}_L , a que se atribui aos distúrbios no fenômeno de geração e desprendimento de vórtices provocados pela presença dos cilindrinhos posicionados na região da esteira do cilindro principal. Este efeito foi comprovado a partir do espectro de frequência da força de sustentação que mostrou redução de 90% na frequência de desprendimento de vórtices. Por outro lado, os coeficientes de arrasto médio aumentaram no mínimo 23%, principalmente devido ao grande número de cilindrinhos de controle, que aumentam a área frontal ao escoamento, as separações locais e as perdas viscosas.

Já para o sistema de controle do escoamento ativo com rotação uniforme dos cilindrinhos, foram identificadas razões de rotação importantes na redução do arrasto, como em $U_c/U \approx 2$ onde se obteve uma redução de quase 30% em \overline{C}_D . Para a sustentação, as maiores reduções de \widehat{C}_L ainda foram observadas na condição de cilindrinhos fixos, porém também foram encontradas rotações que reduzem este coeficiente, bem como outras que podem aumentar mais de 13 vezes em relação ao cilindro isolado. Além disto, foram encontradas rotações capazes de reduzir simultaneamente \overline{C}_D e \widehat{C}_L . A máxima eficiência energética de redução do coeficiente de arrasto foi estimada em $\eta = 5.5$.

A otimização foi realizada para encontrar combinação de rotações com objetivo de reduzir simultaneamente \overline{C}_D e \widehat{C}_L no sistema de controle do escoamento ativo com rotação independente dos cilindrinhos. Foram obtidos indivíduos com taxas de redução maiores que aquelas apresentadas pelo sistema de rotação uniforme, tanto para arrasto, quanto para sustentação. Entretanto, a pequena diferença entre os resultados foi considerada dentro das incertezas do experimento. A principal vantagem observada neste experimento, foi a redução de arrasto com consumo energético inferior àquelas taxas obtidas com a rotação uniforme. Deste modo, as eficiências energéticas para redução de arrasto foram consideravelmente maiores, chegando a um valor estimado máximo de $\eta = 137$. Este ganho em eficiência pode ser observado na figura 66, onde mesmo que os valores ótimos com rotação independente estejam próximos àqueles obtidos para rotação uniforme, o consumo de energia foi significativamente menor em todos escoamentos avaliados.

Conforme discutido na revisão da literatura, vale salientar que as condições do escoamento ao redor de corpos rombudos apresentam variações significativas na faixa de Re aqui investigadas. Apesar de não termos promovido uma mudança de ordem de

magnitude em $Re = 1 \times 10^4$ para 4×10^4 , observamos que houve mudança significativa no escoamento, de modo que soluções qualitativamente distintas foram encontradas numa faixa estreita de Re .

A metodologia desenvolvida para comunicação entre *softwares* e otimização experimental em tempo real demonstrou que experimentos com amplo espaço amostral podem ser conduzidos de uma forma direcionada viabilizando a convergência de parâmetros até contra-intuitivos e ser aplicada em diversas outras aplicações.

5.1 Trabalhos futuros

Como propostas de trabalhos futuros, foram identificadas oportunidades de aumento da confiabilidade e repetibilidade nos resultados a partir de maior robustez do aparato experimental. Sugestões para melhor compreensão dos fenômenos observados e ampliação das aplicações do método podem ser listadas como:

- Desenvolvimento de aparato experimental mais robusto, o que inclui possibilidade de leitura e correção das velocidades de rotação em tempo real, redução nas perdas por atrito, redução na vibração do modelo, aumento na faixa de operação dos motores.
- Abertura das restrições como sentido de rotação e simetria para objetivos distintos em que se deseje uma força de sustentação não nula.
- Validação do comportamento omnidirecional do atuador variando-se o ângulo de incidência do escoamento.
- Aperfeiçoar parâmetros de otimização para aumento da diversidade da população e convergência mais rápida.
- Compreender o mecanismo hidrodinâmico de atuação na pequena escala para os indivíduos ótimos encontrados.
- Correlacionar ganho de sustentação com eficiência energética.
- Determinar cálculo de torque para cilindros de controle em baixa rotação, não coberto pela equação de Glauert utilizada.
- Aplicação do mesmo método ativo para controle de VIV em modelos com 1 grau de liberdade com objetivos de reduzir força de arrasto e amplitude de deslocamento.

- Desenvolvimento de controlador ativo em loop fechado para reposicionamento em sistemas com 1 grau de liberdade após distúrbio.

5.2 Considerações finais

Os resultados sugerem que a rotação de cada cilindrinho de controle tem um efeito específico sobre o escoamento ao redor do cilindro principal. A contribuição de cada cilindrinho depende fortemente da sua posição angular ao redor do corpo e da condição de escoamento que cada um encontra.

Investigações da topologia do escoamento são necessárias para compreender o papel de cada cilindrinho sobre o controle do escoamento separado. Neste trabalho nos limitamos a avaliar seu efeito sobre as forças hidrodinâmicas resultantes.

Porém, este estudo foi suficiente para mostrar que há justificativa para a busca de uma solução otimizada considerando reduções nas forças de arrasto e sustentação.

Por fim, concluímos que este estudo experimental sobre os mecanismos hidrodinâmicos fundamentais do controle do escoamento separado por cilindrinhos rotativos contribui para a concepção e desenvolvimento da tecnologia de sistemas de controle em escala real.

Referências

ASSI, G. R. **Estudo experimental do efeito de interferência no escoamento ao redor de cilindros alinhados**: 2005. Dissertação (Mestrado) — Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

ASSI, G. R. et al. Experimental investigation of flow-induced vibration interference between two circular cylinders. **Journal of Fluids and Structures**, v. 22, n. 6-7, p. 819–827, 2006.

ASSI, G. R.; ORSELLI, R. M.; SILVA-ORTEGA, M. Suppression of vortex shedding with rotating wake-control cylinders: numerical investigation at a moderate reynolds number. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OCEAN, OFFSHORE AND ARCTIC ENGINEERING, 37. **OMAE 2018**. Madrid, 2018: proceedings, New York: ASME International, 2018.

BINGHAM, C. et al. Suppression of fluctuating lift on a cylinder via evolutionary algorithms: Control with interfering small cylinder. **Physics of Fluids**, v. 30, n. 12, p. 1–11, 2018.

BSEE. **The Shell Perdido deepwater offshore production platform in the Gulf of Mexico**. 2010. Acesso em: 01 nov. Disponível em: <https://www.flickr.com/photos/bseegov/51115227891/>.

CHOI, H.; JEON, W. P.; KIM, J. Control of flow over a bluff body. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v. 40, n. 1, p. 113–139, 2008.

DEB, K. **Multi objective optimization using evolutionary algorithm**. 1. ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2001.

FALCAO, G. **Banco de Imagens Petrobras**. 2007. Acesso em: 01 nov. Disponível em: <https://petrobras.com.br/infograficos/tipos-de-plataformas/desktop/index.html>.

FUJARRA, A. et al. State-of-art on vortex-induced motion: A comprehensive survey after more than one decade of experimental investigation. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OCEAN, OFFSHORE AND ARCTIC ENGINEERING, 31. **OMAE 2012**. Rio de Janeiro, 2012: proceedings, New York: ASME International, 2012. p. 561–582.

GLAUERT, M. B. The flow past a rapidly rotating circular cylinder. **Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences**, v. 242, n. 1228, p. 108–115, 1957.

HIEMENZ, K. Die grenzschrift an einem in den gleichförmigen flüssigkeitsstrom eingetauchten geraden kreisylinder. **Polytechnisches Journal**, v. 326, p. 372–376, 1911.

- JIANG, H. Separation angle for flow past a circular cylinder in the subcritical regime. **Physics of Fluids**, v. 32, n. 1, 2020.
- KUNDU, P. K.; COHEN, I. M.; DOWLING, D. R. Boundary layers and related topics. In: **Fluid Mechanics**. 5. ed. Boston: Academic Press, 2012. cap. 9, p. 361–419.
- MATLAB. **MATLAB and Labview data exchange over TCP/IP: version 1.4.0.0**. 2021. Acesso em: 01 nov. Disponível em: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/42567-matlab-and-labview-data-exchange-over-tcp-ip>).
- MATLAB. **MATLAB Help Center**. 2021. Acesso em: 01 nov. Disponível em: <https://www.mathworks.com/help/gads/gamultiobj.html>).
- MODI, V. J. Moving surface boundary-layer control: A review. **Journal of Fluids and Structures**, v. 11, n. 6, p. 627–663, 1997.
- MORSE, T. L.; GOVARDHAN, R. N.; WILLIAMSON, C. H. The effect of end conditions on the vortex-induced vibration of cylinders. **Journal of Fluids and Structures**, v. 24, n. 8, p. 1227–1239, 2008.
- NORBERG, C. Flow around a circular cylinder: Aspects of fluctuating lift. **Journal of Fluids and Structures**, v. 15, n. 3–4, p. 459–469, 2001.
- PADRINO, J. C.; JOSEPH, D. D. Numerical study of the steady-state uniform flow past a rotating cylinder. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 557, p. 191–223, 2006.
- SCHULMEISTER, J. C. et al. Flow control with rotating cylinders. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 825, p. 743–763, 2017.
- SILVA-ORTEGA, M. **Suppression of vortex-induced vibration of a circular cylinder with fixed and rotating control cylinders.**: 2015. Dissertação (Mestrado) — Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, São Paulo, 2015.
- STRYKOWSKI, P. J.; SREENIVASAN, K. R. On the formation and suppression of vortex shedding at low Reynolds numbers. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 218, p. 71–107, 1990.
- WANG, J.; JOSEPH, D. D. Boundary-layer analysis for effects of viscosity of the irrotational flow on the flow induced by a rapidly rotating cylinder in a uniform stream. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 557, n. 2006, p. 167–190, 2006.
- WHITE, F. M. **Viscous Fluid Flow**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 2006. 629 p.
- ZDRAVKOVICH, M. M. **Flow Around Circular Cylinders: Fundamentals**. New York: Oxford University Press, 1997. v. 1.