



Universidade Federal do Rio Grande  
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

---

Análise Numérica da Configuração Geométrica em  
Dispositivos de Conversão de Energia das Ondas do  
Tipo Coluna de Água Oscilante Considerando uma  
Turbina de Impulso

Dissertação de:  
**Amanda Lopes dos Santos**

Orientador:  
**Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos**

Coorientador:  
**Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde**

Maio de 2022

**Dissertação - PPGeo – FURG**

**Amanda Lopes dos Santos**

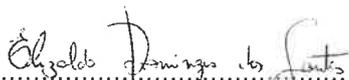
Mestre em Engenharia Oceânica

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGeo) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

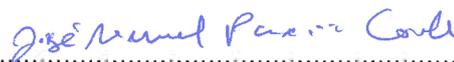


Prof. Dr. Liércio André Isoldi  
Coordenador do PPGeo

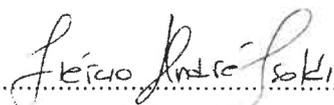
Banca examinadora:



Prof. Dr. Elizaldo Domingos dos Santos  
Orientador — PPGeo/FURG



Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde  
Coorientador — UNL/FCT



Prof. Dr. Liércio André Isoldi  
Membro Interno — PPGeo/FURG



Prof. Dr. Paulo Roberto de Freitas Teixeira  
Membro Interno — PPGeo/FURG



Prof. Dra. Adriane Prisco Petry  
Membro Externo — PROMEC/UFRGS

Rio Grande, 17 de maio de 2022

N471m Dos Santos, Amanda.

Análise Numérica da Configuração Geométrica em Dispositivos de Conversão de Energia das Ondas do Tipo Coluna de Água Oscilante Considerando uma Turbina de Impulso / Amanda Lopes dos Santos– 2022.  
9 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Rio Grande/RS, 2022.

Orientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

Coorientador: Dr. José Manuel Paixão Conde.

1. de 3 a 5 palavras-chave: modelo 2. dissertação 3. PPGEO  
I. Orientador, Nome do II Coorientador, Nome do III Título.

CDU 620.91

Catálogo na Fonte: Bibliotecário João da Silva CRB 12/3456



## Agradecimentos

Aos meus pais, Márcia e João, por todo amor incondicional e incentivo.

Ao Carlos Eduardo por toda paciência e amor.

Ao meu orientador, professor Elizaldo Domingues dos Santos, por toda empatia, pelo trabalho incrível e profissional exemplar que sempre foi.

A todos os meus familiares e amigos que sempre torcem tanto por mim.

Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico), pela bolsa de estudos que possibilitou a dedicação integral ao programa de pós-graduação durante parte do desenvolvimento desse estudo.

# Resumo

**Amanda Lopes dos Santos**

ANÁLISE NUMÉRICA DA CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA EM DISPOSITIVOS DE CONVERSÃO DE ENERGIA DAS ONDAS DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE CONSIDERANDO UMA TURBINA DE IMPULSO

O presente trabalho apresenta um estudo numérico sobre a investigação geométrica de um dispositivo de conversão de energia das ondas dos oceanos do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO), considerando uma turbina de impulso com rotação na região do duto de ar através de implementação de malha móvel. Mais precisamente, é empregado um modelo com um escoamento turbulento, transiente e incompressível de ar em um domínio bidimensional, que simula a câmara do dispositivo CAO. Nas simulações são impostas diferentes velocidades de entrada de acordo com cada geometria para que se mantenha uma mesma velocidade de ponta de pá de  $\lambda = 1.25$ . Primeiramente, o modelo computacional foi verificado e validado através da comparação de coeficientes de potência com os obtidos numericamente e experimentalmente na literatura para escoamentos turbulentos sobre turbinas Savonius em túnel de vento para diferentes velocidades de ponta de pá. O objetivo geral do trabalho é aplicar o Método do Design Construtal a fim de avaliar numericamente a influência da geometria da câmara trapezoidal do dispositivo sobre indicadores de performance, como a potência disponível, a potência da turbina e a eficiência. O problema é sujeito a duas restrições de área (área da região retangular da câmara do CAO e área trapezoidal de transição entre a região retangular da câmara e o duto de saída. Além disso, são investigados 2 graus de liberdade:  $H_1/L_1$  (razão entre altura e comprimento da região retangular da câmara) e  $L_2/H_2$  (razão entre a base menor da região trapezoidal da câmara e altura dessa região). De posse dos resultados, a geometria na qual observou-se a maior eficiência ( $\eta = 0.601726$ ) do dispositivo corresponde aos valores de  $L_2/H_2 = 1.0$  e  $H_1/L_1 = 5.0$ . Entretanto, a eficiência não é o melhor indicador de performance para a análise do problema investigado aqui, pois conduz a geometrias ótimas não recomendadas. Assim, é recomendado o uso da potência da turbina. O desempenho da configuração ótima foi aproximadamente 10% superior a pior configuração, mostrando a importância da investigação geométrica nesse tipo de problema. Esta condição ótima foi obtida para a razão mais alta de  $L_2/H_2$  testada, ao passo que a razão de  $L_2/H_2 = 0.75$  forneceu menor potência quando comparada às outras.

**Palavras-chave:** Coluna de água oscilante. Turbina Savonius. Design Construtal. Simulação Numérica.

# Abstract

**Amanda Lopes dos Santos**

NUMERICAL ANALYSIS OF GEOMETRIC CONFIGURATION IN OSCILLATING WATER COLUMN ENERGY CONVERSION DEVICES CONSIDERING NA IMPULSE TURBINE

The present work presents a numerical study about the geometric investigation of an Oscillating Water Column (OWC) wave energy conversion device type, considering an impulse turbine with rotation in the region of the air duct through mobile mesh implementation. More precisely, a model with a turbulent, transient, and incompressible flow of air in a two-dimensional domain is employed, which simulates the chamber of the OWC device. In the simulations, different initial speeds are imposed according to each geometry, to maintain the same blade tip speed of  $\lambda = 1.25$ . First, the computational model was verified and validated by comparing the power coefficients with those obtained numerically and experimentally from the literature for turbulent flows of Savonius turbines in a wind tunnel for different blade tip speeds. The general objective of the work is to apply the Constructal Design Method to evaluate numerically the influence of the geometry of the trapezoidal chamber of the device over performance indicators, such as available power, turbine power and efficiency. To the problem are imposed two area restrictions (area of the rectangular region of the OWC chamber and the trapezoidal transition area between the rectangular region of the chamber and the output duct). In addition, 2 degrees of freedom are investigated,  $H_1/L_1$  (ratio between height and length of the rectangular region of the chamber) and  $L_2/H_2$  (ratio between the smallest base of the trapezoidal region of the chamber and height of this region). Based on the results, the geometry of the device with the highest efficiency ( $\eta = 0.601726$ ) corresponds to the values of  $L_2/H_2 = 1.0$  and  $H_1/L_1 = 5.0$ , respectively. However, efficiency is not the best performance indicator for the analysis of the problem investigated here, as it leads to non-recommended optimal geometries. Thus, the use of turbine power is recommended. The performance of the optimal configuration was approximately 10% higher than the worst configuration, demonstrating the importance of geometric investigation in this type of problem. This optimal condition was obtained for the highest  $L_2/H_2$  ratio tested, while the  $L_2/H_2 = 0.75$  provided less power when compared to the others.

**Keywords:** Oscillating water column. Savonius turbine. Constructal Design. Numerical simulation.

# Sumário

	<b>Página</b>
<b>Lista de Figuras</b>	<b>X</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>XV</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>XVI</b>
<b>Lista de Siglas</b>	<b>XVIII</b>
<b>1  Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Motivação _____	2
1.2 Estado da Arte _____	5
1.3 Objetivos _____	11
1.3.1 Objetivos Específicos _____	11
<b>2  Fundamentação Teórica</b>	<b>13</b>
2.1 Energia das Ondas _____	13
2.1.1 Dispositivo de Coluna de Água Oscilante _____	16
2.2 Turbinas de Impulso _____	20
<b>3  Fundamentos da Teoria Construtal</b>	<b>26</b>
<b>4  Modelagem Matemática</b>	<b>30</b>
4.1 Equações de Conservação _____	30
4.2 Descrição do Problema e Aplicação do Design Construtal _____	31
<b>5  Modelagem Numérica</b>	<b>36</b>
5.1 O Método dos Volumes Finitos _____	37
5.1.1 Discretização Temporal das Equações de Conservação _____	38
5.1.2 Tratamento dos Termos Advectivos das Equações de Conservação _____	39
5.1.3 Acoplamento Pressão-Velocidade _____	39
5.2 Verificação do Modelo Numérico e Discretização Espacial _____	39
<b>6  Resultados e Discussões</b>	<b>44</b>
6.1 Resultados da inserção de um domínio semi-circular na região de saída do dispositivo CAO 44	
6.2 Resultados de investigação da imposição de velocidade senoidal no tempo no dispositivo CAO 48	
6.2.1 Resultados para dispositivo CAO com região de saída e imposição de velocidade senoidal 51	

6.3	Resultados da otimização geométrica através do método Design Construtal para o dispositivo CAO com região de saída e imposição de velocidade constante _____	53
7	<b>Conclusões e Proposta de Continuidade</b>	<b>71</b>
	<b>Referências</b>	<b>73</b>

# Lista de Figuras

## Página

<b>Figura 1.1:</b> Protótipo de um CAO em <i>Galway Bay</i> , Irlanda, 2008. Fonte: Falcão, (2016).	2
<b>Figura 1.2:</b> Ilustração do princípio de funcionamento do dispositivo CAO. Fonte: Gomes <i>et al.</i> (2015).	3
<b>Figura 1.3:</b> Representação 3D de uma turbina de impulso. Fonte: Velez (2010).	4
<b>Figura 1.4:</b> Restrições físicas na chaminé do dispositivo CAO: (a) restrição assimétrica (b) restrição elíptica. Fonte: Gomes <i>et al.</i> (2015).	6
<b>Figura 1.5:</b> Seis formas diferentes de geometrias para o dispositivo CAO. Fonte: Isoldi <i>et al.</i> (2015).	7
<b>Figura 1.6:</b> Domínio computacional da turbina de impulso 3D. Fonte: Liu <i>et al.</i> (2019).	8
<b>Figura 1.7:</b> Instalação experimental para testes da turbina de impulso nos fluxos de ar alternativos. Fonte: Liu <i>et al.</i> (2019).	9
<b>Figura 1.8:</b> Características do fluxo no CAO com câmara inclinada à 55°. Fonte: Prasad <i>et al.</i> (2018)	10
<b>Figura 2.1:</b> Mapa global do recurso de energia das ondas em kW/m (Fonte: adaptado de Vianna <i>et al.</i> , 2017).	14
<b>Figura 2.2:</b> Layout da boia de navegação proposta por Masuda em 1960. Fonte: Falcão e Henriques (2016).	15
<b>Figura 2.3:</b> Classificação quanto a profundidade e seu respectivo poder de onda. Fonte: Adaptado de EWP (2020).	15
<b>Figura 2.4:</b> Ilustração do protótipo de um CAO: projeto King Island na Austrália. Fonte: Arena (2019)	17
<b>Figura 2.5:</b> Princípio de funcionamento de um CAO a) momento do avanço da onda sobre o dispositivo b) recuo da onda. Fonte: Inforce-Europe (2019).	18
<b>Figura 2.6:</b> Central de energia das ondas com um dispositivo CAO e seu conjunto de turbinas, no porto de Sakata, Japão. Fonte: adaptado de Reis <i>et al.</i> (2015) e Falcão e Gato (2012).	19
<b>Figura 2.7:</b> a) Os componentes da turbina de impulso de Kerala b) A turbina de impulso instalada no dispositivo CAO. Fonte: Mala <i>et al.</i> (2009)	19
<b>Figura 2.8:</b> Representação 3D de uma turbina de impulso. Fonte: Falcão e Henriques (2016).	20

<b>Figura 2.9:</b> Ilustração do escoamento através das pás do rotor. Fonte: Falcão e Henriques (2016).	21
<b>Figura 2.10:</b> Pá simplificada de uma turbina de arrasto. Fonte: Custódio (2009).	24
<b>Figura 2.11:</b> Escoamento na seção da pá de um rotor de uma turbina de sustentação. Fonte: Custódio (2009).	25
<b>Figura 3.1:</b> O fenômeno do design na natureza. Lado esquerdo: delta do rio Lena, na Sibéria. Lado direito: molde de um pulmão humano. Fonte: Bejan e Zane (2012).	26
<b>Figura 3.2:</b> Semelhanças entre o design de uma árvore e de um relâmpago. Fonte: Bejan e Zane (2012).	27
<b>Figura 3.3:</b> Fenômenos de geração de design construtivo na natureza. Fonte: Bejan e Lorente (2011).	28
<b>Figura 4.1:</b> Ilustração do domínio computacional de um dispositivo CAO considerando uma turbina de impulso de Dos Santos <i>et al.</i> (2022).	32
<b>Figura 4.2:</b> Representação esquemática de um rotor de uma turbina de impulso.	32
<b>Figura 4.3:</b> Ilustração do domínio computacional de um dispositivo CAO considerando uma turbina com domínio de saída de $R_E = 10^*l$ .	33
<b>Figura 4.4:</b> Ilustração do domínio com câmara trapezoidal a ser avaliado geometricamente com o método Design Construtal.	34
<b>Figura 4.5:</b> Ilustração do processo de otimização aplicado ao dispositivo CAO.	35
<b>Figura 5.1:</b> Técnica de discretização para o Método dos Volumes Finitos. Fonte: Maliska (2004).	37
<b>Figura 5.2:</b> Comparação entre diferentes coeficientes obtidos no presente trabalho e aqueles apresentados por Akwa <i>et al.</i> (2012).	41
<b>Figura 5.3:</b> Malha empregada no domínio do dispositivo CAO para simulações com geração de ondas senoidais em Dos Santos (2018). Fonte: Dos Santos (2018).	42
<b>Figura 5.4:</b> Refinamento da malha na região da turbina. Fonte: Dos Santos (2018).	43
<b>Figura 6.1:</b> Malha com arco no domínio de saída.	44
<b>Figura 6.2:</b> Comparação entre os coeficientes obtidos no presente trabalho e em Dos Santos (2018) para $\lambda = 1,25$ e $V_o = 1.4$ m/s.	45
<b>Figura 6.3:</b> Comparação dos valores do $C_p$ no tempo para Dos Santos (2018) e o presente trabalho, com a inserção do novo domínio de saída.	46
<b>Figura 6.4:</b> Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com domínio de saída $\lambda = 1.25$ e $V_o = 1.4$ m/s a) escoamento em 0.2625 s b) escoamento em 0.525 s c) escoamento em 0.7875 s d) escoamento em 1.05 s e) escoamento em 1.3125 s e f) escoamento em 1.75 s.	46

**Figura 6.5:** Campos de pressão em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com domínio de saída e  $\lambda = 1.25$  e  $V_0 = 1.4$  m/s a) escoamento em 0.2625 s b) escoamento em 0.525 s c) escoamento em 0.7875 s d) escoamento em 1.05 s e) escoamento em 1.3125 s e f) escoamento em 1.75 s. \_\_\_\_\_ 47

**Figura 6.6:** Coeficientes médios em função de  $\lambda$  para os casos do dispositivo CAO com velocidade imposta constante (Dos Santos, 2018) e com velocidade senoidal (Presente trabalho). \_\_\_\_\_ 49

**Figura 6.7:** Comparação dos valores do  $C_p$  no tempo para Dos Santos (2018) com velocidade constante e o presente trabalho, com velocidades senoidais, para o caso  $\lambda = 1.25$  \_\_\_\_\_ 50

**Figura 6.8:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com  $\lambda = 1.25$  e velocidade senoidal: a) 0.2625 s b) 0.7875 s c) 1.3125 s e d) 1.75 s. \_\_\_\_\_ 50

**Figura 6.9:** Campos de pressão em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com  $\lambda = 1.25$  e velocidade senoidal: a) 0.2625 s b) 0.525 s c) 0.7875 s d) 1.05 s e) 1.3125 s e f) 1.75 s. \_\_\_\_\_ 51

**Figura 6.10:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com domínio de saída e  $\lambda = 1.25$  e imposição de velocidade senoidal: a) escoamento em 0.2625 s b) escoamento em 0.7875 s c) escoamento em 1.3125 s e f) escoamento em 1.75 s. \_\_\_\_\_ 52

**Figura 6.11:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com domínio de saída e  $\lambda = 1.25$  e imposição de velocidade senoidal: a) escoamento em 0.2625 s b) escoamento em 0.7875 s c) escoamento em 1.3125 s e d) escoamento em 1.75 s. \_\_\_\_\_ 53

**Figura 6.12:** Influência de  $H_1/L_1$  na potência disponível do dispositivo CAO para diferentes magnitudes de  $L_2/H_2$ . \_\_\_\_\_ 54

**Figura 6.13:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $P_{disp,mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ : a)  $t = 0.2625$ s b)  $t = 0.7875$ s c)  $t = 1.3125$ s e d)  $t = 1.75$ s. \_\_\_\_\_ 55

**Figura 6.14:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $P_{disp,mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ : a)  $t = 0.2625$ s b)  $t = 0.7875$ s c)  $t = 1.3125$ s e f)  $t = 1.75$ s. \_\_\_\_\_ 55

**Figura 6.15:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 56

**Figura 6.16:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 57

**Figura 6.17:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 57

**Figura 6.18:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 58

**Figura 6.19:** Influência de  $H_1/L_1$  na potência da turbina do dispositivo CAO para diferentes magnitudes de  $L_2/H_2$ . \_\_\_\_\_ 59

**Figura 6.20:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $P_{turb, mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 5.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 60

**Figura 6.21:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $P_{turb, mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 5.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e f)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 60

**Figura 6.22:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 62

**Figura 6.23:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 62

**Figura 6.24:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 63

**Figura 6.25:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 63

**Figura 6.26:** Influência de  $H_1/L_1$  na eficiência do dispositivo CAO para diferentes magnitudes de  $L_2/H_2$ . \_\_\_\_\_ 64

**Figura 6.27:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $\eta_{mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 1.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 65

**Figura 6.28:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $\eta_{mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 1.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 66

**Figura 6.29:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.25$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 66

**Figura 6.30:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.25$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 67

**Figura 6.31:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 67

**Figura 6.32:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s. \_\_\_\_\_ 68

**Figura 6.33:** Efeito da razão  $L_2/H_2$  sobre a potência disponível uma vez maximizada ( $P_{disp,m}$ ) e correspondente razão  $H_1/L_1$  uma vez otimizada,  $(H_1/L_1)_o$ . \_\_\_\_\_ 69

**Figura 6.34:** Efeito da razão  $L_2/H_2$  sobre a potência da turbina uma vez maximizada ( $P_{turb,m}$ ) e correspondente razão  $H_1/L_1$  uma vez otimizada,  $(H_1/L_1)_o$ . \_\_\_\_\_ 69

**Figura 6.35:** Efeito da razão  $L_2/H_2$  sobre a eficiência uma vez maximizada ( $\eta_m$ ) e correspondente razão  $H_1/L_1$  uma vez otimizada,  $(H_1/L_1)_o$ . \_\_\_\_\_ 70

## Lista de Tabelas

	<b>Página</b>
<b>Tabela 5.1:</b> Resultados de Santos (2018) para os coeficientes da turbina Savonius para diferentes malhas e comparação com os resultados de Akwa <i>et al.</i> (2012) ( $R_{eD} = 867\,000$ , $\lambda = 2.0$ ). _____	40
<b>Tabela 6.1:</b> Coeficiente de arrasto, sustentação, torque e potência obtidos nas simulações senoidais com $\lambda = 1.25$ _____	52

# Lista de Símbolos

## *Símbolos Romanos*

$A$	Área da seção transversal [m <sup>2</sup> ].
$A_1$	Área retangular da câmara hidropneumática [m <sup>2</sup> ].
$A_2$	Área trapezoidal da câmara hidropneumática [m <sup>2</sup> ].
$A_R$	Área projetada do rotor [m <sup>2</sup> ].
$a$	Afastamento [mm].
$a_\infty$	Coefficiente de fechamento [-].
$c$	Comprimento da corda [mm].
$C_A$	Coefficiente de arrasto [-].
$C_P$	Coefficiente de potência [-].
$C_S$	Coefficiente de sustentação [-].
$C_T$	Coefficiente de torque [-].
$D$	Diâmetro [m].
$E$	Energia cinética [J].
$e$	Espessura [mm].
$F_A$	Força de arrasto [N].
$F_S$	Força de sustentação [N].
$H$	Altura da câmara hidropneumática [m].
$H_1$	Altura da área retangular da câmara hidropneumática [m].
$H_2$	Altura da área trapezoidal da câmara hidropneumática [m].
$h$	Altura da chaminé [m].
$k$	Energia cinética turbulenta [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ].
$L$	Comprimento da câmara hidropneumática [m].
$L_1$	Comprimento da área retangular da câmara hidropneumática [m].
$L_2$	Comprimento da área trapezoidal da câmara hidropneumática [m].
$l$	Comprimento do duto de ar [m].
$m$	Massa [kg].
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s].
$P_{disp}$	Potência disponível [W].
$P_{turb}$	Potência da turbina [W].
$\check{P}_K$	Função limitadora [-].
$p$	Pressão [N/m <sup>2</sup> ].
$R$	Raio [mm].
$R_E$	Diâmetro do arco de saída [m].
$Re_D$	Número de Reynolds, $Ud/\nu$ [-].
$s$	Sobreposição.
$T$	Torque [N×m].
$t$	Tempo [s].
$u$	Componente da velocidade na direção $x$ [m/s].

$v$	Componente da velocidade na direção $y$ [m/s].
$\vec{v}$	Vetor velocidade [m/s].
$v_1$	Velocidade a montante do rotor [m/s].
$v_2$	Velocidade no plano do rotor [m/s].
$v_3$	Velocidade a jusante do rotor [m/s].
$\nu_f$	Viscosidade turbulenta [m <sup>2</sup> /s].
$V_o$	Velocidade não perturbada do vento [m/s].
$V_R$	Velocidade relativa [m/s].
$x$	Coordenada cartesiana [m].
$\dot{W}$	Potência hidropneumática [W].
$y$	Coordenada cartesiana [m].

### ***Símbolos Gregos***

$\alpha$	Função de combinação [-].
$\beta$	Função de combinação [-].
$\Delta$	Variação da componente em relação ao tempo ou ao espaço [-].
$\eta$	Eficiência [-].
$\theta$	Ângulo de incidência do ar [Θ].
$\lambda$	Razão de velocidade de ponta [-].
$\mu$	Viscosidade dinâmica [Pa×s].
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s].
$\pi$	Proporção numérica definida pela relação entre o perímetro de uma circunferência e o seu diâmetro [-]
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ].
$\sigma$	Função de combinação [-].
$\tau$	Tensor taxa de Reynolds [Pa].
$\omega$	Velocidade angular [rad/s].
$\bar{\omega}$	Taxa específica de dissipação [s <sup>-1</sup> ].

### ***Subscritos e Superscritos***

–	Operador média temporal.
$f$	Final.
$m$	Uma vez maximizado.
$o$	Uma vez otimizado.
$t$	Turbulento.

## Lista de Siglas

BE	Busca Exaustiva.
CAO	Coluna de Água Oscilante.
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico.
EDP	Equação Diferencial Parcial
EMEC	<i>European Marine Energy Centre</i>
FURG	Universidade Federal do Rio Grande.
IEA	<i>International Energy Agency</i>
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos.
PPGEO	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica.
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
VOF	<i>Volume of Fluid</i>

# 1 | Introdução

O cenário de políticas atuais, segundo *International Energy Agency* (2019), mostra que a demanda por serviços de energia tende a aumentar em 1.3% em cada ano até 2040, resultando em uma ascendente taxa de emissões de gases de efeito estufa, assim como tensões crescentes em aspectos de segurança energética. Tendo em vista essas circunstâncias, a tendência que com o aumento progressivo do consumo, torne-se cada vez mais forte a necessidade de buscar por soluções energéticas de baixo custo e de mínimo impacto ambiental, aspirando por um desenvolvimento sustentável e equânime. Em 2019 a maior parte do suprimento mundial de energia ainda derivava de fontes fósseis, como o petróleo, o carvão mineral e o gás natural (FGV, 2020).

Consideradas como fontes não renováveis de energia, os processos de sua utilização são irreversíveis e geram resíduos prejudiciais ao meio ambiente, como os gases de efeito estufa. Em 2021, as emissões de dióxido de carbono, um dos maiores causadores do aquecimento global, tiveram o segundo maior aumento anual da história (IEA, 2021). Além disso, as fontes fósseis têm custo crescente e há competição pelos seus recursos energéticos distribuídos de forma irregular pelo mundo, constituindo relevantes riscos à segurança energética mundial (IAC, 2007). Nesse cenário, o dever de uma transição rumo à sustentabilidade energética compreende não apenas a necessidade de suprir a demanda mundial e garantir uma oferta que atenda às exigências futuras, como também à preservação dos recursos ambientais e à redução de riscos gerados por conflitos geopolíticos.

Conforme reconhecido pelo protocolo de Kyoto em 1997, conseguir um futuro de energia limpa é o grande desafio do século XXI. Assim, abordagens de longo alcance são exigidas para alcançar o propósito de uma matriz energética sustentável, logo as mudanças devem ser feitas no modo como a energia é fornecida, tornando primordial o uso de fontes renováveis de energia. Emitindo pouco carbono e sendo praticamente inexauríveis, as fontes renováveis de energia têm ganhado espaço na matriz energética, tornando-se o terceiro maior contribuinte para a produção global de eletricidade em 2015 (IEA, 2017). O Brasil tem posição de destaque nesse âmbito, com sua matriz energética composta por 42.9% de energias renováveis (EPE, 2020), contando com os seus vastos recursos hídricos, eólicos e solares, essa porcentagem pode crescer consideravelmente com o investimento relacionado ao estudo de fontes de energia renovável e suas implementações.

Um potencial ainda pouco explorado no Brasil e no mundo é o de geração de energia através dos oceanos. Considerada limpa, de alta densidade energética e com distribuição abundante por todo o planeta, os oceanos têm capacidade teórica para produzir o equivalente a vinte vezes o que o mundo consumiu de energia em 2013 (Tolmasquim, 2016), podendo vir a ter lugar de destaque na matriz energética global. Na atualidade, a geração de energia proveniente dos oceanos ainda se encontra em fase de desenvolvi-

mento, o que representa custos elevados. No entanto, grandes empresas, consórcios industriais e nações começaram a investir em projetos, acreditando no potencial do setor (EC, 2018). Com esforços conjuntos de pesquisa, inovação e suporte político a energia dos oceanos pode vir a melhorar a eficiência energética e reduzir a intensidade de carbono da economia mundial, corroborando a um desenvolvimento sustentável.

## 1.1 Motivação

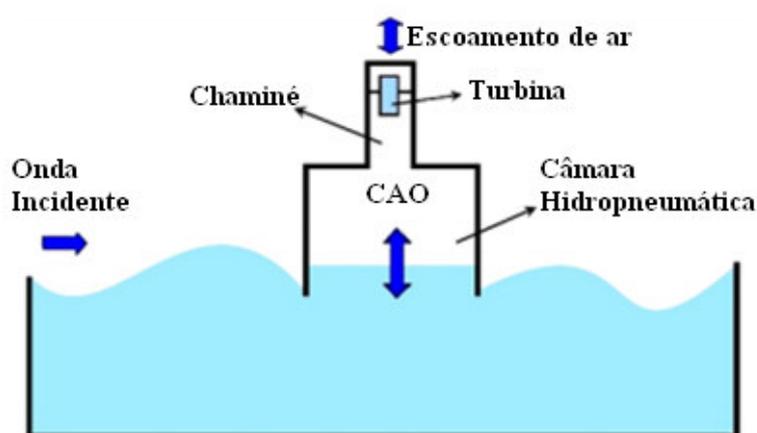
No âmbito do aproveitamento da energia oceânica, o estudo relacionado à energia das ondas tem avançado consideravelmente através de investimentos e aperfeiçoamentos tecnológicos na área (REN21, 2017). Principalmente por se mostrar uma fonte de energia de alta densidade, isso implica que para um mesmo potencial energético são requeridas menores áreas para a conversão da energia das ondas em eletricidade, inversamente àquelas necessárias aos aproveitamentos das energias solar e eólica (Tolmasquim, 2003). Atualmente, há diferentes meios capazes de realizar a conversão da energia das ondas em energia elétrica, como dispositivos de galgamento, corpos flutuantes e os dispositivos do tipo coluna de água oscilante (CAO), como o exibido pela figura 1.1. Há pouco consenso de design para dispositivos de energia das ondas, visto que não há um equipamento padrão no setor. Devido à natureza diversificada dos recursos de ondas, não parece que seja provável que exista um único dispositivo modelo, em vez disso, provavelmente haverá um pequeno número de tipos de dispositivos, que exploram e captam energia de maneira mais eficiente dependendo da região.



**Figura 1.1:** Protótipo de um CAO em *Galway Bay*, Irlanda, 2008. Fonte: Falcão, (2016).

Dentre os conversores de energia das ondas do mar existentes, o dispositivo de Coluna de Água Oscilante (CAO) é um dos mais estudados e com diversos protótipos instalados em países como Japão, Portugal, Espanha e Noruega (ISEL, 2007). A figura 1.2

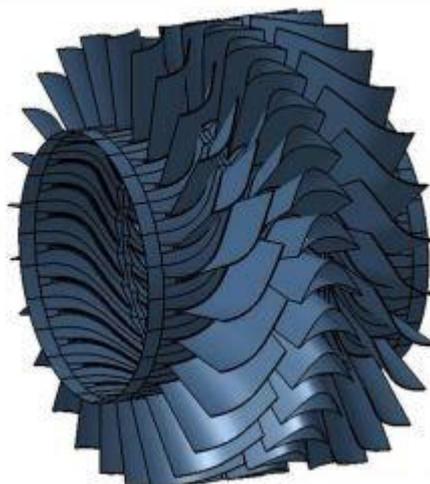
ilustra um domínio com o princípio de funcionamento desse equipamento. Nesse dispositivo, a energia cinética da movimentação do ar dentro da câmara é convertida em energia mecânica de rotação da turbina e, posteriormente, em energia elétrica. Os conversores CAO consistem em estruturas parcialmente submersas, as quais são abertas ao mar por debaixo da linha de água e que contêm certa quantidade de ar. O movimento das ondas no exterior causa o movimento da coluna de água no interior da estrutura, de maneira que alternadamente pressurize e despressurize o ar dentro do dispositivo, gerando um escoamento pulsante que passa por uma turbina. Devido a essa condição do escoamento, torna-se necessário o uso de uma turbina que permita manter o sentido da rotação, independente do sentido do escoamento (Gomes *et al.*, 2018). Por conseguinte, com um gerador acoplado à turbina, a energia das ondas é convertida em eletricidade.



**Figura 1.2:** Ilustração do princípio de funcionamento do dispositivo CAO.

Fonte: Gomes *et al.* (2015).

Considerada como o elemento mais crítico na composição do sistema de conversão de energia em um dispositivo CAO, a turbina está sujeita a condições de funcionamento extremamente exigentes, como a salinidade do mar e o escoamento irregular, altamente variável ao longo do tempo (FCT, 2018). Recentemente, a turbina de impulso, representada na figura 1.3, tem sido considerada como uma alternativa promissora no comparativo com a turbina Wells para equipar sistemas CAO. Uma vez que, possui uma gama muito maior de operação eficiente e estável e é dotada de capacidade de lidar com ondas de alta intensidade, em condições em que a turbina Wells causa problemas de manutenção e ruído (Suleman e Khaleeq, 2011). Assim, a turbina de impulso seria uma escolha justificável para lidar com os inúmeros recursos de ondas, nas mais diversas regiões.



**Figura 1.3:** Representação 3D de uma turbina de impulso. Fonte: Velez (2010).

Contudo, essa tecnologia de conversão de ondas em energia elétrica ainda possui obstáculos financeiros a transpor, por se tratar de investimento de risco e com alto custo inicial. Percalços que podem se tornar pequenos quando levada em consideração as suas vantagens, como: a possibilidade da geração de energia se situar próximo ao centro de carga, conseqüentemente, reduzindo as perdas por transporte; produção energética contínua e limpa; os empreendimentos requerem estruturas simples; deve-se ressaltar também, a geração de empregos e incremento de receitas locais (Tolmasquim, 2016).

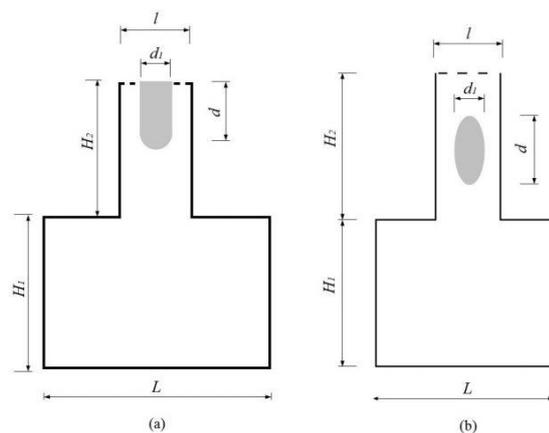
Por essa razão, é necessário um suporte político adicional a pesquisas na área e seus desenvolvimentos, a fim de possibilitar as reduções de custo geradas por comissionamento de plantas comerciais maiores. A inovação tecnológica e o aprendizado por meio da pesquisa são fundamentais para a consolidação do poder das ondas como fonte de energia. A pesquisa deve se concentrar nos principais sistemas, como no dispositivo CAO, simplificando os procedimentos de instalação para manter os custos baixos e também investindo em conceitos de melhoria de design, atualmente em estágios iniciais, que podem ser bem sucedidos no futuro (IEA, 2019).

Com o intuito de usufruir do potencial energético das ondas, é necessário realizar estudos sobre a conversão de energia das ondas em energia elétrica, possibilitando o crescimento e valorização de energias limpas. Nesse contexto, simulação numérica é uma ferramenta vantajosa nas etapas de desenvolvimento, dimensionamento e análise de projetos. Recurso que permite ao pesquisador avaliar os resultados e, caso seja necessário, introduzir modificações, até obter a solução adequada. Logo, torna-se de extrema importância no caso da avaliação da energia das ondas, pois pode explicitar as vantagens da criação de dispositivos como CAO, para que governos e empresas privadas invistam sem medo nesse ramo energético promissor.

## 1.2 Estado da Arte

Uma análise abrangente, sobre as tecnologias de dispositivos de coluna de água oscilante e de turbinas de ar utilizadas nesses dispositivos, foi apresentada por Falcão e Henriques (2016). O estudo apresentou desde a história dos primeiros conversores de energia das ondas aos atuais, até questões técnicas, numéricas e experimentais de modelagem de um dispositivo CAO. Mostrando a evolução da tecnologia da sua criação aos dias de hoje, classifica os dispositivos quanto a sua proximidade da costa e em seus princípios físicos de funcionamento. O autor realizou comparações entre os tipos existentes de turbinas de ar usadas para conversão de energia em um CAO, comentou sobre as vantagens e desvantagens de turbinas, como Wells e de impulso, concluindo que enquanto a primeira possui alta eficiência, a segunda ganha em confiabilidade. E nesse caso, é esperado que ocorram avanços tecnológicos a respeito, permitindo o aumento de eficiência mantendo a estabilidade, posto que a turbina é parte extremamente crítica da geração de energia, devido às inúmeras solicitações que sofre. O artigo retratou a importância da modelagem numérica dos CAOs, pois, em modelagens teóricas, efeitos não-lineares não são contabilizados como o desprendimento de vórtices e efeitos relacionados à turbulência do escoamento. Mesmo assim, o autor destacou que a validação para esse tipo de problema é fundamental. Outras questões importantes abordadas foram controles de fase e de velocidade de rotação, realçando que a última deve ser ajustada à energia pneumática disponível para a turbina.

Na área da modelagem computacional de dispositivos do tipo CAO, Gomes *et al.* (2015) apresentou uma análise numérica de um dispositivo de coluna de água oscilante, onde os domínios computacionais foram gerados no GAMBIT e as simulações numéricas no software Fluent adotando o Método dos Volumes Finitos (MVF). Ondas regulares foram geradas no tanque de ondas, as quais atingiam o CAO, gerando um escoamento de ar através do duto da turbina. Com o objetivo de comparar a imposição de duas restrições físicas na saída do duto, simulando o efeito de uma turbina sobre o escoamento de fluido dentro da câmara do dispositivo. Primeiramente, uma restrição assimétrica foi inserida no duto e, em seguida, uma restrição física simétrica em forma elíptica foi estudada. As restrições físicas impostas ao duto da turbina do dispositivo CAO são mostradas na figura 1.4. Os resultados mostraram que o tipo de restrição não só afetou a potência disponível do sistema, como o comportamento do escoamento de ar no interior da câmara. Gomes *et al.* (2015) constatou que existem dois fatores que devem ser levados em consideração para que se possa representar adequadamente a turbina por meio de uma restrição: a pressão no interior da câmara e a vazão mássica, pois a combinação desses dois fatores gerou a energia disponível no dispositivo. Foi estabelecida uma estratégia de reprodução da queda de pressão em um dispositivo CAO causada pela presença da turbina, bem como, foram possíveis a geração de sua curva característica e a estimativa da potência disponível.



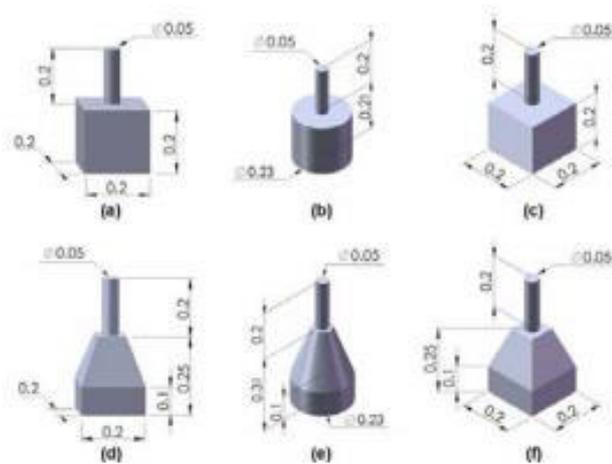
**Figura 1.4:** Restrições físicas na chaminé do dispositivo CAO: (a) restrição assimétrica (b) restrição elíptica. Fonte: Gomes *et al.* (2015).

Um modelo numérico tridimensional e com malha móvel dos componentes de um dispositivo de coluna de água oscilante é apresentado em Marjani et al (2008). Os objetivos foram a elaboração e validação de dois modelos independentes para a simulação do fluxo de ar na câmara hidropneumática e na turbina do dispositivo CAO. O escoamento é considerado viscoso, turbulento e instável. O software FLUENT é utilizado para as equações de conservação e energia. Os resultados obtidos indicam que os modelos desenvolvidos são bem adequados para analisar os fluxos de ar, tanto na câmara de ar quanto na turbina. No caso da turbina, os resultados numéricos de pressão e torque foram comparados com estudos experimentais, obtendo boa concordância.

O efeito de compressibilidade do ar no interior da câmara de um dispositivo CAO foi investigado por Gonçalves (2018). O autor realizou o estudo por meio de simulações numéricas, onde são usados o modelo multifásico VOF (*Volume of Fluid*) e o modelo de turbulência  $k-\epsilon$ , em um domínio bidimensional. Através de funções predefinidas pelo usuário no software Fluent são aplicados o modelo compressível, o gerador de onda e a turbina do dispositivo. Os efeitos de compressibilidade do ar foram analisados quanto as suas sensibilidades aos parâmetros de período da onda, altura da onda, relação característica da turbina e tipo de turbina. Os resultados mostraram que os efeitos de compressibilidade do ar são sensíveis a características da turbina e de período de onda, podendo ter efeito de redução de até 26% na eficiência pneumática. Além disso, foi realizado o dimensionamento de turbinas do tipo Wells e de impulso. Para a turbina de impulso uma eficiência global de 38% foi alcançada para um diâmetro de 2 m. Com a turbina de impulso o estudo obteve menores níveis de rotação, por outro lado também obteve diâmetros menores, não apresentando necessidade de uso de válvulas de alívio. Tais fatos implicam que sua escolha impactaria numa redução de custos e manutenção do equipamento.

O design de dispositivos conversores de energia das ondas é um assunto muito importante pelo fato de a tecnologia ainda não possuir um dispositivo considerado padrão, uma geometria julgada como ótima poderia incentivar o financiamento de protótipos. Em relação à geometria da câmara do dispositivo CAO foram realizados estudos como,

por exemplo, em Isoldi *et al.* (2015), onde foi desenvolvido numericamente um dispositivo de coluna de água oscilante empregando o MVE e, com o intuito de representar uma interação mais realista entre água, ar e CAO foi adotado o método VOF. O trabalho objetivou investigar a influência da geometria da câmara de ar hidropneumática sobre o escoamento de ar que passa pela região da turbina. Foram estudados seis modelos diferentes para a câmara, como mostrado na figura 1.5, em escala de laboratório, onde em todos os casos a área da seção transversal do fundo da câmara e o volume total se mantiveram constantes. Os resultados mostraram que a variação no formato da câmara do CAO pode levar a uma melhoria de 12.4% na vazão de ar que passa através do duto da turbina.



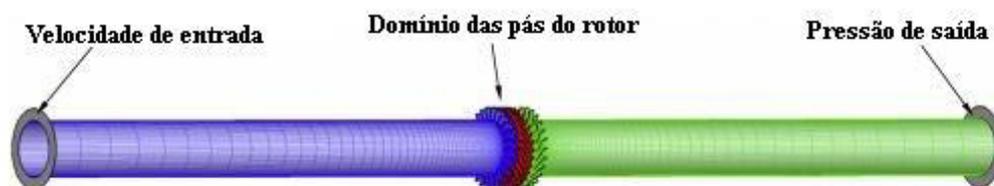
**Figura 1.5:** Seis formas diferentes de geometrias para o dispositivo CAO. Fonte: Isoldi *et al.* (2015).

As turbinas são equipamentos responsáveis pela extração da energia mecânica contida em escoamento, tendo em um dispositivo CAO papel imprescindível na avaliação de sua eficiência. A maximização da eficiência com o uso da turbina correta pode levar à redução de custos de implementação do dispositivo, portanto possui grande importância de estudo. Uma revisão sobre as turbinas de impulso utilizadas em dispositivos CAO é apresentada por Setoguchi *et al.* (2001). Por meio de simulações numéricas e experimentos, dois modelos de turbinas de impulso foram estudados: com pás direcionais fixas e com pás direcionais auto ajustáveis. Características de partidas e eficiência na conversão de energia são comparadas entre os modelos de turbina de impulso e a turbina do tipo Wells. Os autores constataram que o desempenho da turbina de impulso com pás direcionadoras auto ajustáveis sobressaiu-se em relação às demais, considerando a incidência de um escoamento irregular. Entretanto, a turbina com pás direcionais auto ajustáveis apresentaram mais problemas de manutenção devido às peças móveis, fazendo com que a turbina de impulso com pás direcionais fixas seja a mais recomendada. A turbina com pás direcionais fixas conta com eficiência também superior à turbina Wells, que apresenta uma faixa muito estreita de vazões nas quais opera eficientemente.

Até o momento, a maioria dos projetos de energia das ondas têm empregado a turbina Wells como unidade de tomada de força. Contudo, Suleman e Khaleeq (2011) defenderam o uso da turbina de impulso em detrimento à turbina Wells. Os autores apresentaram desvantagens inerentes a turbinas Wells, como sua estreita faixa de vazão em que opera com eficiências úteis, características iniciais precárias e operações de alta velocidade com conseqüente ruído. Com base em dados experimentais os autores realizaram um comparativo entre a Wells e a turbina de impulso com pás guias fixas, onde foi reafirmada a superioridade da Wells quando se trata de eficiência máxima. Em contraponto, a turbina de impulso apresenta uma gama muito maior de operação eficiente e estável, assim sua ampla faixa operacional compensa sua menor eficiência. Portanto, concluiu-se que a turbina de impulso é capaz de lidar com ondas de alta intensidade, sob condições que a turbina Wells se mostra ineficiente. A baixa e estável velocidade operacional da turbina de impulso também contribuiu para a diminuição considerável de ruído. Portanto, a turbina de impulso com palhetas guias fixas é a melhor escolha como unidade de tomada de força para um conversor de energia das ondas como o dispositivo CAO.

Vale destacar que alguns trabalhos também têm sido realizados no âmbito da abordagem numérica de escoamentos sobre turbinas, como mais recentemente em Liu *et al.* (2019), abordado na sequência do presente texto. Akwa *et al.* (2012) realizou um estudo numérico sobre o escoamento de ar em uma turbina Savonius e foi escolhido como referência nesse trabalho para a definição dos métodos numéricos e comparação de coeficientes estudados.

Um modelo numérico 3D e uma instalação experimental de uma turbina de impulso foram estudados em Liu *et al.* (2019), exibidos nas figuras 1.6 e 1.7, respectivamente. Teve como objetivo de prever o comportamento da turbina no dispositivo CAO sob condições de escoamento de ar alternativo, que são mais aproximados dos estados reais de mar. O modelo numérico é comparado e validado pelos resultados experimentais. Modos de partida automática e os efeitos do escoamento de ar constante e variados na turbina foram avaliados. A turbina de impulso demonstrou a possibilidade de gerar mais potência e alcançar maior eficiência de conversão de energia em escoamentos de ar alternativos, em comparação com aqueles que operam sob condições de escoamento de ar que praticamente não se alteram. A capacidade de partida automática da turbina de impulso, mesmo sob condições de escoamento de ar bidirecional se mostrou excelente.



**Figura 1.6:** Domínio computacional da turbina de impulso 3D. Fonte: Liu *et al.* (2019).

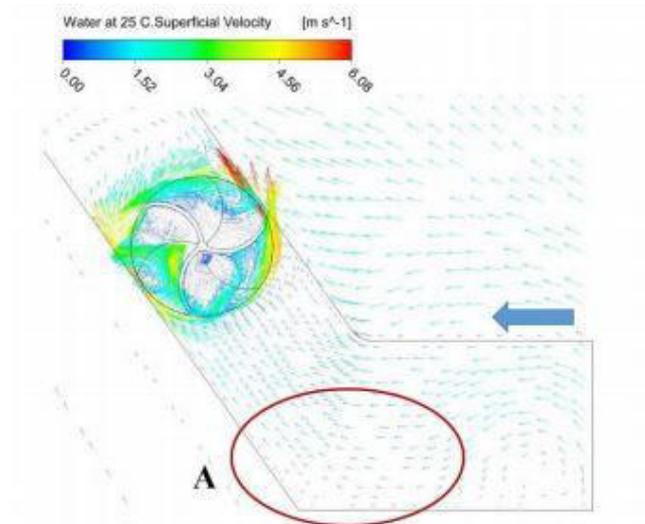


**Figura 1.7:** Instalação experimental para testes da turbina de impulso nos fluxos de ar alternativos. Fonte: Liu *et al.* (2019).

Akwa *et al.* (2012), através do MVF, estudou o escoamento de ar sobre turbinas eólicas do tipo Savonius. Foi considerado o rotor imerso em um escoamento turbulento e operando a uma rotação constante. Para tal, foi utilizado um domínio com malha móvel, onde o rotor da turbina se encontra, a fim de avaliar seu comportamento em operação. A velocidade angular da malha móvel é especificada em cada simulação, para que a razão de velocidade de ponta do rotor oscile entre valores estabelecidos. O estudo discutiu a influência da taxa de sobreposição das pás no torque e na potência do rotor Savonius. Diferentes geometrias do rotor foram testadas, mantendo o número de Reynolds, com base no diâmetro do rotor, igual a 433 500. As simulações foram desenvolvidas no software Star-CCM+, o modelo de turbulência adotado foi o  $k - \omega$  SST. Os coeficientes referentes às forças de arrasto, de sustentação, de torque e de potência foram obtidos para cada situação. Os parâmetros de desempenho do rotor Savonius, para o caso com sobreposição zero estiveram de acordo com os obtidos experimentalmente por outros autores, indicando a validação do modelo numérico. Os valores de torque e coeficientes de potência obtidos em função da razão da velocidade de ponta e a sobreposição das pás do rotor indicaram que o desempenho máximo do dispositivo ocorreu para sobreposições com valores próximos a 0.15.

Com o avanço da simulação numérica torna-se possível a modelagem de problemas mais complexos no âmbito da energia das ondas, como a modelagem de dispositivos CAO considerando o acoplamento da turbina no domínio e a sua rotação. Em Prasad *et al.* (2018) foi estudado numericamente o ângulo de inclinação da câmara do dispositivo CAO em relação às ondas incidentes, com o objetivo de aumentar o desempenho da turbina de impulso. As ondas foram geradas por um gerador de onda do tipo pistão. O trabalho foi realizado com o uso do código comercial para dinâmica dos fluidos Fluent, sendo a interação ar-água feita pelo método VOF. O domínio do rotor foi tratado como rotativo, com velocidades especificadas. Os resultados mostraram que o CAO com inclinação a  $55^\circ$  registrou desempenho superior quando comparado ao com a câmara convencional, tendo potência máxima do rotor de 23.3 kW, correspondendo à eficiência de 27.6% no estado médio do mar. O pico de potência e eficiência em estado máximo do

mar foram de 26.5 kW e 21.5%, respectivamente. A inclinação da câmara combina aumento de vazão e de energia do escoamento, levando assim a um desempenho maximizado. Uma ilustração dos vetores de velocidade no dispositivo de CAO com câmara inclinada de 55° são mostradas na figura 1.8.



**Figura 1.8:** Características do fluxo no CAO com câmara inclinada à 55°. Fonte: Prasad *et al.* (2018)

Em Dos Santos (2022) foi realizado um estudo numérico de um dispositivo CAO, considerando uma turbina de impulso com rotação no duto de ar através da implementação de um modelo de malha móvel. Os objetivos do estudo foram a verificação do modelo numérico com malha móvel da turbina de impulso em domínio livre a partir da comparação com a literatura e, posteriormente, o estudo da turbina inserida na geometria do dispositivo CAO. Para realizar a simulação numérica nos domínios gerados, o MVF foi empregado para resolver as equações de conservação de massa e quantidade de movimento. Para verificar o modelo numérico empregado, os coeficientes de arrasto, sustentação, torque e potência são obtidos e comparados com os estudos de Akwa *et al.* (2012). As simulações foram realizadas considerando um escoamento com um número de Reynolds de  $R_{eD} = 867\,000$ , ar como fluido de trabalho e uma razão de velocidade da ponta de  $\lambda = 2$ . Para o caso de verificação, foram obtidos coeficientes semelhantes aos anteriormente previstos por Akwa *et al.* (2012). No caso em que o dispositivo CAO foi inserido, foi possível observar uma intensificação do campo de velocidades na região da turbina. Os resultados indicaram que o coeficiente de potência aumentou, indicando que a inserção da turbina em um compartimento fechado pode beneficiar a conversão de energia em um dispositivo CAO.

Liu *et al.* (2021) apresentaram a validação de um modelo numérico tridimensional integrado, considerando uma turbina de impulso de fluxo axial acoplada a um CAO inserido em um tanque de ondas numéricas. O modelo baseado no método VOF foi verificado e validado por testes experimentais para dois modos de operação de uma turbina

de impulso, sob condições de ondas regulares e irregulares. As previsões numéricas em diferentes escalas de modelos considerando a compressibilidade do ar foram comparadas e os resultados numéricos, e as boas concordâncias mostraram o potencial apresentado pelo modelo integrado para aplicação em protótipos em escala real.

Ainda que existam diversos estudos sobre o funcionamento de um dispositivo CAO, as pesquisas considerando a movimentação da turbina no seu interior são um tema pouco explorado na literatura, especialmente a obtenção de recomendações geométricas para o dispositivo empregando Design Construtal. Portanto, intenciona-se no presente trabalho apontar uma recomendação teórica sobre a influência de determinados parâmetros geométricos sobre a potência de um dispositivo CAO, considerando uma turbina de impulso. Acredita-se que, a partir da análise dos estudos desenvolvidos na literatura, o presente trabalho apresente uma contribuição inédita para o estado da arte da área estudada.

### 1.3 Objetivos

Como objetivo geral pretende-se aplicar o Método do Design Construtal a fim de avaliar numericamente a influência da geometria de uma câmara trapezoidal de um dispositivo de Coluna de Água Oscilante (CAO) sobre a potência em uma turbina de impulso inserida no duto de ar. Sendo assim, visa-se obter recomendações teóricas a respeito do efeito de parâmetros geométricos do dispositivo sobre sua capacidade de geração.

Um segundo objetivo importante no trabalho consiste na melhoria do modelo computacional apresentado em Dos Santos (2018), com a inserção do domínio de saída que pretende evitar influências da condição de contorno da superfície externa sobre a região de saída do escoamento do duto de ar.

#### 1.3.1 Objetivos Específicos

Com relação à fenomenologia do problema, o presente trabalho tem como objetivos específicos:

- Verificar a modelagem de escoamentos turbulentos sobre turbinas Savonius em domínios abertos para diferentes velocidades de ponta de pá ( $\lambda$ );
- Avaliar a influência da inserção da turbina em um domínio que simula um dispositivo CAO sobre o coeficiente de potência da turbina para diferentes velocidades de ponta de pá ( $\lambda$ );
- Avaliar a influência de considerar um perfil de velocidades senoidal em função do tempo no domínio do CAO com turbina Savonius sobre o coeficiente de potência da turbina para diferentes velocidades de ponta de pá ( $\lambda$ );

- Comparar os resultados de coeficientes instantâneos e médios obtidos com o uso de um domínio auxiliar semicircular para saída do escoamento do dispositivo com casos sem esse domínio (impondo a pressão atmosférica na linha de saída do duto da turbina).

Com relação à aplicação do método Design Construtal, são estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- Avaliar o efeito da razão  $H_1/L_1$  (razão entre altura e comprimento da região retangular da câmara) sobre a potência disponível ( $P_{disp}$ ), potência na turbina ( $P_{turb}$ ) e eficiência ( $\eta$ ) do dispositivo CAO idealizado estudado;
- Avaliar o efeito da razão  $L_2/H_2$  (razão entre a base menor da região trapezoidal da câmara e altura dessa região) sobre a potência disponível, potência na turbina e eficiência do dispositivo uma vez maximizados e sobre a razão  $H_1/L_1$  ótima;
- Comparar as recomendações geométricas obtidas considerando ou não a turbina Savonius no domínio do duto de ar;
- Obter recomendações teóricas sobre a geometria trapezoidal da câmara do dispositivo CAO ( $L_2/H_2$ ), com a obtenção do indicador de performance mais adequado para o problema proposto.

## 2 | Fundamentação Teórica

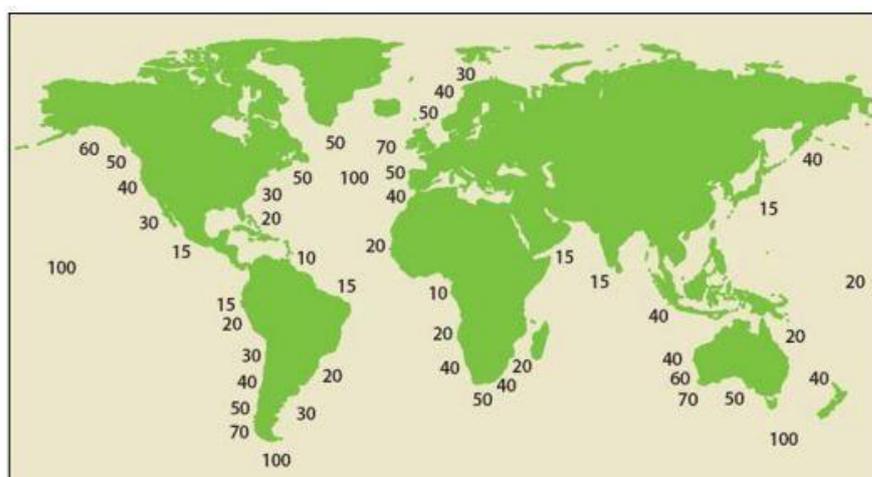
A fundamentação teórica, primeiramente, apresenta os conceitos fundamentais sobre energia das ondas, ressaltando questões importantes sobre o dispositivo CAO, como seu funcionamento e seus elementos construtivos. Posteriormente, são retratados conceitos relevantes sobre a turbina de impulso do dispositivo CAO.

### 2.1 Energia das Ondas

Dentre todas as fontes renováveis de energia e as intermitentes, a energia das ondas é a mais consistente. Com disponibilidade diária de 90%, apresenta produção mais contínua do que a energia eólica e solar, que possuem 30% de disponibilidade (Pelc e Fujita, 2002). Sua grande vantagem se encontra na sua previsibilidade de condições de onda ao longo de um período. O fluxo de energia das ondas é cerca de cinco vezes maior que o de vento e, além disso, se propagam pelo oceano com pouca perda de energia (Falnes, 2007).

As ondas são deformações na superfície dos oceanos resultantes da transferência de quantidade de movimento de dois fluidos diferentes, o ar e a água. Quando o sol aquece a superfície terrestre uma diferença de temperatura é gerada, esse aquecimento desigual faz com que o ar se mova e gere os ventos, que por sua vez transferem energia para a superfície do mar, formando as ondas. Logo, essa energia é considerada uma forma indireta de energia solar, porém com maior concentração, sendo de 10 a 30 vezes mais densa que a solar (Tolmasquim, 2003). Significando que, ao considerar um potencial energético similar, são requeridas menores áreas para a conversão da energia das ondas em eletricidade, inversamente àquelas necessárias aos aproveitamentos das energias solar e eólica (COPPE, 2013).

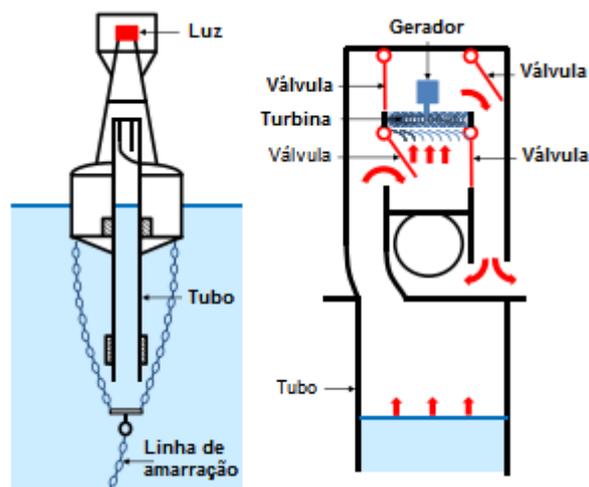
A energia total de uma onda é a combinação de dois componentes: da energia potencial, devido ao deslocamento vertical da superfície da água e da energia cinética, em consequência ao movimento oscilatório da onda (Dean e Dalrymple, 1991). Quando uma onda se forma é capaz de percorrer quilômetros em alto mar com insignificantes perdas de energia. A potência de uma onda é proporcional ao quadrado da sua amplitude e ao de seu período, assim ondas de elevada amplitude e período podem ultrapassar 50 kW/m. O fluxo médio anual de energia que atravessa o mundo é representado na figura 2.1, na qual o potencial de cada zona é caracterizado em kW por metro de frente de onda. Esses valores são variáveis, sendo capazes de alcançar 1 MW/m em estados de tempestade. Segundo *Ocean Energy System* (2014), áreas com médias anuais superiores a 15 kW/m possuem potencial de converter energia das ondas a preços competitivos.



**Figura 2.1:** Mapa global do recurso de energia das ondas em kW/m (Fonte: adaptado de Vianna *et al.*, 2017).

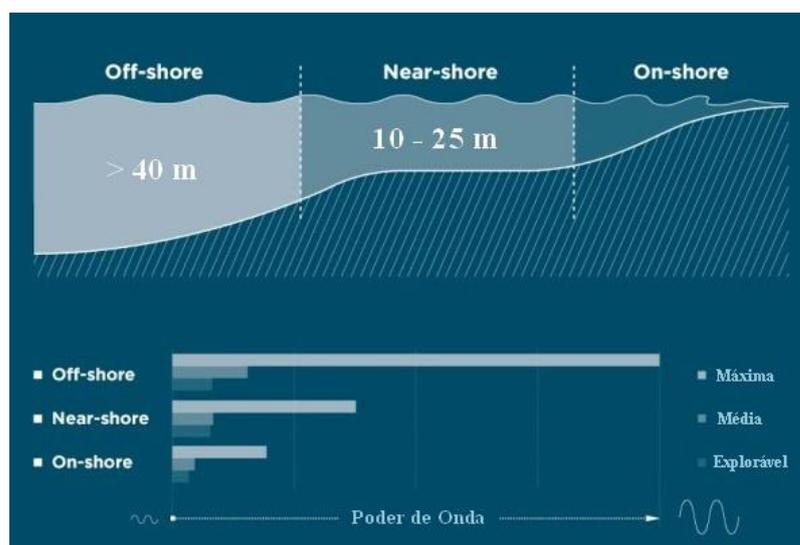
Em vista disso, nas últimas décadas os oceanos têm se tornado centro de estudos e pesquisas aprofundados sobre seu potencial energético, bem como sua influência geográfica nas mais diversas regiões do mundo. Com o propósito de transformar sua energia disponível em energia elétrica para consumo, a energia das ondas torna-se uma alternativa atrativa para ilhas ou países com grandes faixas costeiras (Cruz e Sarmiento, 2004), como é o caso do Brasil. A ampla costa brasileira com suas extensas áreas de mar territorial apresenta condições satisfatórias para o aproveitamento dos recursos energéticos do mar. Foi estimado que o potencial energético brasileiro, levando em consideração apenas ondas e marés, é de 114 GW. Esse potencial está distribuído entre o uso da energia das marés na região Norte e a energia das ondas nas regiões Nordeste, Sul e Sudeste. Com destaque para a região do litoral Sul, que apresenta potencial com valores superiores a 30 GW (Tolmasquim, 2016).

As primeiras pesquisas sobre conversão da energia das ondas do mar em energia elétrica datam de 1940 no Japão. Em meados dos anos 60, Yoshio Masuda desenvolveu uma boia de navegação alimentada por energia das ondas e equipada com uma turbina de ar, que posteriormente seria denominada como dispositivo do tipo Coluna de Água Oscilante (Falcão e Henriques, 2016). Essas boias foram comercializadas no Japão desde 1965 e são consideradas como os primeiros dispositivos de energia das ondas implantados com sucesso no mar. A ilustração do princípio desenvolvido por Masuda pode ser vista na figura 2.2. Após a crise do mercado petrolífero de 1973, a energia das ondas tomou lugar de destaque como alternativa às fontes de energia fósseis, sobretudo quando a Comissão Europeia incluiu a energia das ondas em seu programa de pesquisa e desenvolvimento de fontes renováveis de energia e financiou cerca de trinta projetos na área (Eurostat, 2019).



**Figura 2.2:** Layout da boia de navegação proposta por Masuda em 1960. Fonte: Falcão e Henriques (2016).

Após anos de pesquisa e desenvolvimento tecnológico, atualmente há uma gama de diferentes soluções capazes de extrair energia das ondas do mar. Assim, foi fundamental estabelecer critérios de classificação para os dispositivos que surgiram. Os equipamentos de conversão de energia das ondas são classificados conforme sua forma construtiva, princípios de funcionamento e aplicação (Paredes, 2008). A classificação é definida de acordo com a profundidade oceânica em que é instalado o referido equipamento e, segundo Cruz e Sarmiento (2004), se divide em: dispositivos costeiros (*onshore*); dispositivos próximos da costa (*nearshore*); dispositivos afastados da costa (*offshore*). A figura 2.3 ilustra as profundidades dessa classificação e seus respectivos poderes de onda:



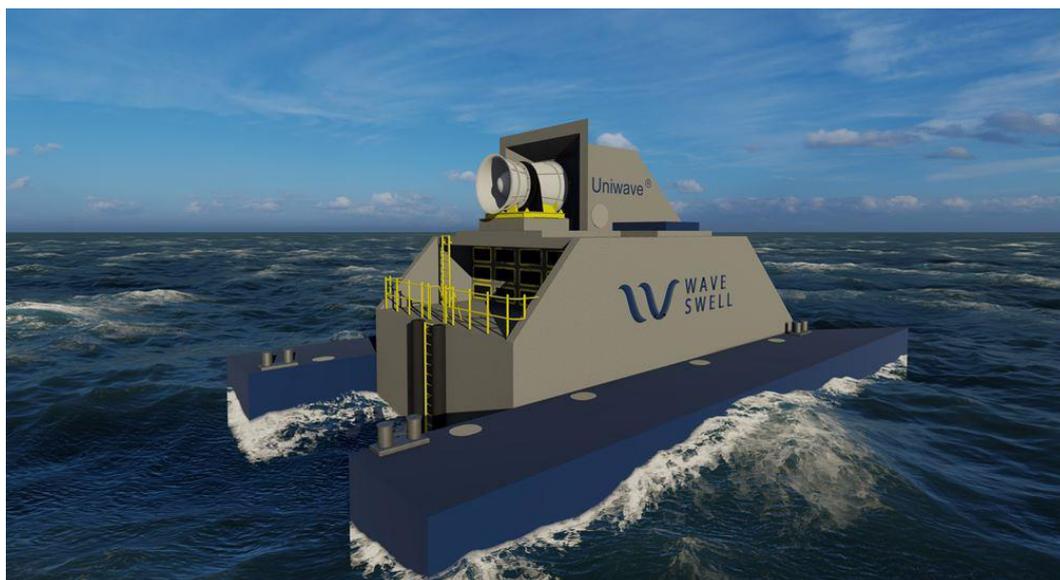
**Figura 2.3:** Classificação quanto a profundidade e seu respectivo poder de onda. Fonte: Adaptado de EWP (2020).

Essa classificação esclarece sobre o nível energético da onda e da facilidade de instalação e acesso ao dispositivo. Os dispositivos costeiros (*onshore*) possuem acesso por terra, sendo de fácil construção, instalação e manutenção, porém possuem menor nível de energia disponível. Os dispositivos próximos da costa (*nearshore*), apresentam uma distância razoável para transporte e distribuição de energia e estão localizados em uma região com maior potencial energético. Já os dispositivos em alto mar (*offshore*), usufruem dos altos potenciais de energia presente nas ondas em mar aberto. Contudo, quanto maior a distância da costa, maiores os custos, pois possuem dificuldades de acesso para instalação e manutenção, podendo também apresentar problemas relativos à interferência com rotas de navegação e na vida marinha (Paredes, 2008). Cruz e Sarmento (2004) apresentam também uma segunda classificação para os dispositivos, a qual está associada ao modo de converter a energia das ondas em energia elétrica, isto é, do tipo de equipamento. Tem-se assim, três principais classes de conversores: Os dispositivos de coluna de água oscilante, os corpos flutuantes e os dispositivos de galgamento.

Dessa maneira, contrariamente ao que tem sido observado em outras formas de conversão, como por exemplo a energia eólica, não há uma tecnologia dominante para a conversão de energia das ondas. Tal fato faz referência às diversas formas em que a energia das ondas pode ser absorvida, mudando o método de captação de energia tanto com a profundidade da água quanto com sua localização (Falcão, 2010). Em 2011 foi inaugurado na Inglaterra o *Wave Hub Limited*, que funciona como uma subestação submarina, permitindo que empresas testem seus equipamentos utilizados para aproveitamento da energia gerada pelas ondas, com o objetivo principal de demonstrar a viabilidade comercial desse tipo de energia. Nele mais de cem empresas já deram inícios aos testes de seus protótipos e, dentre os diversos tipos, o dispositivo de Coluna de Água Oscilante é considerado o mais promissor (EC, 2012).

### 2.1.1 Dispositivo de Coluna de Água Oscilante

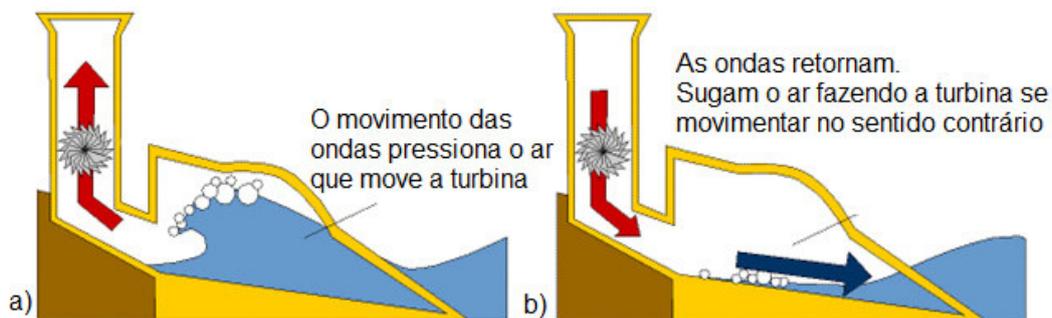
Segundo Falcão (2010) os dispositivos de Coluna de Água Oscilante (CAO) são a configuração mais investigada e desenvolvida atualmente. Países como a Escócia, China e Portugal aplicaram essa tecnologia de conversão de energia. A título de exemplo, Portugal contava com uma central instalada na Ilha do Pico, com potência de 400 kW, que em 2016 foi desativada. Atualmente há um projeto de energia das ondas de 200 kW de um dispositivo CAO chamado UniWave, que visa demonstrar a viabilidade da tecnologia quando implantado em larga escala (Arena, 2019). O projeto, iniciado em março de 2019, está localizado em King Island no continente australiano, está em funcionamento desde 2021, contribuindo para a combinação de recursos energéticos usados para abastecer as residências e indústrias de King Island (Wave Swell, 2021). A ilustração do protótipo pode ser vista na figura 2.4.



**Figura 2.4:** Ilustração do protótipo de um CAO: projeto King Island na Austrália.  
Fonte: Arena (2019)

Há fundamentalmente dois tipos de dispositivos CAO: os fixos e os flutuantes. Os equipamentos fixos são aplicados próximo à costa, como em quebra mares e portos, enquanto que os dispositivos flutuantes são apropriados em regiões offshore, ou seja, afastados da costa. Usualmente, os dispositivos fixos são os mais convenientes economicamente para a produção de energia a partir das ondas, pois a integração da estrutura da planta no litoral ocasiona algumas vantagens, como acesso facilitado à construção para operação e manutenção da usina (Falcão e Henriques, 2016). Segundo Falcão e Henriques (2016), o design e a construção da estrutura são questões críticas para os dispositivos de estrutura fixa e influentes na economia de energia produzida através das ondas. Já os dispositivos flutuantes estão expostos a ondas com maior quantidade de energia disponível, resultando em uma maior potência gerada. Entretanto, seu acesso e implementação podem ser difíceis e perigosos em decorrência das condições severas de auto mar (Falcão e Henriques, 2016).

Os dispositivos de coluna de água oscilante operam perpendicularmente à direção do curso de onda para capturar a sua potência. Os dispositivos CAO consistem em estruturas ocas semi-submersas, onde as ondas transpassam por uma abertura abaixo da superfície livre da água. A produção de energia elétrica divide-se em dois estágios: no primeiro, a onda entra na estrutura, provocando a compressão do ar existente dentro dela, resultando no transporte de ar através de uma turbina, à qual está interligada a um gerador elétrico; no segundo estágio, com o recuo da onda, o ar cruza novamente pela turbina, porém dessa vez em sentido inverso, em virtude da pressão inferior na câmara (Ghosh e Prelas, 2010). Portanto, a turbina trabalha em ambas direções, aumentando a produção de energia. O esquema do funcionamento do dispositivo CAO pode ser visto na figura 2.5.

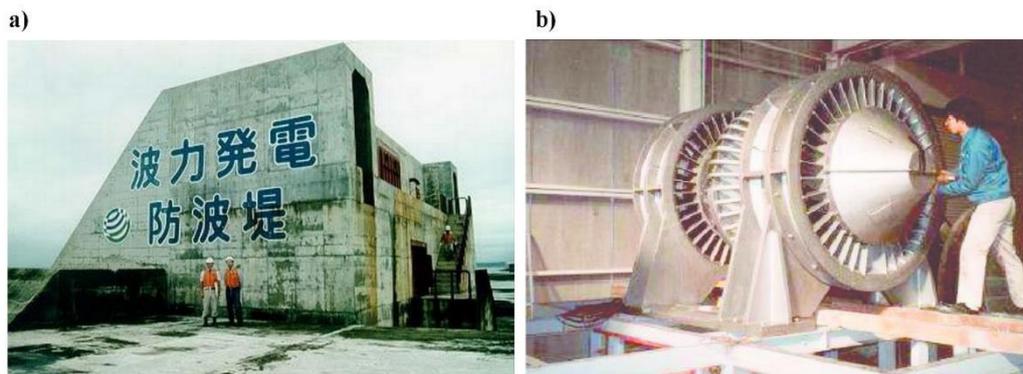


**Figura 2.5:** Princípio de funcionamento de um CAO a) momento do avanço da onda sobre o dispositivo b) recuo da onda. Fonte: Inforce-Europe (2019).

As estruturas das centrais de dispositivos CAO são fabricadas de concreto ou aço. Essa grande estrutura de base, onde sua área transversal varia de 100 a 400 m<sup>2</sup> com altura de 10 a 20 m, é sua maior desvantagem, pois torna o custo do dispositivo muito caro. Em contraponto, sua maior vantagem é que suas peças mecânicas móveis, no caso a turbina e o gerador, não estão em contato direto com a água, logo sofrem menos problemas de corrosão e, conseqüentemente, sua manutenção também é menor (Khaligh e Onar, 2010). A turbina de ar utilizada necessita ser do tipo reversível, ou seja, que mantenha o sentido de rotação independentemente da direção do escoamento, visando o melhor aproveitamento energético.

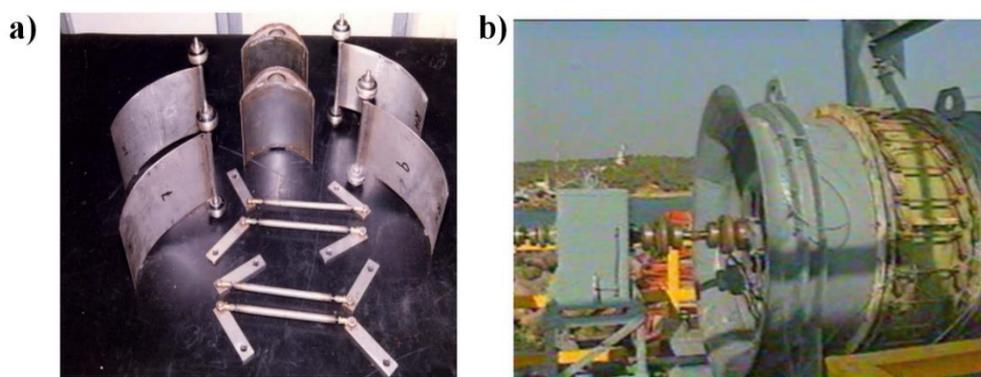
A turbina é conectada à câmara por meio de dutos, podendo ser interligada a uma válvula controladora de vazão. No caso das válvulas, elas podem ser situadas em série ou em paralelo em relação à turbina, conforme o tipo de controle de pressão desejado. O gerador elétrico é conectado ao eixo da turbina, transformando energia mecânica em energia elétrica. Em uma aplicação típica de um dispositivo CAO, as pressões de pico variam no intervalo de 1.1 a 1.3 bar. Com o uso de válvulas de alívio e acelerador, a pressão e a taxa de fluxo de ar podem ser controladas e limitadas, a fim que não exceda valores críticos que podem levar a turbina ao colapso (Khaligh e Onar, 2010).

Nas centrais, formadas por dispositivos CAO, a potência instalada advém do número de turbinas em uso, sendo comumente dispostas em grupos com cerca de 500 kW de potência instalada (ISEL, 2007). Os valores obtidos de potência estão também correlacionados com os diâmetros das turbinas e as amplitudes de pressão de ar alcançadas pelas mesmas. No porto de Sakata no Japão, um par de turbinas Wells de 30 kW, acopladas a um gerador elétrico de eixo horizontal equiparam a planta CAO integrada ao quebra mar, como mostra a figura 2.6. Com o objetivo de obter uma produção de energia mais estável, utilizaram válvulas retificadoras pela primeira vez para controlar o escoamento de ar que passa pela turbina do dispositivo CAO. As turbinas do tipo Wells são as mais empregadas em equipamentos do tipo CAO, devido à sua simplicidade e ao fato de serem do tipo auto retificadoras, mantendo sua rotação indiferente ao sentido do escoamento. Como uma alternativa a turbina Wells, a turbina axial de impulso vem ganhando espaço nos projetos de sistemas CAO.



**Figura 2.6:** Central de energia das ondas com um dispositivo CAO e seu conjunto de turbinas, no porto de Sakata, Japão. Fonte: adaptado de Reis *et al.* (2015) e Falcão e Gato (2012).

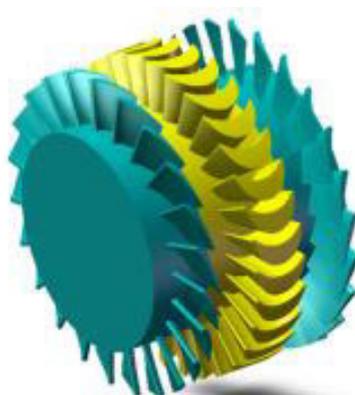
As centrais de conversão de energia das ondas do mar precisam atender às variações de entrada das ondas, que podem ser horárias, diárias e sazonais. Sob tais circunstâncias seria apropriado escolher um módulo de energia que possa operar em uma ampla faixa de rotações de maneira constante. No âmbito de operação eficiente e estável a turbina de impulso possui vantagens em relação a Wells, por possuir capacidade de lidar com ondas de alta intensidade sem problemas de manutenção frequente (Suleman e Khaleeq, 2011). Um estudo feito por Mala *et al.* (2009), na usina indiana de energia das ondas situada em Kerala, mostra as vantagens da utilização da turbina de impulso. O dispositivo CAO de Kerala era equipado com um par de turbinas Wells, que quando a pressão diferencial excedia 8 kPa causava colapso na energia elétrica. Essas turbinas foram substituídas por uma turbina de impulso de 1 m de diâmetro com palhetas fixas, ilustrada na figura 2.7 mantendo a mesma configuração do rotor usado anteriormente. Com a troca, foi possível operar de forma eficiente e estável para toda gama de energia incidente.



**Figura 2.7:** a) Os componentes da turbina de impulso de Kerala b) A turbina de impulso instalada no dispositivo CAO. Fonte: Mala *et al.* (2009).

## 2.2 Turbinas de Impulso

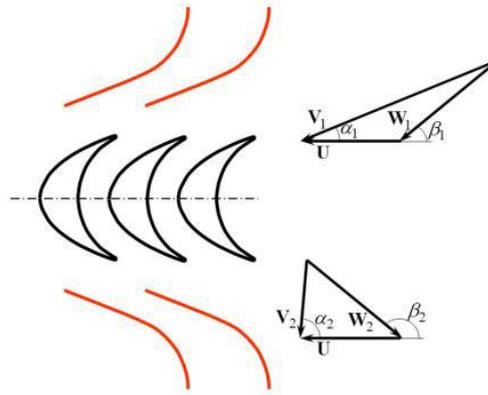
As turbinas são dispositivos capazes de realizar a extração da energia mecânica contida em escoamentos. Segundo Pareiras *et al.* (2015), as turbinas se dividem em dois tipos: as turbinas de reação e as de ação. A turbina de impulso, representada na figura 2.8, pertence à categoria de turbinas de ação, em razão de ser baseada na conservação da quantidade de movimento do volume de controle que engloba a turbina. Nesse tipo de turbina as pás do rotor modificam a direção do escoamento, alterando a quantidade de movimento do mesmo.



**Figura 2.8:** Representação 3D de uma turbina de impulso. Fonte: Falcão e Henriques (2016).

O rotor da turbina de impulso é circundado por dois conjuntos de palhetas guia, tornando a turbina capaz de girar em uma única direção mesmo com um escoamento de ar bidirecional incidindo sobre a mesma (Suleman e Khaleeq, 2011). Normalmente apresentam frequências de rotação baixas e diâmetros maiores, fato que contribui de maneira positiva na escolha da turbina de impulso como dispositivo de tomada de força, pois é referido que quanto maior a rotação, proporcional será o ruído e desgaste mecânico do equipamento.

Tendo em vista uma maior eficiência, as turbinas de impulso podem conter pás direcionadoras de escoamento ou injetores (Falcão e Henriques, 2016), porém devido ao número de peças móveis e da complexidade do projeto, a manutenção torna-se um grande problema. Assim, sendo mais comum o uso de palhetas fixas em ambas extremidades (Suleman e Khaleeq, 2011). Na turbina de impulso, as pás vizinhas formam canais, o ângulo do escoamento de saída é aproximadamente igual ao ângulo de saída das lâminas. Inspirada na clássica turbina a vapor do tipo impulso, a geometria das suas pás são uma versão modificada do tipo a vapor (Falcão e Gato, 2012). A direção do escoamento através da turbina é ilustrada pela figura 2.9.



**Figura 2.9:** Ilustração do escoamento através das pás do rotor. Fonte: Falcão e Henriques (2016).

Através da turbina de impulso, a energia cinética contida no escoamento de ar presente na câmara do dispositivo CAO é convertida em energia mecânica pelo giro das pás do rotor e, posteriormente, essa energia é transformada em energia elétrica pelo gerador. A energia cinética de uma massa de ar é dada por Fox *et al.* (2011):

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (2.1)$$

onde:  $E$  é a energia cinética [J],  $m$  é a massa de ar [kg] e  $v$  é a velocidade do escoamento de ar [m/s].

Sabendo que a potência é estabelecida como a taxa de variação da energia cinética do escoamento no tempo, tem-se (Fox *et al.*, 2011):

$$P = \frac{dE}{dt} = \frac{\dot{m}v^2}{2} \quad (2.2)$$

onde:  $P_{disp}$  é a potência do escoamento de ar [W],  $dE$  é a variação infinitesimal da energia cinética do vento [J],  $dt$  é a variação infinitesimal do tempo [s] e  $\dot{m}$  é a vazão mássica de ar [kg/s].

A vazão mássica é determinada como (Fox *et al.*, 2011):

$$\dot{m} = \rho vA \quad (2.3)$$

sendo:  $\rho$  a massa específica do ar [kg/m<sup>3</sup>],  $A$  é a área de secção transversal varrida pelas pás do rotor [m<sup>2</sup>].

Combinando a equação (2.3) e a equação (2.2), obtém-se a potência no escoamento de ar que passa por uma seção de área  $A$  transversal ao escoamento (Fox *et al.*, 2011):

$$P_{turb} = \frac{1}{2}\rho Av^3 \quad (2.4)$$

Pela equação (2.4) encontra-se a potência disponível no escoamento de ar na ausência de uma turbina. Tal valor não pode ser totalmente convertido em potência mecâ-

nica no dispositivo, já que o ar, após cruzar pelas pás, necessita escoar com uma velocidade não nula para que a vazão de ar não cesse. Em contrapartida, a conversão de energia só existe em razão do ar transpassar a turbina com alguma desaceleração. Assim sendo, um valor ótimo de conversão de energia pode ser estabelecido entre esses dois extremos. Avaliando a velocidade do escoamento a montante do rotor como sendo  $v_1$  e a velocidade a jusante do rotor como  $v_3$ , obtém-se a potência extraída do escoamento de ar, representada pela equação (2.5) (CRESESB, 2008):

$$P_{disp} = \frac{1}{2} \dot{m}(v_1^2 - v_3^2) \quad (2.5)$$

A massa específica do ar pode ser considerada constante, pois a redução da pressão do ar é mínima. Determinando  $v_2$  como a velocidade do escoamento no plano do rotor, é calculada a vazão mássica (CRESESB, 2008) (equação (2.6)):

$$\dot{m} = \rho A v_2 \quad (2.6)$$

Através do Teorema de Froude-Rankine (CRESESB, 2008), assume-se que a relação entre as velocidades  $v_1$ ,  $v_2$  e  $v_3$ , é dada pela equação 2.7:

$$v_2 = \frac{v_1 + v_3}{2} \quad (2.7)$$

Substituindo a equação (2.6) e a equação (2.7) na equação (2.5), obtém-se (equação (2.8)):

$$P_{disp} = \frac{1}{2} \rho A v_1^3 \left[ \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{v_3}{v_1} \right) \left( 1 - \left( \frac{v_3}{v_1} \right)^2 \right) \right] \quad (2.8)$$

Da equação (2.8) é definido um relevante adimensional denominado Coeficiente de Potência ( $C_p$ ). Tal coeficiente representa a razão entre a potência transmitida ao eixo e a disponível no escoamento de ar (CRESESB, 2008) (equação (2.9)).

$$C_p = \left[ \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{v_3}{v_1} \right) \left( 1 - \left( \frac{v_3}{v_1} \right)^2 \right) \right] = \frac{P_{disp}}{P_{turb}} \quad (2.9)$$

Cabe ressaltar que, em concordância com o físico alemão Albert Betz, o limite teórico de extração de potência do ar é de 59,3% da energia contida em um escoamento de massa de ar, ou seja,  $C_{pmax} = 0,593$  (CRESESB, 2008).

Com o intuito de realizar uma comparação dos resultados obtidos com outros apresentados na literatura, necessita-se de parâmetros adimensionais, visto que grandezas dimensionais podem vir a ser alteradas de um estudo para o outro. Independentemente dos parâmetros mensurados empregados, enquanto as diferentes simulações e estudos experimentais possuírem os mesmos parâmetros adimensionais, tais como razão de velocidade de ponta e número de Reynolds, atinge-se os mesmos resultados para coeficientes adimensionais, como os de arrasto, sustentação, torque e o já mencionado coeficiente de potência.

Um adimensional significativo em estudos relacionados a turbinas é a razão de velocidade de ponta (TSR – do inglês, *Tip Speed Ratio*), o qual relaciona a velocidade angular do rotor com a velocidade não perturbada do escoamento de ar (Menet *et al.*, 2001), tal razão é representada:

$$\lambda = \frac{\omega R}{v_1} \quad (2.11)$$

onde:  $\lambda$  é a razão de velocidade de ponta do rotor,  $\omega$  é a velocidade angular do rotor [rad/s],  $R$  é o raio da turbina [m] e  $v_1$  é a velocidade não perturbada do ar [m/s].

Outro dado adimensional relevante é o Coeficiente de Torque ( $C_T$ ), o qual pode ser definido como a quantidade de movimento cedida pelo escoamento de ar não perturbado que é transmitida ao eixo em forma de torque, dado por (Menet *et al.*, 2001) (equação (2.12)):

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_r v_1^2 R} \quad (2.12)$$

onde:  $C_T$  é o coeficiente de torque,  $T$  é o torque no eixo da turbina [Nm],  $A_r$  é a área projetada do rotor perpendicular ao escoamento [m<sup>2</sup>].

Realizando o produto das equações (2.11) e (2.12) tem-se o Coeficiente de Potência, o qual relaciona torque e velocidade angular (Akwa *et al.*, 2012):

$$C_P = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_r v_1^2 R} \frac{\omega R}{v_1} = C_t \lambda \quad (2.13)$$

Vale ressaltar que o uso da equação (2.13) é válido apenas para a previsão de coeficientes de potência em turbinas submetidas a condições de escoamento aberto. Nos dispositivos CAO, o escoamento de ar é acionado pela potência pneumática, ou seja, a queda de pressão no dispositivo também deve ser levada em consideração. Portanto, os coeficientes previstos para o domínio de um dispositivo CAO são calculados por (Khaligh e Onar, 2010):

$$C_P = \frac{P_{turb}}{P_{disp}} = \frac{P_{turb}}{(\Delta p + \frac{\rho V^2}{2}) \dot{m}} \quad (2.14)$$

onde:  $\Delta p$  é a queda de pressão entre a câmara do dispositivo CAO e a saída do duto de ar [Pa],  $V$  é a velocidade do ar no duto da turbina [m/s];

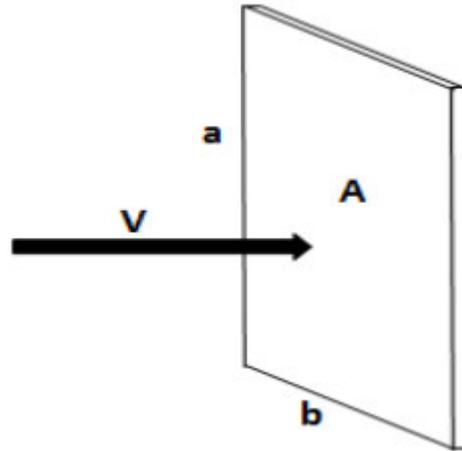
Deve-se mencionar também o número de Reynolds ( $Re_D$ ), amplamente usado na mecânica dos fluidos para o cálculo do regime de escoamento de determinados fluidos sobre uma superfície, expressando a razão entre as forças de inércia e as forças de viscosidade (Fox *et al.*, 2011). Este adimensional é expresso como sendo (equação (2.15)):

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.15)$$

onde:  $D$  é o diâmetro do rotor [m],  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do ar [Ns/m<sup>2</sup>].

As turbinas de impulso estão na categoria das turbinas de arrasto e esse tipo de turbina faz com que o rotor gire através da incidência do ar nas suas pás. Desse modo, comumente possuem diversas pás com a finalidade de aumentar a área de superfície a ser arrastada pelo ar (Melo, 2012).

Em Custódio (2009) uma pá simplificada é utilizada para a determinação da força de arrasto. O escoamento de ar com velocidade  $V$  incide na pá e sua desaceleração resulta no surgimento de uma força de arrasto, que agirá perpendicularmente à superfície da pá, empurrando-a, como mostra a figura 2.10:



**Figura 2.10:** Pá simplificada de uma turbina de arrasto. Fonte: Custódio (2009).

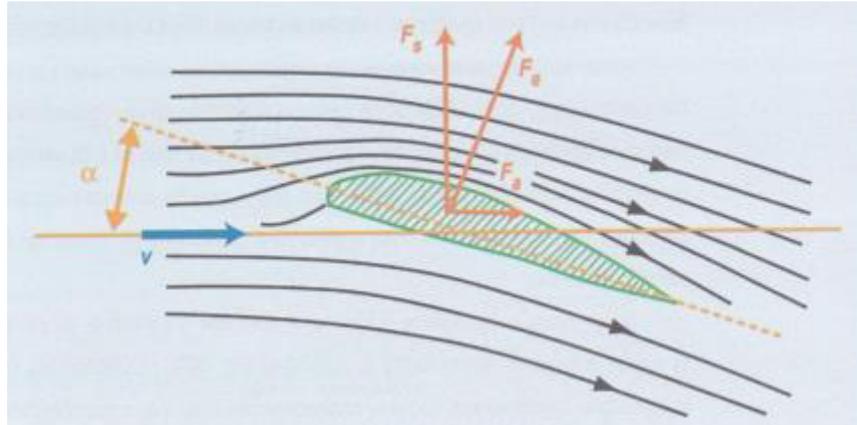
A força de arrasto definida como:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho C_A A V_R^2 \quad (2.16)$$

onde:  $C_A$  é o coeficiente de arrasto [adimensional],  $A$  é a área da pá [ $\text{m}^2$ ] e  $V_R$  é a velocidade relativa do escoamento de ar na pá [ $\text{m/s}$ ].

O coeficiente de arrasto possui relação com o formato da pá, sofrendo alterações conforme a curvatura da pá e suas dimensões. Há grandes dificuldades quando se trata da predição deste valor experimentalmente, posto que o escoamento em regime transiente e as interações entre o fluido e o rotor geram turbulências, sendo assim a simulação numérica uma alternativa conveniente de auxílio (Custódio, 2009).

Outra categoria que a turbina de impulso se encaixa é na das turbinas de sustentação. Segundo Custódio (2009), tais turbinas têm sua força aerodinâmica decomposta em dois componentes: a força de arrasto, sendo a principal propulsora e a força de sustentação, responsável pela sustentação aerodinâmica da pá da turbina. As turbinas de sustentação empregam aerofólios como pás e são aplicadas em rotores de eixo horizontal. Na figura 2.11 pode-se observar as forças de arrasto e sustentação atuando em um perfil de pá.



**Figura 2.11:** Escoamento na seção da pá de um rotor de uma turbina de sustentação. Fonte: Custódio (2009).

Sendo, então, a força de sustentação caracterizada por (Custódio, 2009):

$$F_S = \frac{1}{2} C_S A V_R^2 \quad (2.17)$$

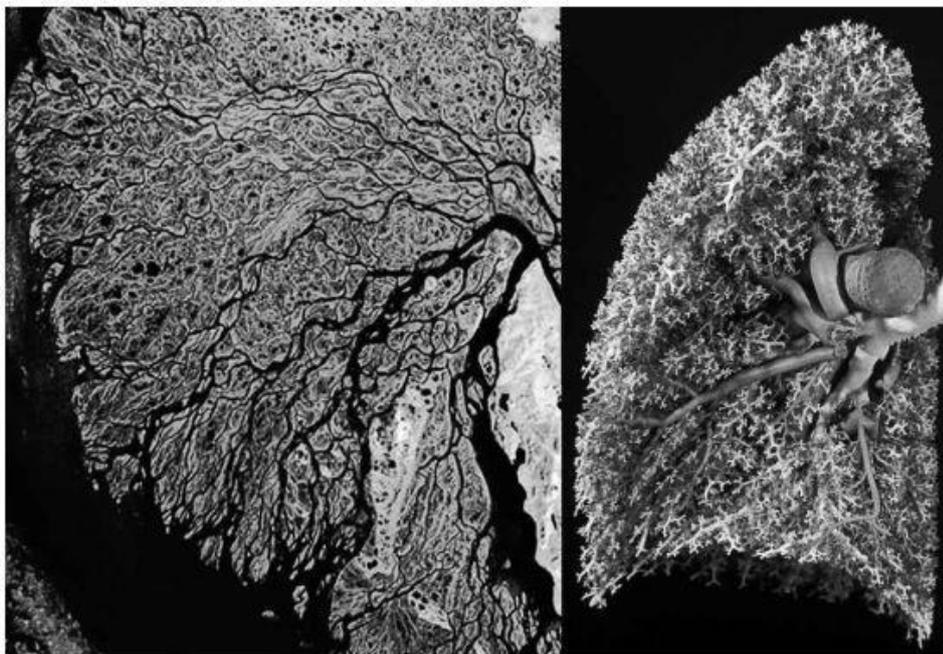
onde:  $C_S$  é o coeficiente de sustentação [adimensional],  $A$  é a área da pá [ $\text{m}^2$ ] e  $V_R$  é a velocidade relativa do escoamento de ar na pá [ $\text{m/s}$ ].

As magnitudes médias do tempo dos coeficientes de arrasto, sustentação, momento e potência são obtidas da seguinte forma (Khaligh e Onar, 2010):

$$\overline{C_{A,S,T,P}} = \frac{1}{t_f} \int_0^{t_f} C_{A,S,T,P} dt \quad (2.18)$$

## 3 | Fundamentos da Teoria Construtal

Na década de 90, Adrian Bejan propôs que as formas geométricas de sistemas de fluxo/escoamento de dimensões finitas presentes na natureza não são aleatórias e sim determinísticas e orientadas por um princípio físico, a Lei Construtal. Até então, era dominante na comunidade acadêmica a visão de que as formas de árvores encontradas nas estruturas existentes na natureza eram arbitrárias. Abrangendo desde as bacias hidrográficas e deltas, bem como a formação dos bronquíolos para transporte de ar nos pulmões e até mesmo a estruturação de flocos de neves, como mostra a figura 3.1. Isto é, era praticamente consenso científico de que não existiria um princípio físico governante para o projeto de tais arranjos (Bejan e Zane, 2012).

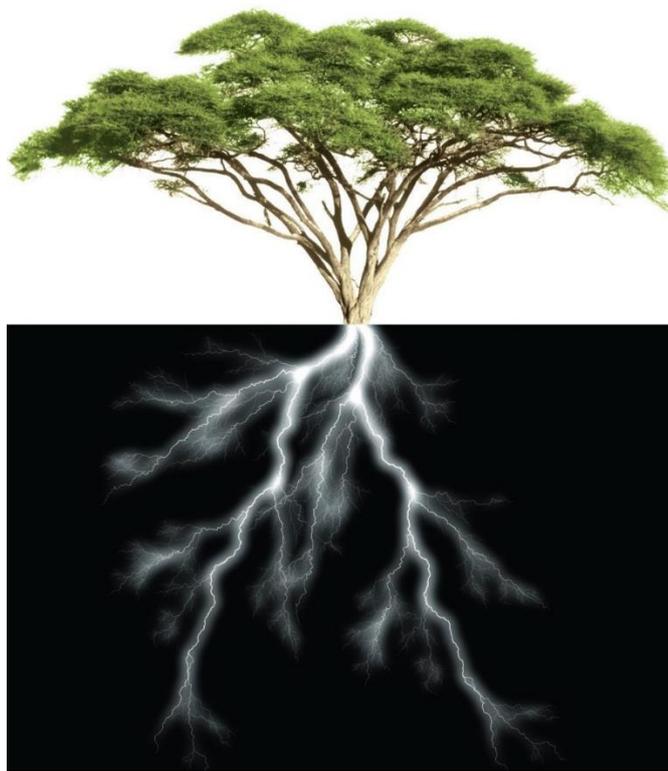


**Figura 3.1:** O fenômeno do design na natureza. Lado esquerdo: delta do rio Lena, na Sibéria. Lado direito: molde de um pulmão humano. Fonte: Bejan e Zane (2012).

Em divergência com o conceito aceito na época, a Teoria Construtal apresentada por Adrian Bejan, esclareceu como a constituição geométrica de estruturas naturais, sujeitas a alguma espécie de fluxo/escoamento contínuo, pode ser respaldada através do princípio da Lei Construtal. Esse preceito afirma que para um sistema de fluxo/escoamento de dimensões finitas persistir no tempo, a sua configuração deve evoluir de maneira que possibilite o mais fácil acesso às correntes que fluem/escoam através dele (Bejan, 2000; Bejan e Lorente, 2008). A configuração do sistema é o desenho de como e onde os canais são distribuídos no espaço disponível. Ao longo do tempo, as imperfeições do processo são reduzidas e difundidas e a tendência natural é de que o escoamento se dê nas melhores disposições de canais, sendo esse fenômeno um aspecto importante da Lei

Construtal, chamado de princípio da Ótima Distribuição das Imperfeições (Bejan e Zane, 2012).

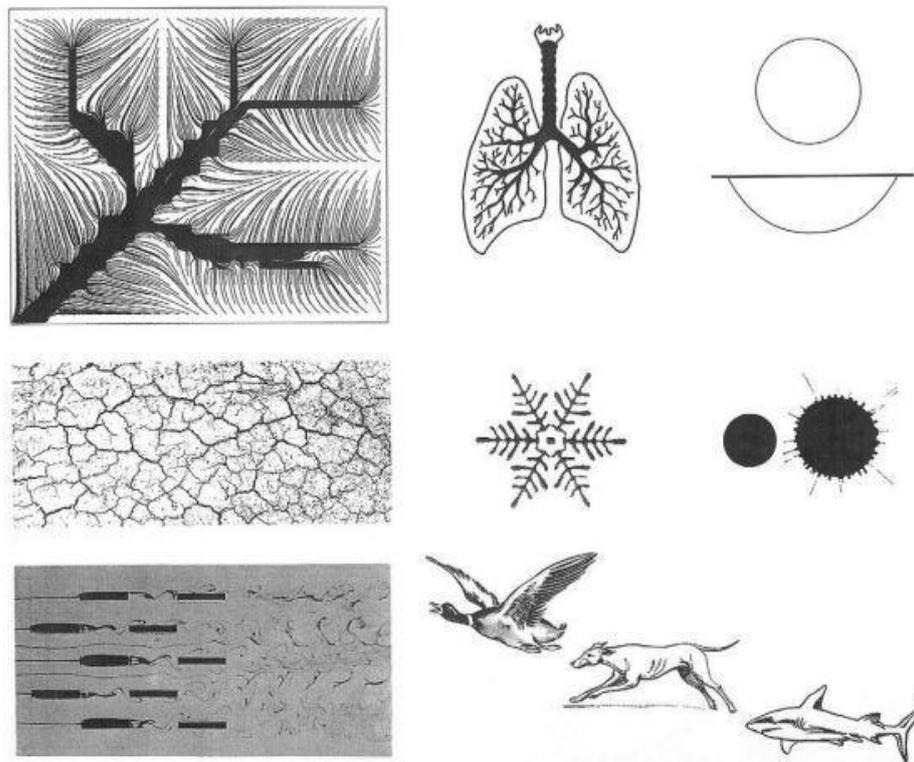
Duas propriedades básicas determinam um sistema de fluxo/escoamento, o fluxo/escoamento - que pode ser desde fluidos, a calor ou informação - e o arranjo por onde acontece o fluxo/escoamento. O padrão de arranjo mais comumente encontrado na natureza é o de árvore, considerado o formato que permite de maneira mais eficaz a passagem do fluxo/escoamento de um ponto para uma área. Analogamente, a estruturação da descarga eletroestática na atmosfera, ou seja, do seu escoamento que resulta no formato conhecido de um relâmpago, o qual também segue o padrão de forma de árvore (*treelike form*), essa similaridade é evidenciada na figura 3.2. Em um intervalo de tempo, caminhos luminosos surgem no céu, revelando a estrutura mais eficiente para dispersar a corrente elétrica de uma área - volume - a um ponto, que pode ser o chão, a árvore, um para-raios ou outra nuvem (Bejan e Zane, 2012).



**Figura 3.2:** Semelhanças entre o design de uma árvore e de um relâmpago. Fonte: Bejan e Zane (2012).

Considerando o corpo humano, o sistema circulatório precisa de uma estrutura do tipo árvore, com canais para o transporte de sangue, o mesmo acontece com o sistema respiratório e a passagem de oxigênio. Contudo, o padrão *treelike* é apenas um dos modelos encontrados na natureza, há diversas outras formas, mais complexas e variadas que representam a Lei Construtal. Como em estruturas de animais que evoluíram para mover sua massa de forma mais hábil em seu ambiente, assim percorrendo maiores distâncias empregando menos energia. A figura 3.3 ilustra padrões geométricos que seguem a Lei Construtal comparando com exemplos de formas e sistemas de fluxo/escoamento

presente na natureza. Portanto, a lei Construtal é uma elucidação sobre a vida no sentido mais amplo possível: para estar vivo, um sistema deve ser capaz de fluir/escoar e se transformar ao longo tempo, de maneira que suas correntes fluam/escoem mais e mais facilmente (Bejan e Lorente, 2011).



**Figura 3.3:** Fenômenos de geração de design construtivo na natureza. Fonte: Bejan e Lorente (2011).

O processo de evolução e seleção natural de muitos anos são, então, refletidos nos designs de sistemas naturais, assim servindo de inspiração na criação ou melhoria de configurações de projetos elaborados pelo homem (Bejan, 2000; Bejan e Lorente, 2008). Assim, a teoria construtal tem aplicabilidade em todos os tipos de sistema de fluxo/escoamento, nos quais a redução de resistências internas e evolução no tempo, logo abrange áreas diversas, desde a engenharia, a sistemas biológicos, sistemas sociais e econômicos. De acordo com Bejan e Zane (2012), a melhor alternativa para os fluxos/escoamentos consiste no balanço das imperfeições, que no tempo infere em um todo cada vez menos imperfeito. O método Design Construtal é fundamentado na Lei Construtal, ele não envolve a otimização em si do problema, todavia dispõe-se a melhorar a distribuição das imperfeições do sistema, definindo os seus objetivos e restrições. Dessa maneira, o Design Construtal tem atraído muitos pesquisadores e educadores de vários campos em uma única direção: usá-lo como ferramenta para aperfeiçoar a ciência, arranjo de movimentos, conexão de pessoas, bens e informações. Buscando não somente um fluxo/escoamento ótimo, como também melhores estratégias para gerar as geometrias dos sistemas, formas mais rápidas, baratas, diretas e confiáveis (Bejan e Merckx, 2007). Nesse contexto, a simulação computacional se mostra uma ferramenta proveitosa, pois associada com

técnicas de otimização, como por exemplo a Busca Exaustiva ou Algoritmos Eurísticos, avalia diversos tipos de problemas de fluxo/escoamento aplicando o Design Construtal.

Exemplos da aplicação do Design Construtal para a avaliação de sistemas de geometrias complexas têm sido vistos na literatura, principalmente em problemas de cavidades inseridas em sólidos com geração de calor (Lorenzini et al., 2014). Mas também, há uma crescente gama de estudos aplicando Design Construtal em avaliação de geometrias de dispositivos conversores de energia das ondas do mar do tipo CAO (Dos Santos *et al.*, 2014; Gomes *et al.*, 2015, Gomes *et al.*, 2018).

# 4 | Modelagem Matemática

## 4.1 Equações de Conservação

Considerando um escoamento de ar, em regime transiente, incompressível, turbulento, bidimensional e com propriedades termofísicas constantes, a modelagem adotada baseia-se na solução das equações de conservação médias no tempo de Navier-Stokes. Para a análise do escoamento incompressível e transiente são resolvidas as equações de conservação de massa e quantidade de movimento nas direções  $x$  e  $y$  médias no tempo, dadas respectivamente por (Pope, 2000):

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial y} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial y} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) \quad (4.3)$$

onde:  $x$  representa a coordenada cartesiana espacial na direção do eixo  $x$  [m];  $u$  é a componente da velocidade na direção do eixo  $x$  [m/s],  $y$  representa a coordenada cartesiana espacial na direção do eixo  $y$  [m] e  $v$  é a componente da velocidade na direção  $y$  [m/s],  $p$  é a pressão [N/m<sup>2</sup>] e a barra sobreposta ( $\bar{\phantom{x}}$ ) indica o operador média temporal.

Para a abordagem da turbulência é necessário modelar as tensões de Reynolds, que no presente trabalho foi realizada a partir do modelo de turbulência  $k-\omega$  SST de Menter (2003). Essa modelagem foi selecionada em razão de apresentar resultados mais aproximados e pelo tempo computacional exigido ser consideravelmente menor em comparação com outros modelos como a simulação de grandes escalas (LES). De acordo com Akwa *et al.* (2012) esse modelo é recomendado em casos como o do presente estudo. Baseado na hipótese de Boussinesq (Wilcox, 2002), o modelo  $k-\omega$  SST visa correlacionar as tensões de Reynolds com a taxa de deformação do campo médio, por meio de uma viscosidade turbulenta.

Desta forma, a viscosidade turbulenta é dada por (Menter, 2003):

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho} \alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)} \quad (4.4)$$

Para obter-se a viscosidade turbulenta, é necessário obter a energia cinética turbulenta ( $k$ ) e a taxa de dissipação específica ( $\bar{\omega}$ ) que são preditas a partir das seguintes equações de transporte (Menter, 2003):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{u}_j k)}{\partial x_j} = \tilde{P}k - \frac{k^{3/2}}{L_T} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t} + \frac{\partial (u_i \bar{\omega})}{\partial x_i} = \left( \frac{\alpha}{\mu_T} \right) \tilde{P}_k - \beta \bar{\omega}^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\sigma_{\omega 2}}{\bar{\omega}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial x_i} \quad (4.6)$$

onde:  $k$  é a energia cinética turbulenta,  $\tilde{P}_k$  é uma função limitadora que previne a geração de turbulência em regiões de estagnação,  $\bar{\omega}$  é a taxa de dissipação específica,  $\mu_t$  é viscosidade turbulenta,  $\beta = 0.09$ ,  $\alpha_1 = 5/9$ ,  $\beta_1 = 3/40$ ,  $\sigma_k = 0.85$ ,  $\sigma_\omega = 0.5$ ,  $\sigma_2 = 0.44$ ,  $\beta_2 = 0.0828$ ,  $\sigma_2 = 1$ ,  $\sigma_{\omega 2} = 0.856$  e  $F_1$  e  $F_2$  são funções de combinação entre as variáveis e constantes definidas por (Menter, 2003):

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (4.7)$$

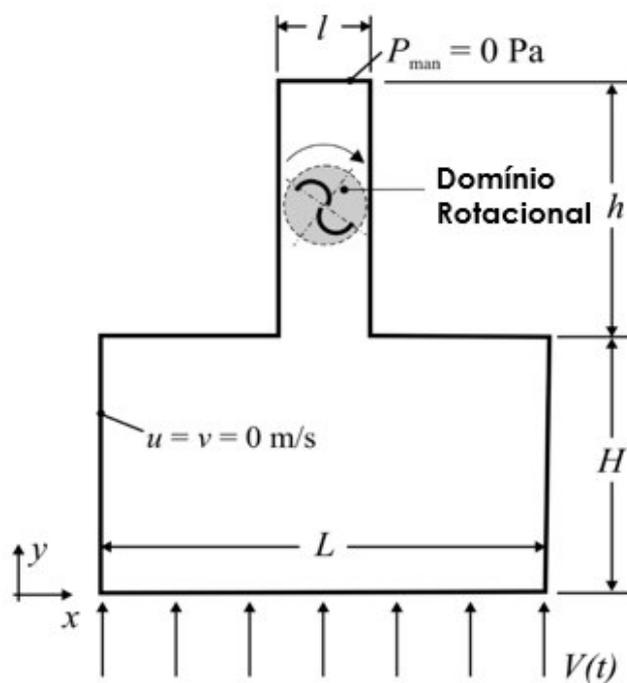
$$F_2 = \tanh \left[ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (4.8)$$

## 4.2 Descrição do Problema e Aplicação do Design Construtal

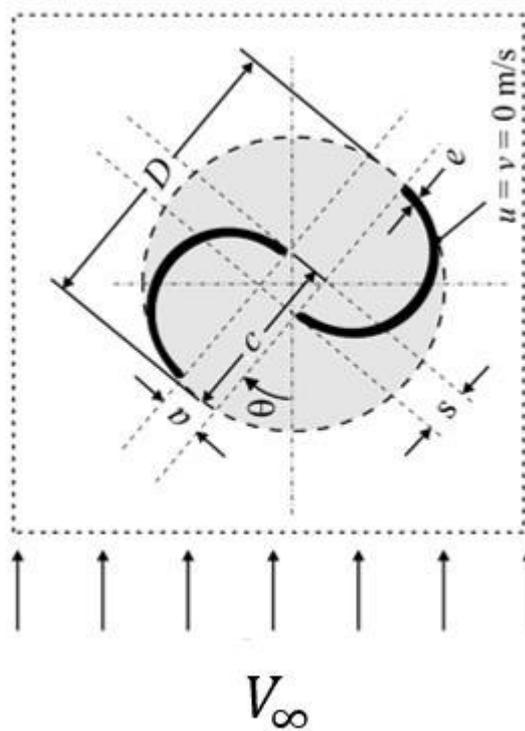
Primeiramente, o estudo de Dos Santos *et al.* (2022) e Dos Santos (2018) serão reproduzidos, a fim de avaliar o efeito da geração de uma onda regular no comportamento dos coeficientes de arrasto, sustentação, torque e potência. O problema físico analisado consiste em um dispositivo de coluna de água oscilante considerando uma turbina de impulso, em um domínio bidimensional, conforme representado na figura 4.1. O comprimento da câmara hidropneumática ( $L$ ) e altura ( $H$ ), comprimento de saída do duto da turbina ( $l$ ) e a sua altura ( $b$ ), possuem medidas no domínio computacional de:  $L = 10$  m,  $H = 6$  m;  $l = 2$  m e  $b = 6$  m. O diâmetro da turbina é  $D = 1.8$  m, o qual está na faixa de diâmetros indicados por Gonçalves (2018) para a obtenção de uma eficiência mecânica superior a 20%. As medidas para a câmara hidropneumática e para o duto da turbina do dispositivo CAO foram definidas a partir do diâmetro da turbina, utilizando-se de valores condizentes com um caso real.

A representação do rotor da turbina se faz necessária, composto por duas pás separadas entre si por  $90^\circ$ , do tipo semicircular, como é apresentado na figura 4.2. No domínio apresentado a turbina é do tipo impulso,  $D$  [mm] é o diâmetro do rotor,  $\theta$  [rad/s] representa o ângulo de incidência do ar,  $e$  [mm] é a espessura das pás;  $a$  simboliza o afastamento das pás e  $s$  [mm] a sua sobreposição;  $c$  [mm] representa o comprimento de corda e  $V_\infty$  [m/s] é a velocidade não perturbada do escoamento.

No estudo, a espessura foi convencionalizada como sendo  $e = 7.2$  mm e as pontas arredondadas com raio de  $r = 3.6$  mm, dispostas em uma circunferência de diâmetro  $D = 1800$  mm. O afastamento entre as pás é nulo ( $a = 0$  mm) e a sobreposição é igual a  $s = 144$  mm, sendo este valor correspondente a 15% da dimensão da corda estipulada, que por sua vez é de 972 mm, pois, de acordo com Akwa *et al.* (2012) e Alaimo *et al.* (2013), afastamentos nulos e sobreposições com valores entre 10 a 30% do comprimento da corda correspondem a bons resultados para o coeficiente de potência médio.



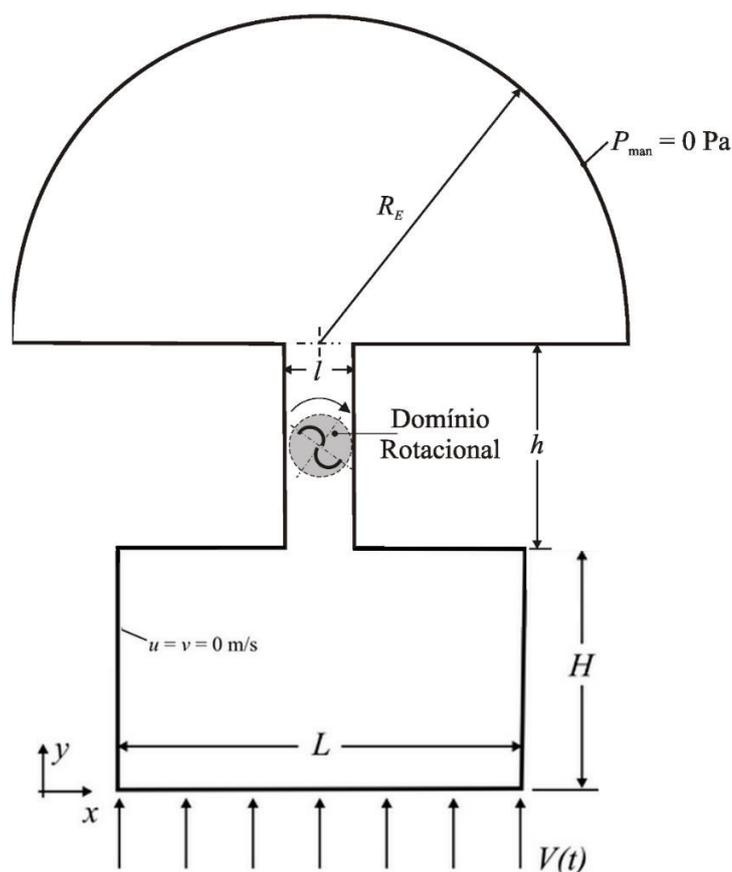
**Figura 4.1:** Ilustração do domínio computacional de um dispositivo CAO considerando uma turbina de impulso de Dos Santos *et al.* (2022).



**Figura 4.2:** Representação esquemática de um rotor de uma turbina de impulso.

O efeito hidropneumático é realizado de forma idealizada pela imposição na entrada do domínio (linha inferior) da condição de contorno de velocidade prescrita vertical, através de um arquivo do tipo *Table Data*, ou seja, dados discretos de tempo e velocidade são impostos. Na saída do domínio (linha superior) é imposta uma condição de pressão manométrica nula (atmosférica). Nas superfícies laterais é estabelecida a condição de não deslizamento e impermeabilidade. A condição de não-deslizamento e impermeabilidade é atribuída às pás do rotor, bem como o mesmo é circundado por uma condição de contorno de interface, possibilitando a especificação da sua velocidade angular. Nas zonas de interface, o ar é definido como fluido de trabalho e a rotação da turbina é prescrita. No que diz respeito às propriedades termofísicas do ar é considerado uma massa específica de  $\rho = 1.18415 \text{ kg/m}^3$  e uma viscosidade dinâmica de  $\mu = 1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/(ms)}$ .

Posteriormente, uma tentativa de melhoria da geometria computacional foi realizada. Na região da saída do dispositivo CAO uma porção de domínio na forma semicircular com diâmetro de  $R_E = 10 \cdot l$  foi implantada a fim de evitar influências da condição de contorno imposta na superfície externa sobre a região de saída do escoamento do duto de ar da turbina, como mostra a figura 4.3. Os resultados da influência do novo domínio foram comparados com Dos Santos (2018) e Dos Santos et al. (2022).

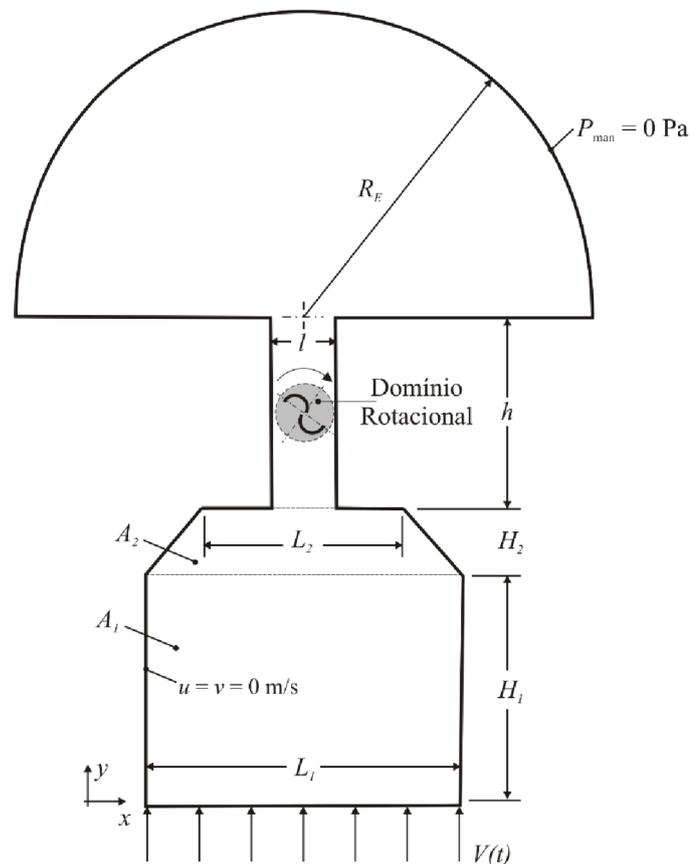


**Figura 4.3:** Ilustração do domínio computacional de um dispositivo CAO considerando uma turbina com domínio de saída de  $R_E = 10 \cdot l$ .

Por fim, no âmbito do Design Construtal a avaliação geométrica do problema é feita pelo estudo de uma área trapezoidal na câmara do dispositivo CAO, mantendo a área e as dimensões do duto de ar do dispositivo idênticas as dos casos anteriores, ou seja, o comprimento da saída do duto de ar da turbina ( $l$ ) e sua altura ( $h$ ) possuem medidas constantes e iguais a:  $l = 2$  m e  $h = 6$  m. A figura 4.4 ilustra o domínio computacional para o dispositivo CAO no qual é aplicado o método Design Construtal. Sendo, então, o estudo da influência geométrica feito inteiramente a partir do domínio da câmara do equipamento. Primeiramente, definem-se os indicadores de performance, que neste caso consistem na potência da turbina e a eficiência do dispositivo, e restrições do problema. O problema em análise é submetido a duas restrições, a área retangular da câmara ( $A_1$ ) e a área trapezoidal da mesma ( $A_2$ ), dadas respectivamente por:

$$A_1 = H_1 L_1 \quad (4.9)$$

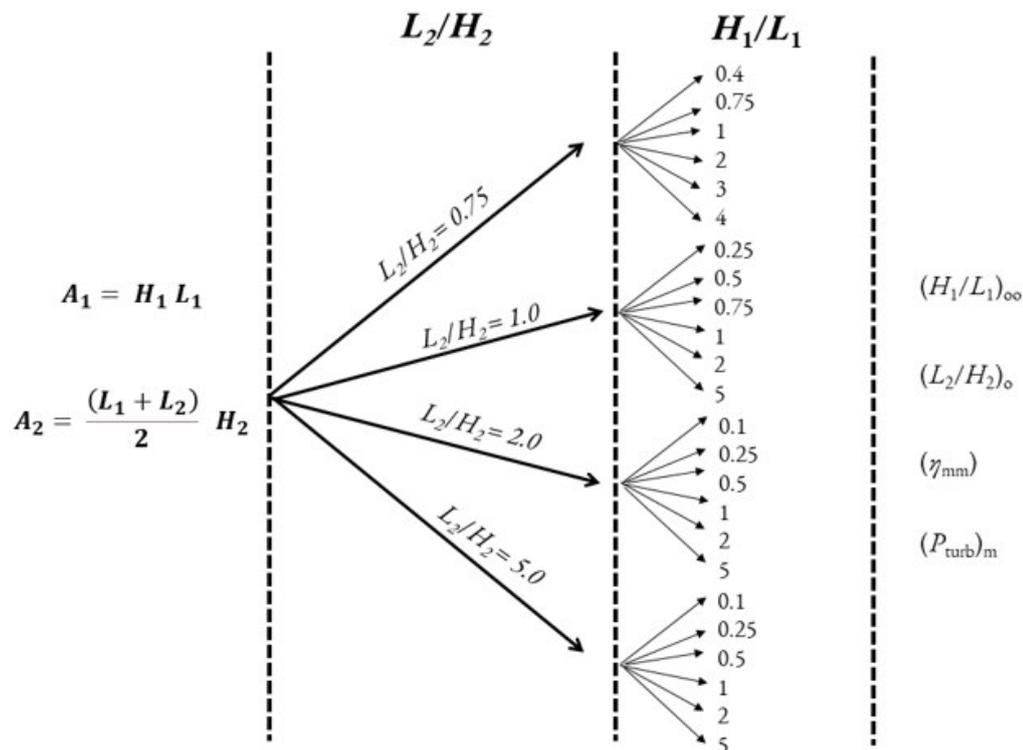
$$A_2 = \frac{(L_1 + L_2)}{2} H_2 \quad (4.10)$$



**Figura 4.4:** Ilustração do domínio com câmara trapezoidal a ser avaliado geometricamente com o método Design Construtal.

O sistema formado pelas equações (4.9) e (4.10) possui duas equações e 4 variáveis. Dessa forma, para o fechamento do sistema são definidos dois graus de liberdade que são investigados no presente trabalho:  $(H_1/L_1)$  e  $(L_2/H_2)$ . Com os objetivos e restrições definidos, a busca pela geometria ótima é feita através da aplicação da Busca Exaustiva (BE),

método que testa todas as possibilidades dentro do espaço de busca delimitado pelos graus de liberdade estudados. A partir da definição do espaço de busca, graus de liberdade e indicadores de performance, a investigação geométrica é realizada conforme ilustra a figura 4.5, que também mostra os valores investigados para os graus de liberdade  $H_1/L_1$  e  $L_2/H_2$  no presente estudo. No primeiro nível de investigação, é variada a razão  $H_1/L_1$  para uma razão determinada de  $L_2/H_2$  e a maior potência obtida na turbina é a potência uma vez maximizada ( $P_{\text{turb}})_m$  e a maior eficiência do dispositivo é a eficiência uma vez maximizada ( $\eta_m$ ). A razão ótima de  $H_1/L_1$  para esses casos são a razão uma vez otimizada,  $(H_1/L_1)_o$ . No segundo nível de otimização, o mesmo procedimento é repetido para diversos valores de  $L_2/H_2$ . A maior potência na turbina obtida entre as potências uma vez maximizadas será a potência da turbina duas vezes maximizada ( $P_{\text{turb}})_{\text{mm}}$ . Uma análise análoga é realizada para a eficiência da turbina, obtendo-se a eficiência duas vezes maximizada ( $\eta_{\text{mm}}$ ). As geometrias ótimas correspondentes são a razão  $L_2/H_2$  uma vez otimizada,  $(L_2/H_2)_o$ , e a razão  $H_1/L_1$  duas vezes otimizada,  $(H_1/L_1)_{oo}$ .



**Figura 4.5:** Ilustração do processo de otimização aplicado ao dispositivo CAO.

## 5 | Modelagem Numérica

Segundo Maliska (2004), graças ao avanço tecnológico que permitiu o desenvolvimento de computadores de alta velocidade e de grande capacidade de armazenamento, muitas das atividades da Ciência têm feito uso cada vez mais intensivo dos métodos e técnicas computacionais na resolução de problemas reais. Analogamente ao aumento do poder computacional, há uma crescente evolução nos algoritmos utilizados como passos necessários para a realização de uma tarefa ou solução de um problema. Logo, o número de pesquisas e usuários da simulação numérica aumentou nos últimos anos em porcentagens acentuadas, devido principalmente à multifuncionalidade e generalidade dos métodos numéricos. Essas técnicas podem ser utilizadas na elucidação de diversas questões científicas em aberto, o que confere motivação ao uso do método numérico.

Basicamente, os métodos numéricos são aplicações de algoritmos pelos quais é possível formular e resolver problemas matemáticos usando operações aritméticas menos complexas. Então, o método numérico tem como propósito a resolução de uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvam a função incógnita. Dado que se está resolvendo um sistema algébrico de equações, ao contrário de um conjunto de equações diferenciais, a solução passa a ser obtida para um número discreto de pontos ao longo do domínio e não mais em um nível infinitesimal (Maliska, 2004). O processo de transferência de funções contínuas em contrapartes discretas é denominado discretização.

Deve-se evidenciar que, na área da engenharia e das ciências em geral, não basta ter um bom método numérico, com uma modelagem matemática fraca do problema, a qual não representa adequadamente o fenômeno a ser modelado. O inverso também se torna válido, um excelente modelo matemático combinado a um modelo numérico inábil, não entrega ao usuário uma solução precisa do sistema de equações e acaba por não possuir aplicabilidade (Maliska, 2004). A fim de garantir maior proximidade da solução exata, o problema modelado numericamente depende da qualidade da discretização utilizada. Entretanto, quanto maior a discretização maior será o sistema de equações a ser resolvido conduzindo ao aumento no esforço computacional (Dos Santos, 2011).

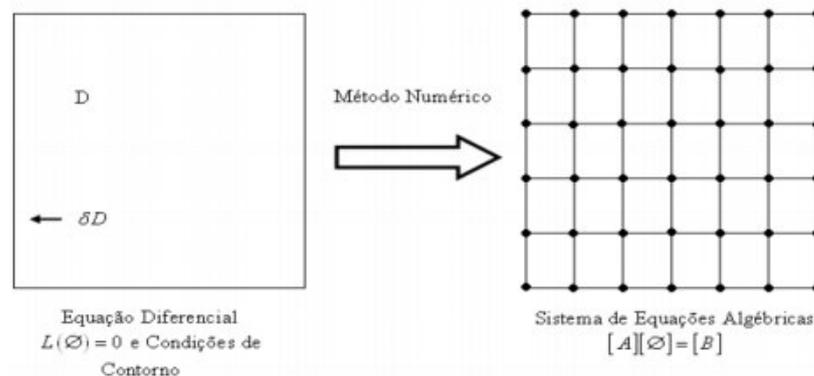
De acordo com Versteeg e Malalasekera (1995), a Dinâmica dos Fluidos Computacional (do inglês, *Computational Fluid Dynamics* – CFD) é a área da computação científica que estuda a aplicação de métodos numéricos para análise dos sistemas que envolvem escoamentos de fluidos, transferência de calor e reações químicas. A CFD possibilita grandes benefícios, como na redução substancial de tempo e de custos para elaboração de projetos de equipamentos e dispositivos térmicos, a possibilidade de estudar sistemas complexos ou em condições perigosas para a realização de experimentos. Além disso, os resultados obtidos têm aproximações detalhadas e confiáveis (Versteeg e Malalasekera, 1995).

Um estudo que faz uso da ferramenta CFD fundamenta-se em três etapas: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento. A primeira etapa consiste na introdução do problema, onde define-se o domínio computacional (região de interesse de estudo), que é dividido em subdomínios, ou seja, realiza-se a geração da malha com todas as suas especificações. Ademais, uma apuração dos fenômenos físicos ou químicos que compõem o problema a ser modelado é realizada, como a definição das propriedades dos fluidos e a especificação das condições de contorno. No processamento, as técnicas de solução numéricas são aplicadas para solução das equações algébricas que caracterizam o escoamento. O pós-processamento estende-se à interpretação de resultados, elaboração de tabelas e suas análises e discussões (Versteeg e Malasekera, 2007).

Existem três métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais parciais na análise de CFD: o Método de Diferenças Finitas (MDF), o Método de Volumes Finitos (MVF) e o Método de Elementos Finitos (MEF). A principal diferença entre eles está relacionada com a maneira como as variáveis do escoamento são aproximadas e com o processo de discretização empregado em cada método (Maliska, 2004; Versteeg e Malalasekera, 2007).

## 5.1 O Método dos Volumes Finitos

O Método dos Volumes Finitos (MVF) é uma forma de se obter uma versão discreta de uma Equação Diferencial Parcial (EDP) a partir da integração dessa EDP em uma região, ou volume, do espaço. O seu desenvolvimento é constituído pela identificação das fronteiras da região onde acontece o fenômeno investigado, da divisão do domínio em volumes, onde nos seus centroides é fixada a variável que será calculada, como mostra a figura 5.1. E, por fim, há duas maneiras para obtenção das equações aproximadas para esse método. Uma delas é realizando balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, enquanto na outra forma realiza-se a integração sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, com as equações na forma conservativa (Maliska, 2004).



**Figura 5.1:** Técnica de discretização para o Método dos Volumes Finitos. Fonte: Maliska (2004).

Visto que, a elaboração do MVF está intrinsecamente ligada ao conceito de fluxo entre volumes adjacentes, ou regiões, onde o fluxo de uma determinada grandeza, como massa ou energia, é a quantidade dessa grandeza que atravessa a área de uma fronteira. A quantidade líquida desta grandeza por unidade de tempo, que atravessa o volume de controle é calculada pela integração, sobre essas fronteiras, da diferença entre os fluxos que entram e os que saem deste volume, o que é conseguido de forma mais geral pela integração das EDPs (Maliska, 2004; Fortuna, 2000).

O presente trabalho faz uso da análise CFD. O *software* GMSH foi escolhido para produzir o domínio do problema, gerar as geometrias e as malhas empregadas. O método numérico adotado para realização da discretização do domínio é o MVF, por meio do *software* Fluent. Permitindo, então, a solução das equações de conservação do escoamento através de balanços de conservação da propriedade envolvida em nível elementar, disponibilizando resultados que condizem com a fenomenologia física do problema proposto (Maliska, 2004). As simulações foram realizadas utilizando computadores com processador Intel® Core™ i7 5820K @ 3.30 GHz de seis núcleos e com 16.0 Gb de memória RAM. Para reduzir o tempo de simulação, foi adotada a técnica de processamento paralelo.

### 5.1.1 Discretização Temporal das Equações de Conservação

Em escoamentos transientes há possibilidade de uma melhor determinação das oscilações do coeficiente de torque estático no tempo, provocadas pelo fenômeno de desprendimento de vórtices no escoamento (Fraga, 2013). Para a análise transiente se faz necessário empregar algum esquema de integração no tempo, que são categorizados em implícitos, totalmente implícitos e explícitos (Maliska, 2004). Os esquemas implícitos são inteiramente estáveis e permitem um maior passo de tempo, quando comparado com os demais. No entanto, para domínios de grande dimensão ocasiona um maior tempo de processamento para obtenção dos resultados da simulação, em consequência da dificuldade para o armazenamento na memória principal das matrizes completas do sistema de equações (Reddy e Gartling, 1994; Dos Santos, 2011). Em contrapartida, os esquemas explícitos ocupam pouco espaço na memória central, porém o passo de tempo a ser adotado é limitado, devido a restrições de estabilidade numérica que o esquema apresenta (Dos Santos, 2011).

No presente estudo é usado o esquema de avanço temporal implícito. Para as equações da quantidade de movimento e massa, foi utilizada uma formulação implícita. Os resíduos empregados são de  $10^{-5}$  para continuidade, velocidades,  $k$  e  $\omega$ , posto que a convergência se realiza quando os resíduos dos cálculos iterativos atingem um valor abaixo dessa medida (Silva, 2013). Em todas as simulações foram empregadas 180 iterações, com um passo de tempo adotado de  $\Delta t = 1,75 \times 10^{-3}$  s, assim sendo o tempo final de simulação igual a  $t_f = 1,75$  s

### 5.1.2 Tratamento dos Termos Advectivos das Equações de Conservação

No MVF, para a discretização da equação de quantidade de movimento, são associados valores discretos da variável no centro de cada volume de controle. Contudo, devido à existência de termos advectivos nas equações que descrevem o escoamento, o uso de discretizações por diferenças finitas centrais desses termos, gera grandes instabilidades numéricas em regiões de grandes gradientes. As soluções frequentemente apresentam oscilações inconsistentes nos campos de velocidades, pressão e temperaturas, com a geração de coeficientes negativos. Essa instabilidade ocorre devido ao tamanho da malha ser desproporcional à complexidade do problema, pois é praticamente impossível refinar a malha até forçar sua positividade, em razão do elevado esforço computacional (Dos Santos, 2011). Uma forma de contornar esse problema é através do emprego de outra aproximação para os termos advectivos nas faces dos volumes de controle. Por exemplo, uma aproximação de um lado só, também conhecida por *upwind*, resolve a questão (Maliska, 2004).

No presente trabalho é utilizado o esquema de advecção *Upwind* de segunda ordem, que para obter a solução das faces do volume de controle, usa uma expansão de série de Taylor a partir da solução do seu centro. De acordo com Fraga (2013), este esquema seria mais preciso que o *Upwind* de primeira ordem quando a direção do escoamento não está alinhada com a malha, como na utilização de malhas triangulares, do mesmo modo que a presente neste estudo.

### 5.1.3 Acoplamento Pressão-Velocidade

Para problemas incompressíveis, a solução segregada das equações de conservação da quantidade de movimento e da massa gera o problema do acoplamento pressão-velocidade. Por essa razão, é preciso encontrar um método que melhore a estimativa do campo de pressão de modo que o campo de velocidades se aproximem progressivamente da solução que satisfaça a equação da continuidade na forma discretizada (Versteeg e Malalasekera, 2007). Com esses artifícios, a equação da conservação de massa é transformada de forma a ter um termo de pressão presente (Maliska, 2004)

O método de tratamento do acoplamento pressão-velocidade neste trabalho é realizado pelo algoritmo SIMPLE. A metodologia de solução do método SIMPLE consiste em corrigir as velocidades de maneira a satisfazer a equação da conservação da massa e, posteriormente, o cálculo das pressões é efetuado, concluindo o ciclo iterativo. Conforme Akwa (2010), o recurso garante uma boa estabilidade na solução segregada dos campos de pressão e de velocidade para problemas incompressíveis.

## 5.2 Verificação do Modelo Numérico e Discretização Espacial

A verificação do modelo numérico e a escolha do refinamento de malha utilizado no presente trabalho se deram a partir do trabalho de Dos Santos (2018). Em Dos Santos

(2018) foi realizado um estudo comparativo dos coeficientes de arrasto, sustentação, torque e potência e os resultados obtidos na modelagem numérica de Akwa *et al.* (2012) com outro software numérico (Star-CCM+).

Akwa *et al.* (2012) analisou um escoamento em regime transiente, incompressível, bidimensional e turbulento, em um domínio livre com uma turbina do tipo Savonius em rotação. Todas as propriedades termofísicas foram consideradas constantes, adotou-se um número de Reynolds  $R_{eD} = 867\,000$  e intensidade de turbulência  $IT = 1\%$  para velocidade de ponta de  $\lambda = 2$ , considerando uma velocidade não perturbada do vento de  $V_0 = 7$  m/s. Os métodos numéricos usados no trabalho de Akwa *et al.* (2012) são os mesmos citados na sessão anterior. Os resultados da turbina em domínio livre foram mostrados em Dos Santos *et al.* (2022) e estão sendo reproduzidos no presente trabalho a fim de apresentar a verificação computacional.

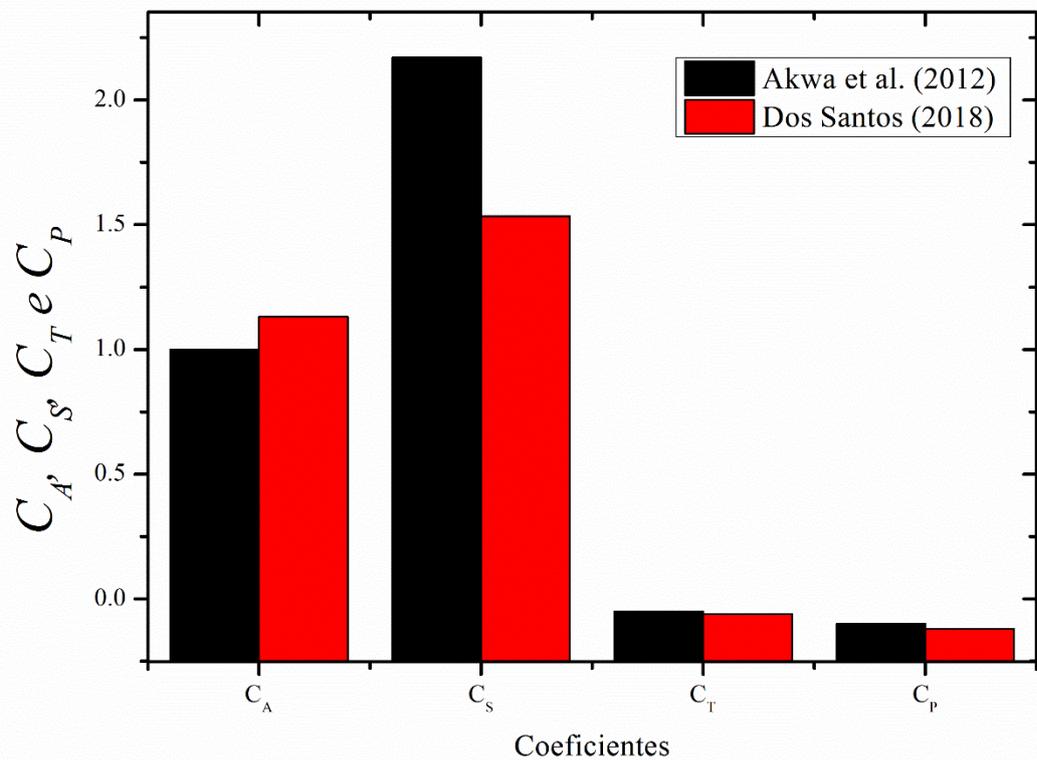
Para o estudo de independência de malha, quatro malhas diferentes foram simuladas por Dos Santos (2018), a fim de encontrar o melhor refinamento possível para a região da alma e resultados análogos com os de Akwa *et al.* (2012) para os coeficientes em estudo. Os resultados para o coeficiente de potência média no tempo para a turbina de impulso são apresentados na tabela. 5.1. A malha 3 obteve os melhores resultados. Vale destacar que essa malha possui uma estrutura retangular e mais refinada na região próxima das pás, mantendo o restante da malha com estrutura triangular, o que facilitou a sua construção para o domínio de geometria complexa (Dos Santos, 2018).

**Tabela 5.1:** Resultados de Dos Santos (2018) para os coeficientes da turbina Savonius para diferentes malhas e comparação com os resultados de Akwa *et al.* (2012) ( $R_{eD} = 867\,000$ ,  $\lambda = 2.0$ ).

Caso	$C_A$	$C_S$	$C_T$	$C_P$
Malha 1 (109 203 volumes)	1.4729	1.3002	0.0175	0.0350
Malha 2 (156 611 volumes)	1.3713	1.5893	0.0536	0.1072
Malha 3 (347 945 volumes)	1.1303	1.5343	-0.0625	-0.1201
Akwa <i>et al.</i> (2012)	1.0000	2.1700	-0.0500	-0.1000

A figura 5.2 representa uma comparação entre os coeficientes obtidos nas simulações. Cabe ressaltar que o valor para o coeficiente de potência foi obtido através da multiplicação entre  $\lambda$  e o coeficiente de torque. No que concerne a verificação do modelo numérico, pode-se afirmar que os resultados são concordantes aos de Akwa *et al.* (2012), devido à captura correta da magnitude dos coeficientes de torque e potência e a considerável aproximação com os coeficientes de arrasto e sustentação. Além disso, sabe-se da dificuldade existente na predição de tais coeficientes devido ao elevado número de desprendimentos de vórtices que o escoamento apresenta e também pelo fato de o autor ter

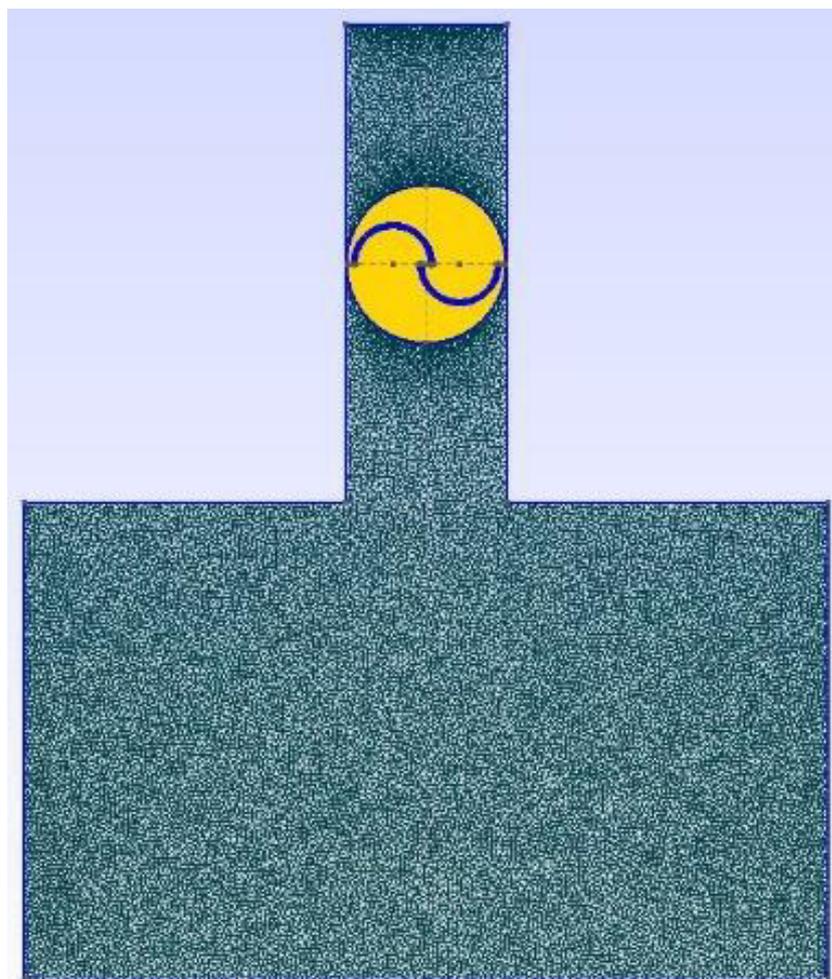
realizado as simulações em um software diferente do usado no presente trabalho. Deste modo, o presente modelo foi empregado no desenvolvimento da modelagem do dispositivo CAO considerando uma turbina de impulso acoplada realizado em Dos Santos (2022).



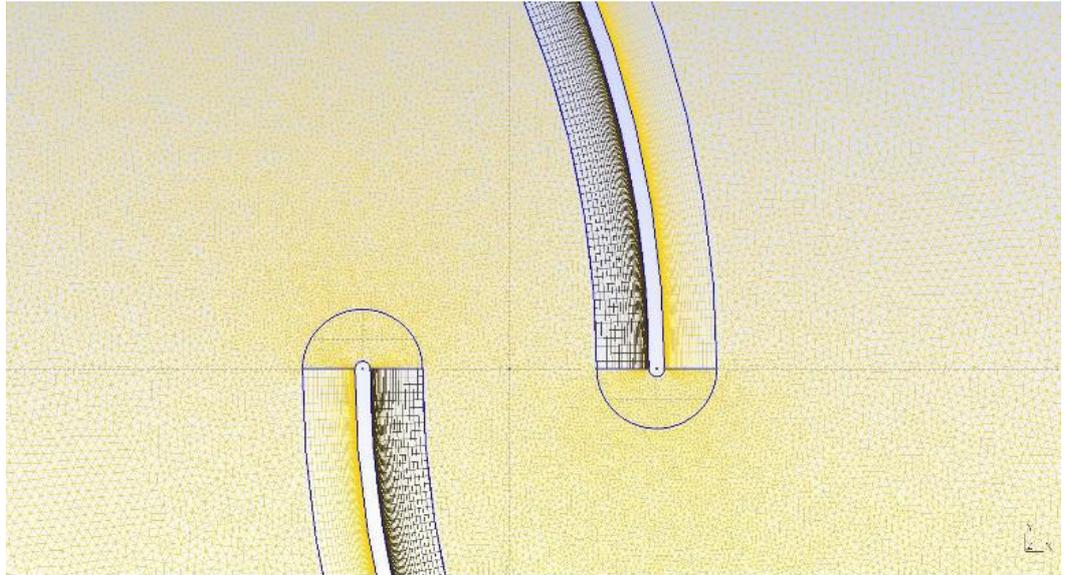
**Figura 5.2:** Comparação entre diferentes coeficientes obtidos no presente trabalho e aqueles apresentados por Akwa *et al.* (2012).

Em sequência, um domínio que representa um dispositivo CAO com uma turbina de impulso em rotação foi estudado em Dos Santos (2022). Com um escoamento em regime transiente, incompressível, bidimensional e turbulento, foi realizado um estudo dos coeficientes de arrasto, sustentação, torque e potência para o dispositivo CAO. Todas as propriedades termofísicas foram consideradas constantes e adotou-se um número de Reynolds de  $R_{eD} = 867\,000$ , como em Akwa *et al.* (2012). Para a turbina em rotação, são atribuídas velocidades de ponta de pá de  $\lambda = 0.75; 1.00; 1.25$  e  $2.00$ . Dessa forma, é considerada uma velocidade não perturbada do vento de  $V_0 = 7$  m/s, que é a velocidade que o escoamento tem quando passa pela pelo duto de ar do dispositivo CAO. Os métodos numéricos usados no trabalho de Dos Santos (2022) são os mesmos citados na sessão anterior.

Nas simulações numéricas realizadas as malhas foram geradas no software livre GMSH, seguindo um padrão onde um refinamento maior é empregado nas proximidades das pás da turbina de impulso, visto que quanto maior o número de células, menor será o erro na solução com o MVF (Versteeg e Malasekera, 2007). Nessa região, denominada alma, a análise do escoamento deve ser mais precisa com o intuito de obter coeficientes de arrasto, torque e potência condizentes com a fenomenologia do problema. Além disso, essa estratégia permitiu o emprego de volumes retangulares na região da superfície da turbina. Assim, a malha utilizada possui 347 965 elementos, a estratégia de refinamento nela utilizada foi adotada como padrão em todas as simulações. Com estrutura retangular e mais refinada na região próxima das pás, as linhas dessa região do domínio foram divididas em 400 partes e suas extremidades em 30 partes. Esses detalhes da malha podem ser observados nas figuras 5.3 e 5.4. Como essa malha e metodologia já foi verificada em Dos Santos (2018), no presente trabalho será usada apenas para o estudo do modelo com a imposição de velocidades senoidais. Posteriormente, seus resultados serão usados para comparação com domínio do dispositivo CAO com o arco de saída.



**Figura 5.3:** Malha empregada no domínio do dispositivo CAO para simulações com geração de ondas senoidais em Dos Santos (2018). Fonte: Dos Santos (2018).



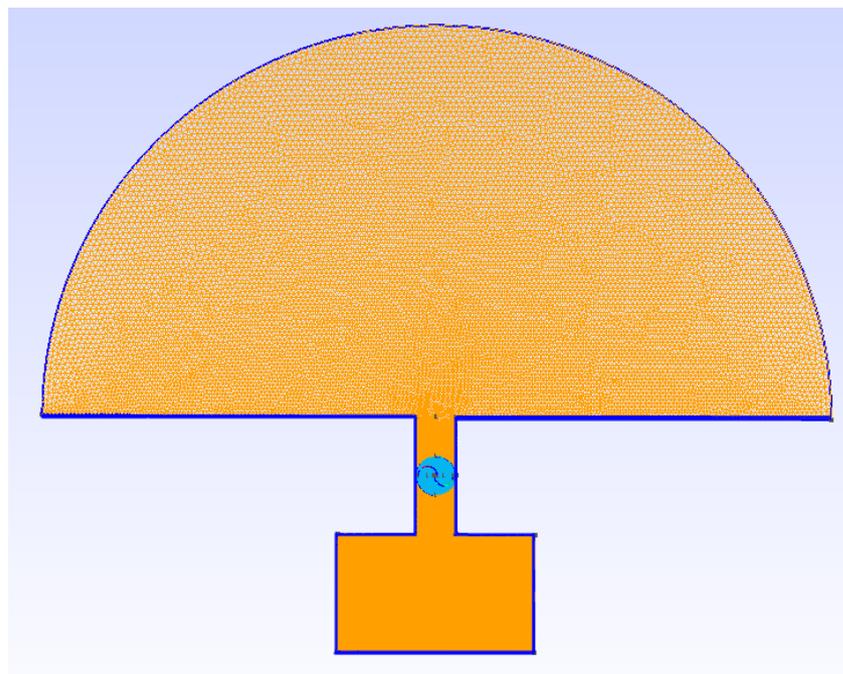
**Figura 5.4:** Refinamento da malha na região da turbina. Fonte: Dos Santos (2018).

## 6 | Resultados e Discussões

Nessa seção os resultados obtidos através das simulações de investigação geométrica serão discutidos. A apresentação dos resultados é feita em três etapas: estudo da inserção de um domínio semi-circular na região de saída do dispositivo CAO, estudo da imposição de uma velocidade senoidal de entrada no dispositivo CAO e a aplicação do Método Design Construtal no domínio de um equipamento CAO considerando uma turbina de impulso e velocidade constante.

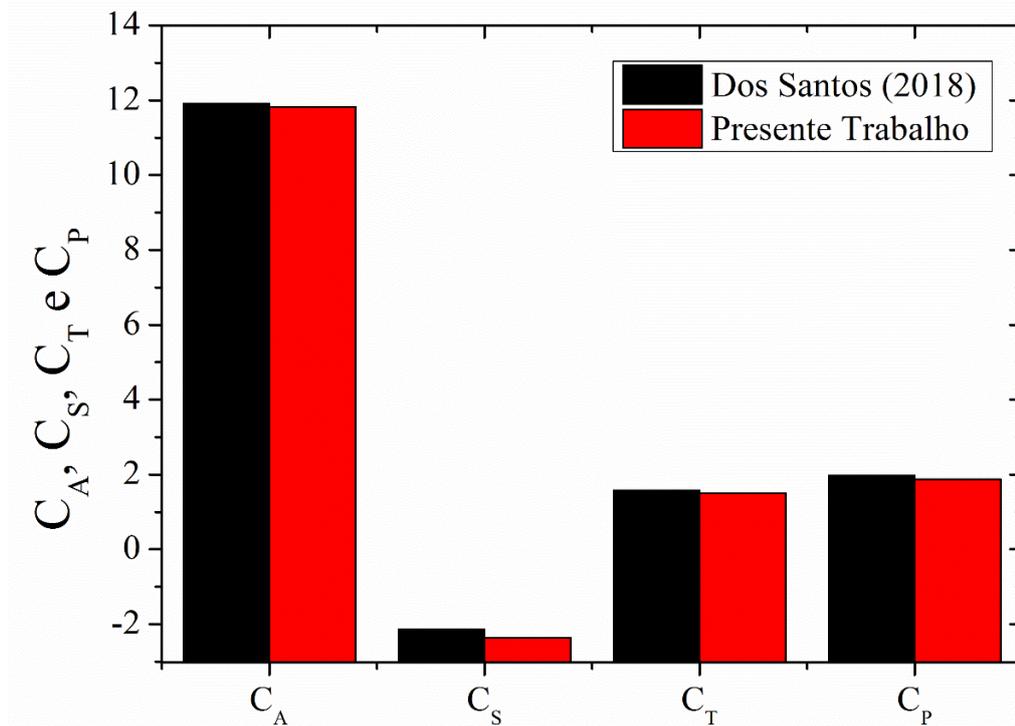
### 6.1 Resultados da inserção de um domínio semi-circular na região de saída do dispositivo CAO

Um dos objetivos do presente trabalho é a melhoria do modelo proposto por Dos Santos *et al.* (2022) e Dos Santos (2018), por essa razão foi adicionada à saída do domínio uma região de fluido em formato semi-circular com uma porção extra de domínio computacional representando a saída para a região atmosférica. A finalidade é evitar influências da condição de contorno imposta na superfície externa sobre a região de saída do escoamento do duto de ar da turbina e, assim, captar de forma adequada os valores de coeficientes de arrasto, sustentação, torque e potência na turbina de impulso. A malha utilizada com esse propósito é apresentada na figura 6.1, possui 317 554 elementos e segue o mesmo padrão de refinamento na região das pás citado anteriormente.



**Figura 6.1:** Malha com arco no domínio de saída.

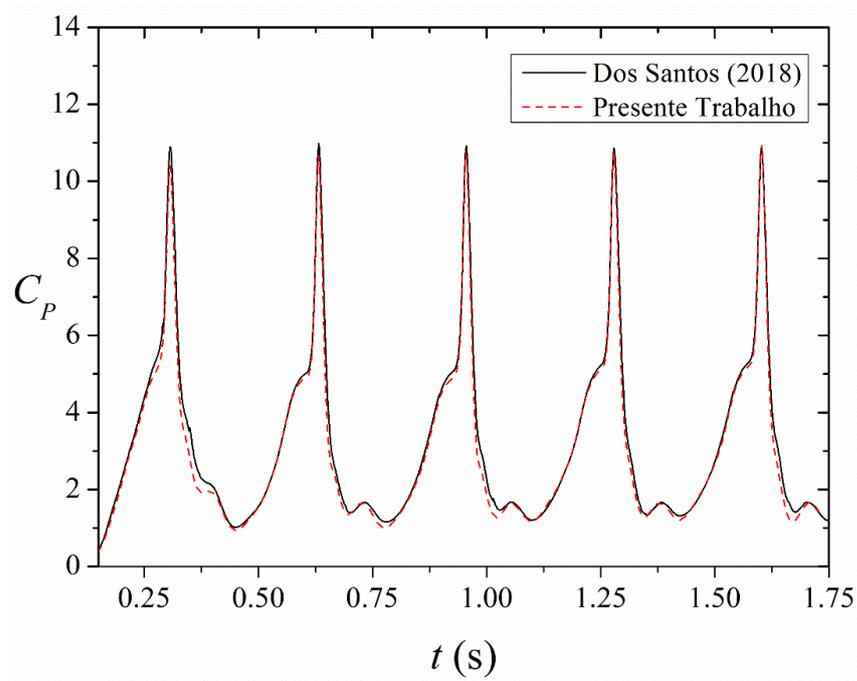
A figura 6.2 representa uma comparação entre os coeficientes obtidos nas simulações utilizando a malha com arco no domínio de saída e os de Dos Santos (2018). Nessas simulações foram impostas uma velocidade de  $V_0 = 1.4$  m/s e uma velocidade de ponta de pá de  $\lambda = 1.25$  foi adotada, por ser o valor com melhores resultados para a turbina de impulso, segundo Akwa *et al.* (2012). A fim de adquirir resultados representativos para os coeficientes de estudo, foi selecionado o intervalo de tempo da simulação em que o rotor havia completado uma volta. No caso com  $\omega = 9.72$  rad/s, o tempo final de simulação é de  $t_f = 1.75$  s, o mesmo valor usado em Dos Santos (2018).



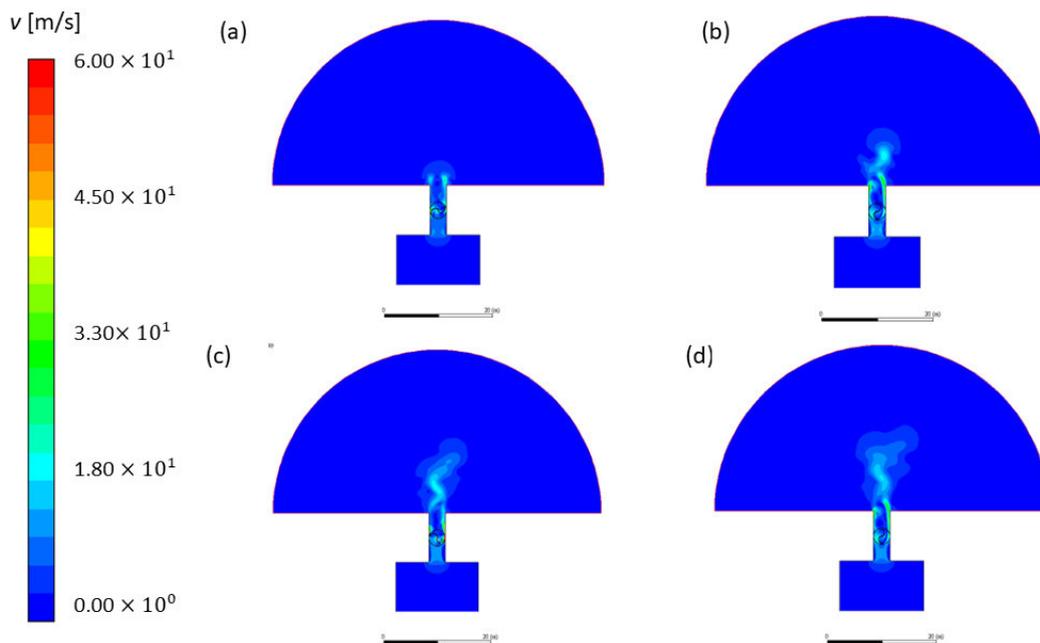
**Figura 6.2:** Comparação entre os coeficientes obtidos no presente trabalho e em Dos Santos (2018) para  $\lambda = 1,25$  e  $V_0 = 1.4$  m/s.

Cabe ressaltar que, de acordo com Silva Júnior (2010), como há exposição de diferentes contornos das pás ao ar de incidência na medida em que as mesmas rotacionam, é previsto que os coeficientes de arrasto, sustentação e torque variem, devido à influência do ângulo de ataque nos valores dos coeficientes. Em decorrência disso, no presente trabalho foi realizada uma média aritmética desses valores. Uma comparação entre os valores instantâneos de  $C_P$  no tempo preditos no caso com domínio de saída semi-circular e o obtido em Dos Santos (2018) é apresentada na figura 6.3. Nota-se que os dados obtidos estão em concordância, mostrando o mesmo comportamento oscilante no tempo e seus valores são muito próximos. Dessa forma, os resultados indicaram que a não consideração de um domínio de saída e a imposição da pressão manométrica nula na saída da chaminé realizado em Dos Santos (2018) é uma hipótese válida para a análise do escoamento sobre a turbina. Os campos de velocidades do dispositivo CAO com seu novo domínio de saída são apresentados na figura 6.4, considerando uma velocidade de ponta de pá de

$\lambda = 1.25$ , para diferentes instantes no tempo. Com isso, é possível notar o desenvolvimento do escoamento em diferentes instantes de tempo que representam diferentes períodos de rotação da turbina inserida no duto de saída do CAO.



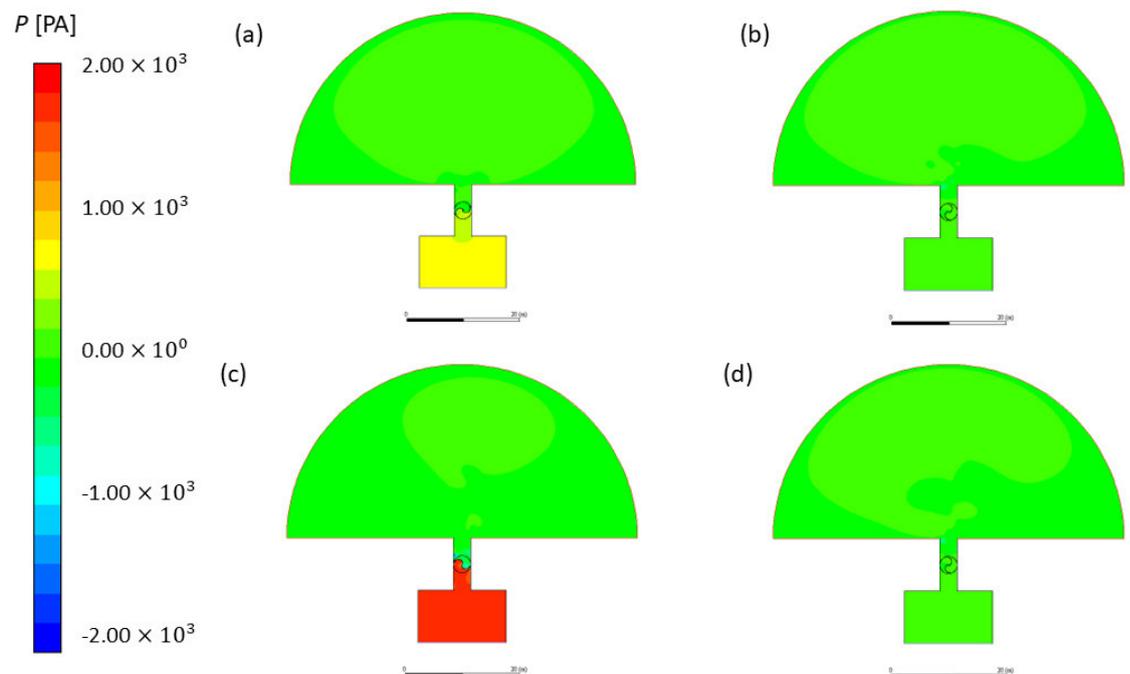
**Figura 6.3:** Comparação dos valores do  $C_P$  no tempo para Dos Santos (2018) e o presente trabalho, com a inserção do novo domínio de saída.



**Figura 6.4:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com domínio de saída  $\lambda = 1.25$  e  $V_0 = 1.4$  m/s a) escoamento em

0.2625 s b) escoamento em 0.525 s c) escoamento em 0.7875 s d) escoamento em 1.05 s e) escoamento em 1.3125 s e f) escoamento em 1.75 s.

A figura 6.5 ilustra os campos de pressão para o mesmo caso e instantes de tempo que os campos de velocidade foram apresentados. Pode-se perceber que para todos os casos, mesmo que as posições angulares dos rotores sejam diferentes, existe um aumento significativo de pressão no lado côncavo da pá de avanço, devido ao escoamento incidente. O aumento da pressão sobre a pá de avanço gera o arrasto de pressão, que constitui na principal força propulsora desse tipo de turbina. O aumento de pressão do lado côncavo também implica em uma diminuição da velocidade do escoamento de ar nessa pá. Devido à incidência do escoamento de ar sobre a superfície da turbina, há o surgimento de uma esteira de vórtices e o elevado número de recirculações faz com que os coeficientes de arrasto, torque e sustentação oscilem em torno de uma média. O comportamento obtido é análogo ao que foi apresentado por Akwa *et al.* (2012), Silva Júnior (2010) e Dos Santos (2018).



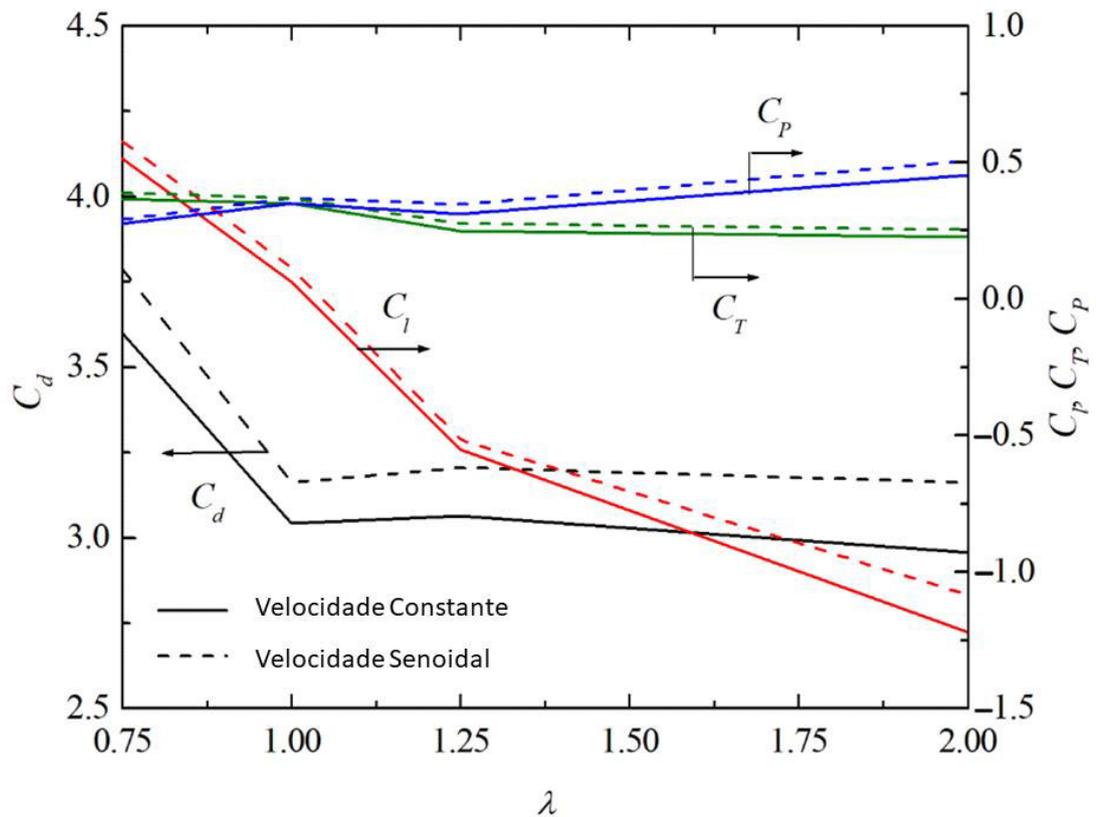
**Figura 6.5:** Campos de pressão em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com domínio de saída e  $\lambda = 1.25$  e  $V_o = 1.4$  m/s a) escoamento em 0.2625 s b) escoamento em 0.525 s c) escoamento em 0.7875 s d) escoamento em 1.05 s e) escoamento em 1.3125 s e f) escoamento em 1.75 s.

## 6.2 Resultados de investigação da imposição de velocidade senoidal no tempo no dispositivo CAO

O objetivo dessa sessão é investigar o efeito da incidência de uma onda regular no comportamento dos coeficientes de arrasto, sustentação, torque e potência do modelo numérico para o dispositivo CAO considerando uma turbina de impulso. Com esse propósito foi inserido no software Fluent através de um arquivo do tipo *Table Data*, dados discretos de tempo e velocidade, como condição de contorno de velocidade vertical prescrita. Os dados contidos no *Table Data* são obtidos através de um modelo que simula o comportamento de uma onda hipotética no dispositivo CAO. Com o intuito de manter o número de Reynolds e parâmetros usados nas simulações de Dos Santos (2018), foi utilizado um período que conduziu a uma variação da velocidade imposta no range entre  $-1.4$  e  $1.4$  m/s, com a finalidade de representar o escoamento bidirecional ao qual a turbina de impulso está sujeita em um dispositivo CAO. Adotando valores médios de altura da onda ( $H$ ) e período da onda ( $T$ ) para o intervalo em estudo, é possível gerar uma variação no escoamento de ar na entrada do dispositivo CAO. Essa variação no escoamento representa o movimento de pistão que a incidência de uma onda causaria no CAO. Assim, por meio da equação apresentada por Marjani *et al.* (2008) para a velocidade vertical da onda:

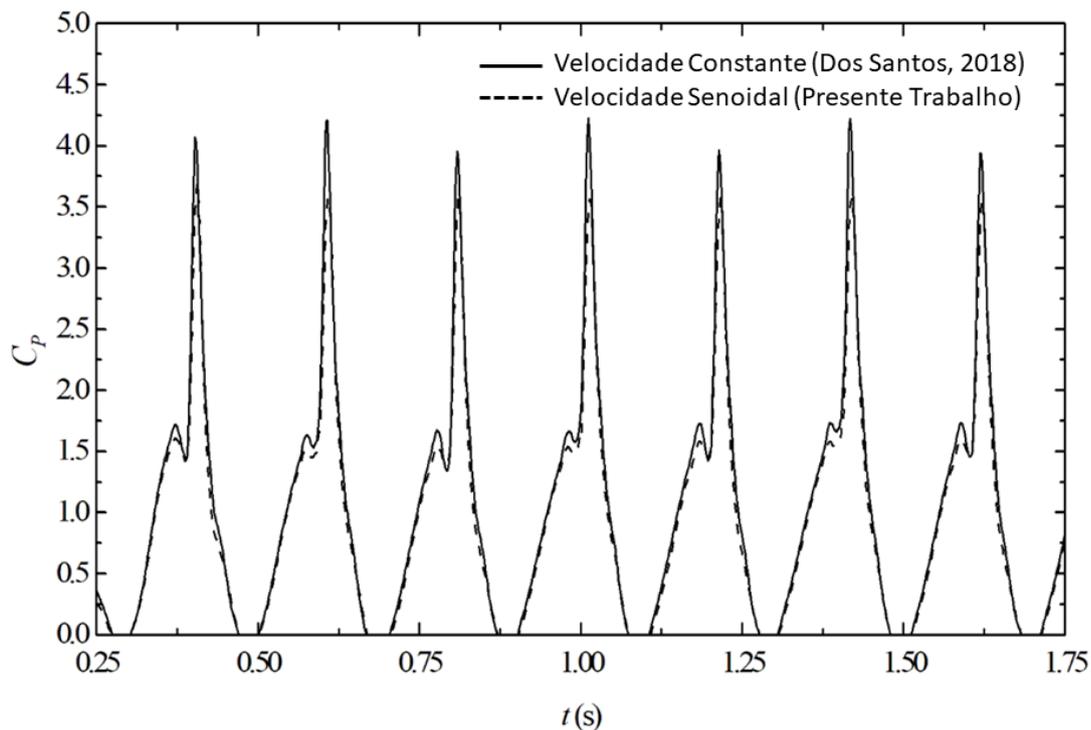
$$v(t) = \frac{H\pi}{T} \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right) \quad (6.1)$$

onde:  $v$  [m/s] é a componente vertical da velocidade,  $H$  [m] é a altura da onda,  $T$  [s] é o período e  $t$  [s] é o tempo. No presente trabalho a altura da onda é  $H = 0.4$  m, o período consiste em  $T = 0.875$  s e o tempo vai de  $t = 0$  s a  $t = 1.75$  s, equivalente ao tempo total de simulação. As velocidades de ponta de pá escolhidas para simulações foram  $\lambda = 0.75$ ;  $1.00$ ;  $1.25$  e  $2.00$ , em razão de ser possível uma melhor comparação com os casos de velocidade constante imposta no trabalho de Dos Santos (2018). Tal comparativo pode ser observado na figura 6.6. Analisando os valores é possível notar a concordância que os valores dos coeficientes mantiveram mesmo com a imposição de uma velocidade senoidal na entrada do domínio. A comparação entre o  $C_p$  no tempo dos dois casos também foi bem sucedida, o caso senoidal possui comportamento ao longo do tempo muito similar ao caso com velocidade constante imposta, a figura 6.7 mostra esse comportamento ao longo do tempo. A figura 6.6 também mostra que o comportamento de  $C_p$  em função de  $\lambda$  é alterado em comparação com o obtido quando tem-se a turbina livre, mostrando que a inserção da turbina em um domínio enclausurado apresenta influência nos coeficientes aerodinâmicos e performance da turbina. A comparação entre os casos de  $C_p$  em função de  $\lambda$  para turbina no domínio do CAO e o caso de turbina livre podem ser vistos no trabalho de Dos Santos *et al.* (2022).

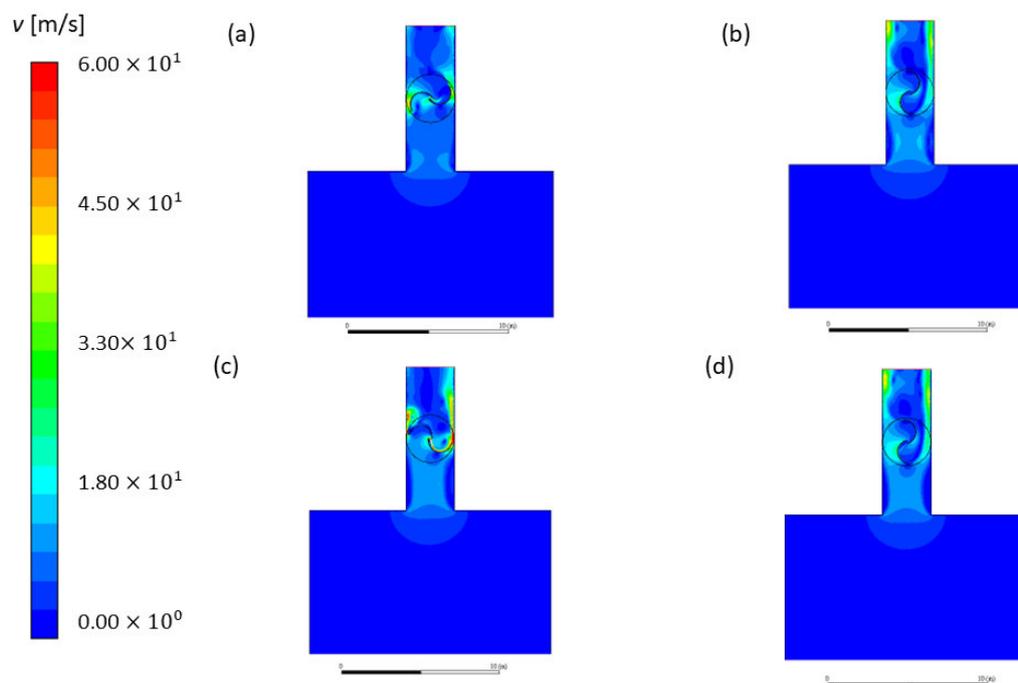


**Figura 6.6:** Coeficientes médios em função de  $\lambda$  para os casos do dispositivo CAO com velocidade imposta constante (Dos Santos, 2018) e com velocidade senoidal (Presente trabalho).

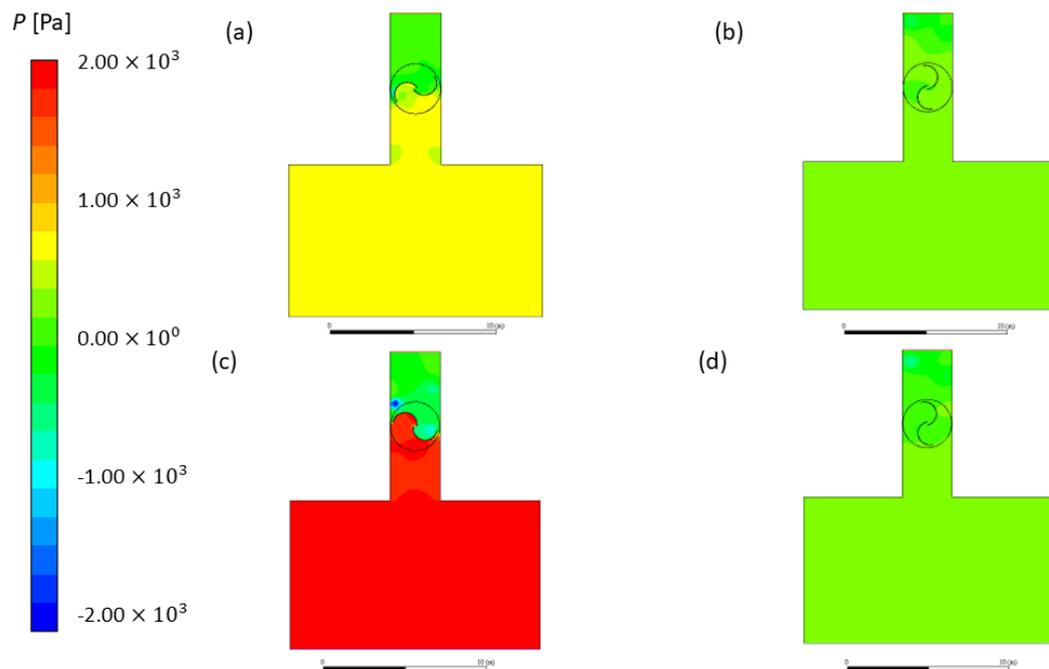
Os campos de velocidades e pressão para o caso com velocidade senoidal e  $\lambda = 1.25$  são apresentados nas figuras 6.8 e 6.9. Os campos de velocidades indicaram que há um maior número de recirculações devido à particularidade do escoamento bidirecional em comparação com o caso com velocidade constante. No campo de pressões é possível observar o mesmo fenômeno recorrente em Dos Santos (2018) e Dos Santos *et al.* (2022), onde há um aumento de pressão sobre a pá de avanço e a consequente diminuição na pá de retorno. Nessa simulação em particular uma variação mais significativa de pressão ao longo do campo, decorrente do escoamento de ar em dois sentidos. Vale destacar ainda que, a imposição da velocidade senoidal conduz a uma condição de aceleração do escoamento que, em associação com a rotação da turbina, conduz a pequenos aumentos em todos os coeficientes investigados em comparação com o caso de velocidade constante imposta na entrada do domínio.



**Figura 6.7:** Comparação dos valores do  $C_p$  no tempo para Dos Santos (2018) com velocidade constante e o presente trabalho, com velocidades senoidais, para o caso  $\lambda = 1.25$



**Figura 6.8:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com  $\lambda = 1.25$  e velocidade senoidal: a) 0.2625 s b) 0.7875 s c) 1.3125 s e d) 1.75 s.



**Figura 6.9:** Campos de pressão em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com  $\lambda = 1.25$  e velocidade senoidal: a) 0.2625 s b) 0.525 s c) 0.7875 s d) 1.05 s e) 1.3125 s e f) 1.75 s.

### 6.2.1 Resultados para dispositivo CAO com região de saída e imposição de velocidade senoidal

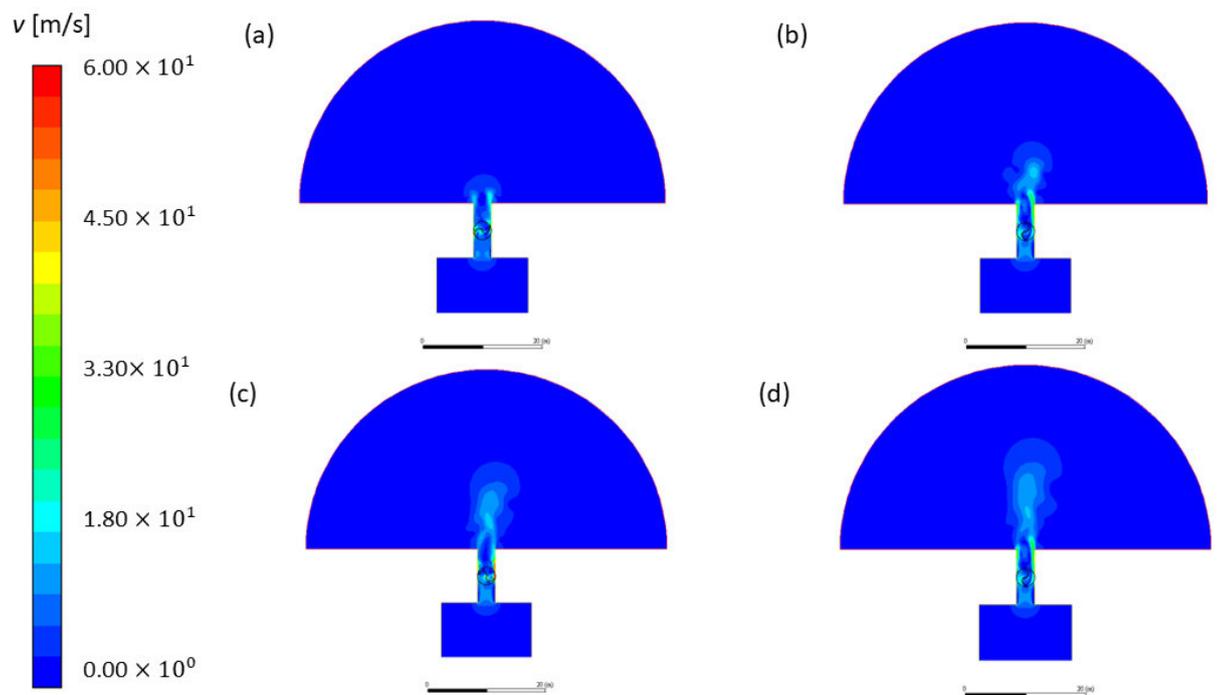
Para avaliar se o uso de uma região de saída em forma semi-circular no domínio do dispositivo CAO tem influência nos coeficientes capturados a partir da turbina de impulso quando há a imposição de uma velocidade senoidal no domínio do dispositivo, foram feitas simulações considerando os mesmos dados de velocidades e tempos usadas na sessão anterior. Ou seja, com o intuito de manter o número de Reynolds e parâmetros usados nas simulações anteriores, foi utilizado um período que conduzisse a velocidades no intervalo de  $-1.4 \text{ m/s} \leq v \leq 1.4 \text{ m/s}$ . A simulação foi realizada apenas para o  $\lambda = 1.25$ , utilizando os mesmos tempos de processamento anteriores.

Os resultados mostraram que o domínio de saída diferente não refletiu nos valores encontrados para os coeficientes de arrasto, sustentação, torque e potência, que sofreram pouca ou nenhuma alteração com a mudança de domínio. Os valores dos coeficientes citados são mostrados na tabela 6.1. Nos campos de velocidade, ilustrados na figura 6.10 não são percebidas grandes mudanças em comparação com os casos anteriores. É possível perceber um maior desenvolvimento de vórtices no escoamento e a captura do jato do duto de saída para a atmosfera, principalmente para  $t_f = 1.75 \text{ s}$ . Ao analisar os campos de pressões, figura 6.11, é possível notar que a região de saída não conduziu a diferenças de pressão sensíveis ao caso sem região de saída quando comparado com um CAO sem região de saída.

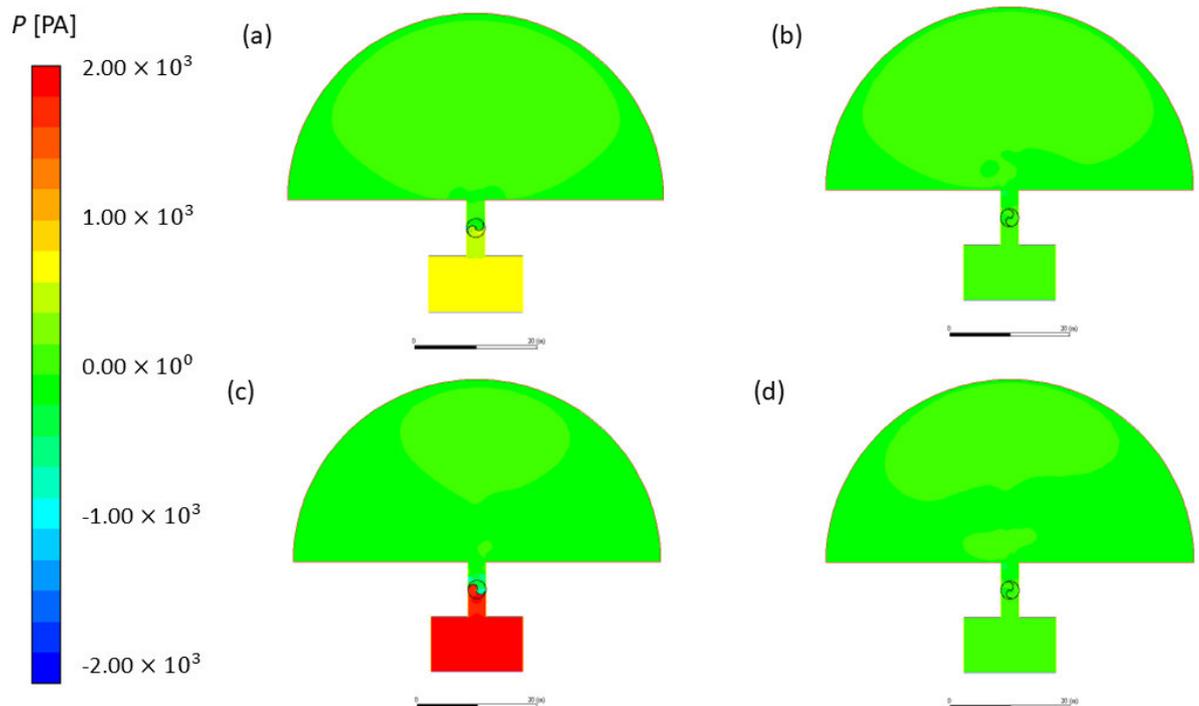
É importante mencionar também que o tempo de processamento em simulações com a região de saída é cerca de duas vezes maior que nas simulações sem esse domínio. Entretanto, as simulações com o domínio semi-circular resultam em campos de velocidade e pressão mais condizentes com a fenomenologia do problema. Por essa razão, essa configuração será adotada no restante do trabalho.

**Tabela 6.1:** Coeficiente de arrasto, sustentação, torque e potência obtidos nas simulações senoidais com  $\lambda = 1.25$

Simulações Senoidais	$C_A$	$C_S$	$C_T$	$C_P$
CAO	12.26	-2.00	1.75	2.19
CAO com domínio de saída	12.46	-2.00	1.75	2.18



**Figura 6.10:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com domínio de saída e  $\lambda = 1.25$  e imposição de velocidade senoidal: a) escoamento em 0.2625 s b) escoamento em 0.7875 s c) escoamento em 1.3125 s e f) escoamento em 1.75 s.



**Figura 6.11:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com domínio de saída e  $\lambda = 1.25$  e imposição de velocidade senoidal: a) escoamento em 0.2625 s b) escoamento em 0.7875 s c) escoamento em 1.3125 s e d) escoamento em 1.75 s.

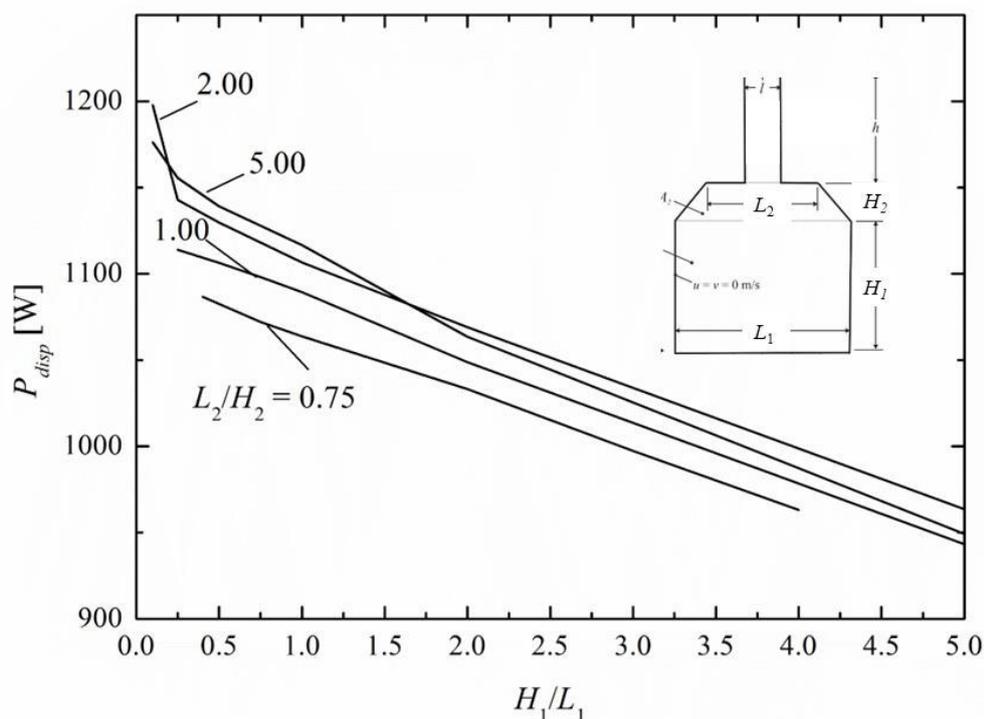
### 6.3 Resultados da otimização geométrica através do método Design Construtal para o dispositivo CAO com região de saída e imposição de velocidade constante

No presente trabalho foi realizado um estudo de otimização geométrica através da associação do Design Construtal (usado para avaliação geométrica e definição do espaço de busca) e busca exaustiva (método para otimização do problema) de diferentes geometrias de um dispositivo CAO a fim de se obter a maior eficiência e potência na turbina. Para isso, foi analisada a influência das razões  $L_2/H_2$  e  $H_1/L_1$  sobre a potência da turbina e a potência disponível. Vale ressaltar que, essas simulações foram realizadas considerando uma velocidade constante de entrada, porém diferente para cada geometria. Essa escolha se deu devido à necessidade de manter a mesma velocidade não perturbada do escoamento de  $V_0 = 7$  m/s na região do duto de ar e a mesma velocidade de ponta de pá de  $\lambda = 1.25$  na turbina, para efeitos de comparação. Outro motivo de ter escolhido a imposição de velocidade constante é o alto tempo de processamento que simulações com imposição de velocidades senoidais requerem.

No primeiro nível de investigação, é variada a razão  $H_1/L_1$  e são obtidas a potência disponível ( $P_{disp}$ ) e a potência da turbina ( $P_{turb}$ ), bem como sua eficiência ( $\eta$ ). As maiores potências obtidas são consideradas  $P_{disp,m}$  e  $P_{turb,m}$  uma vez maximizados ( $P_{disp,m}$  e  $P_{turb,m}$ ). A

potência disponível é obtida através da simulação da geometria do dispositivo CAO sem a turbina disposta no tubo do ar, a fim de que seja capturada corretamente a queda de pressão que ocorre dentro do equipamento.

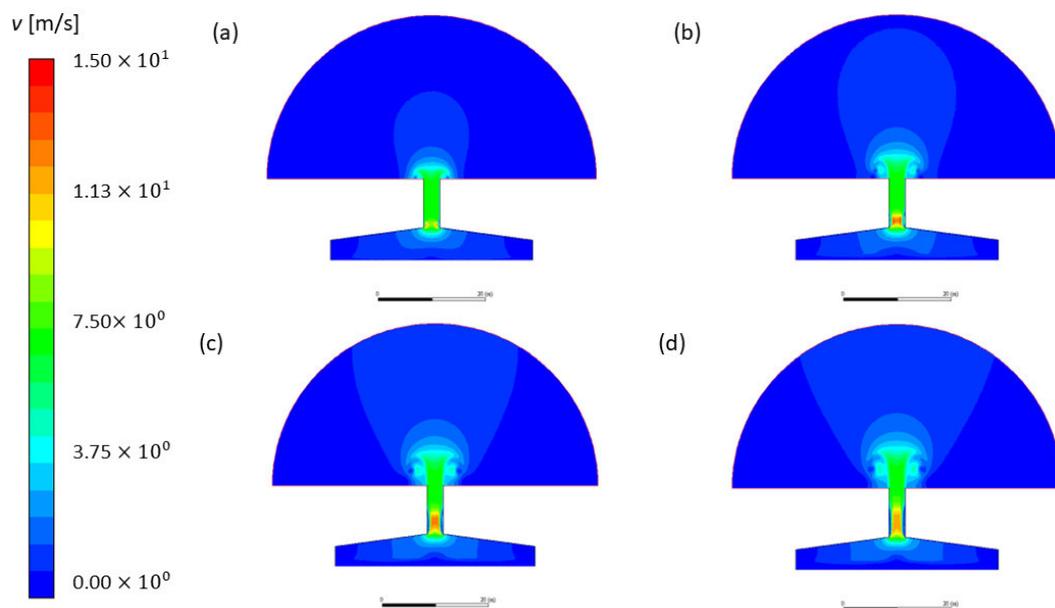
A figura 6.12 ilustra o comportamento da potência disponível em função da razão  $H_1/L_1$ . Nota-se que as razões mais baixas de  $H_1/L_1$  resultam nos melhores resultados de  $P_{disp}$ . O melhor desempenho obtido foi de  $P_{disp,mm} = 1197.81$  W com a configuração  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ , apresentando uma  $P_{disp}$  cerca de 20% maior que o pior caso, obtido para  $L_2/H_2 = 1.0$  e  $H_1/L_1 = 5.0$ . Os resultados também indicam que o efeito de  $H_1/L_1$  sobre a potência disponível ( $P_{disp}$ ) sofre alterações para as diferentes razões de  $L_2/H_2$  investigadas. Vale observar ainda que o efeito de  $H_1/L_1$  sobre a  $P_{disp}$  é similar para as diferentes razões de  $L_2/H_2$  avaliadas. Além disso, em todos os casos, percebe-se um ponto de mínimo de  $P_{disp}$  para magnitudes maiores de  $H_1/L_1$ .



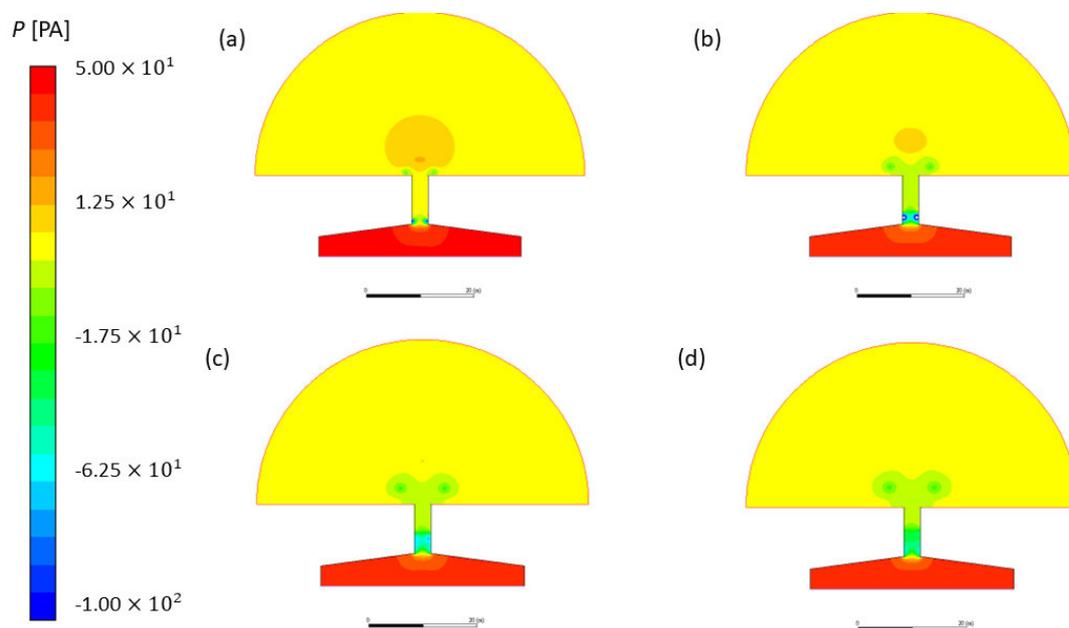
**Figura 6.12:** Influência de  $H_1/L_1$  na potência disponível do dispositivo CAO para diferentes magnitudes de  $L_2/H_2$ .

Nas figuras 6.13 e 6.14 são apresentados os campos de velocidade e pressão para o caso de  $P_{disp,mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ . No caso dos campos de velocidades, é possível observar que há uma maior intensidade de velocidades na região da entrada do duto de ar e que tende a diminuir ao longo do duto. Os resultados também indicam um comportamento bastante simétrico dos campos de velocidade e pressão no duto, bem como, do jato de saída do escoamento. Em referência aos campos de pressão, temos o mesmo padrão de pressões elevadas na câmara, anterior à passagem

de fluido pelo duto de ar. Nota-se, também, uma diminuição brusca de pressão na transição entre câmara e duto de ar, no momento em que a geometria afunila.



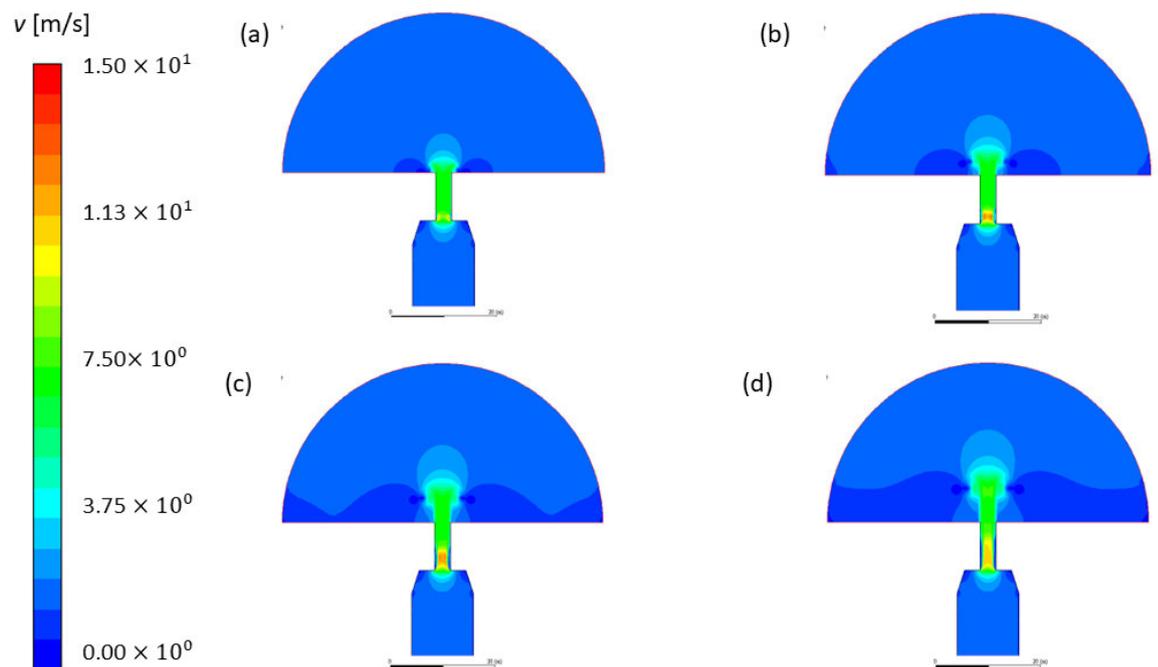
**Figura 6.13:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $P_{disp,mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ : a)  $t = 0.2625s$  b)  $t = 0.7875s$  c)  $t = 1.3125s$  e d)  $t = 1.75s$ .



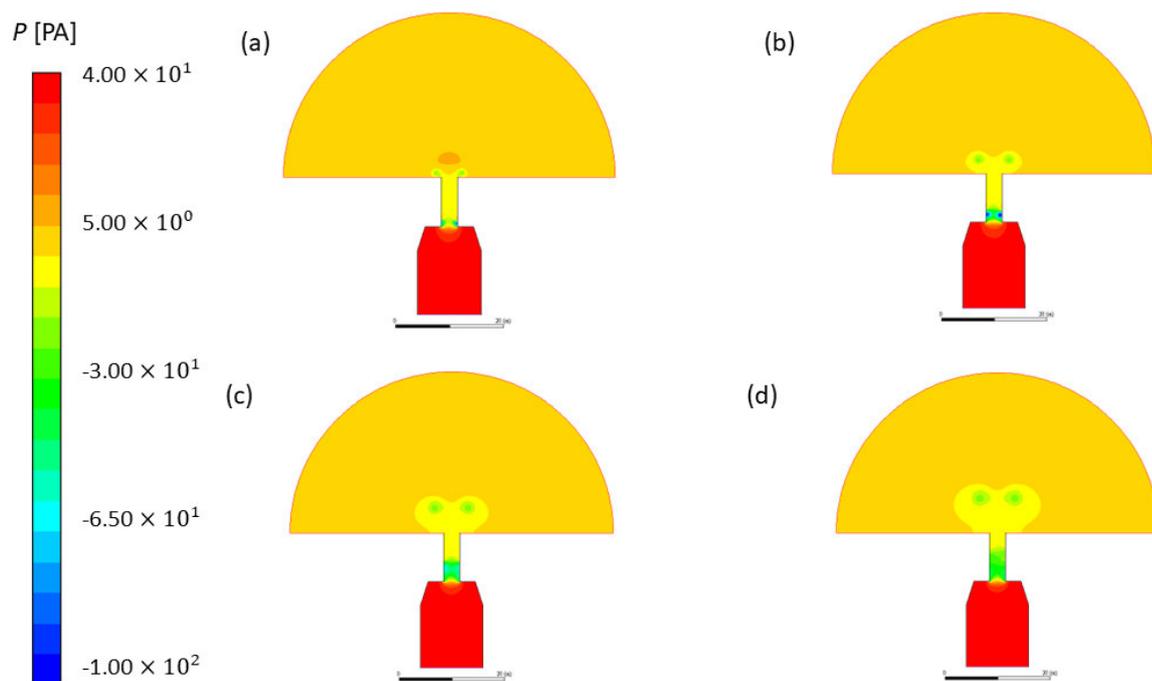
**Figura 6.14:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $P_{disp,mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ : a)  $t = 0.2625s$  b)  $t = 0.7875s$  c)  $t = 1.3125s$  e f)  $t = 1.75s$ .

Com a finalidade de exemplificar como o efeito de  $H_1/L_1$  atua sobre a potência disponível, são apresentados nas figuras 6.15, 6.16, 6.17 e 6.18 os campos de velocidade e pressão para as configurações  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$  e  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ , respectivamente. Para a configuração  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$  foi alcançado uma potência disponível intermediária de  $P_{disp} = 1106.57$  W. E dentre  $(L_2/H_2) = 2.0$ , o menor valor de potência disponível foi obtido para  $(H_1/L_1) = 5.0$ , sendo  $P_{disp} = 963.62$  W. Os resultados mantem o comportamento simétrico dos campos de velocidade e pressão no duto e saída do escoamento. Entretanto, é bom salientar que a geometria do caso  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$  é apenas teórica e não representam uma configuração aplicada em estudos anteriores.

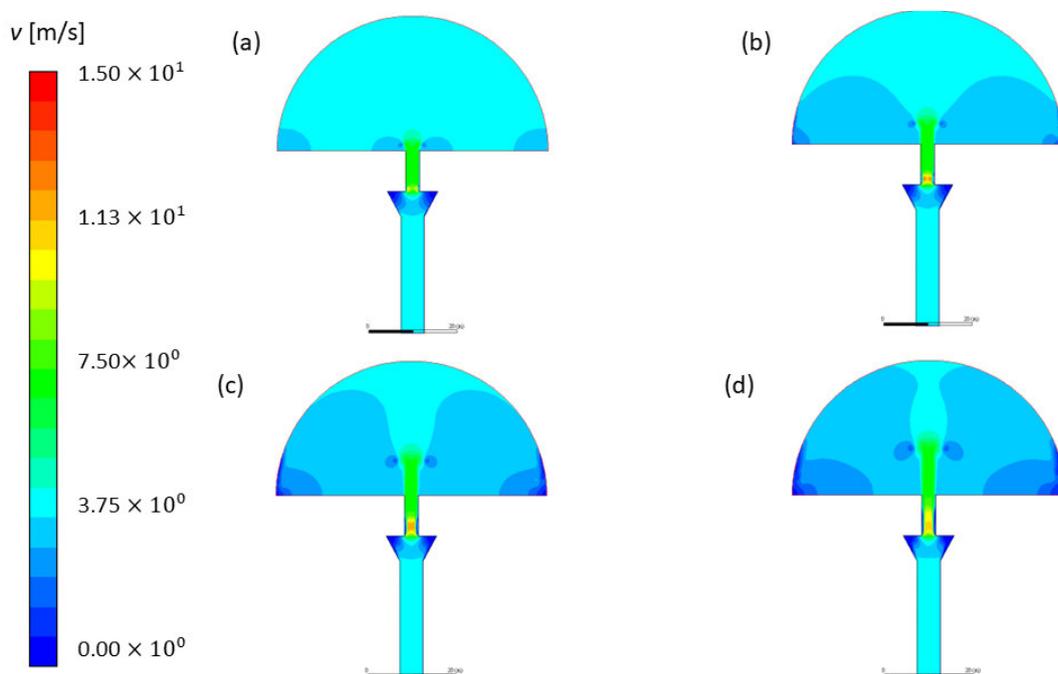
Nos campos de velocidade, nota-se que o jato de saída tende a aumentar com razões maiores de  $H_1/L_1$ . Quanto aos campos de pressão, uma tendência a médias mais baixas de pressões é observada, principalmente na saída do dispositivo CAO. Diferentemente do caso ótimo ( $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_o = 0.1$ ), não é apresentado uma região de alta pressão no arco de saída do dispositivo CAO dentre os tempos de  $t = 0.2625$  s e  $t = 0.7875$  s nos casos  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$  e  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ . Como a diferença de pressão entre os pontos de entrada e saída do dispositivo CAO é proporcional a potência disponível, isso explica a razão do melhor desempenho da configuração  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_o = 0.1$ .



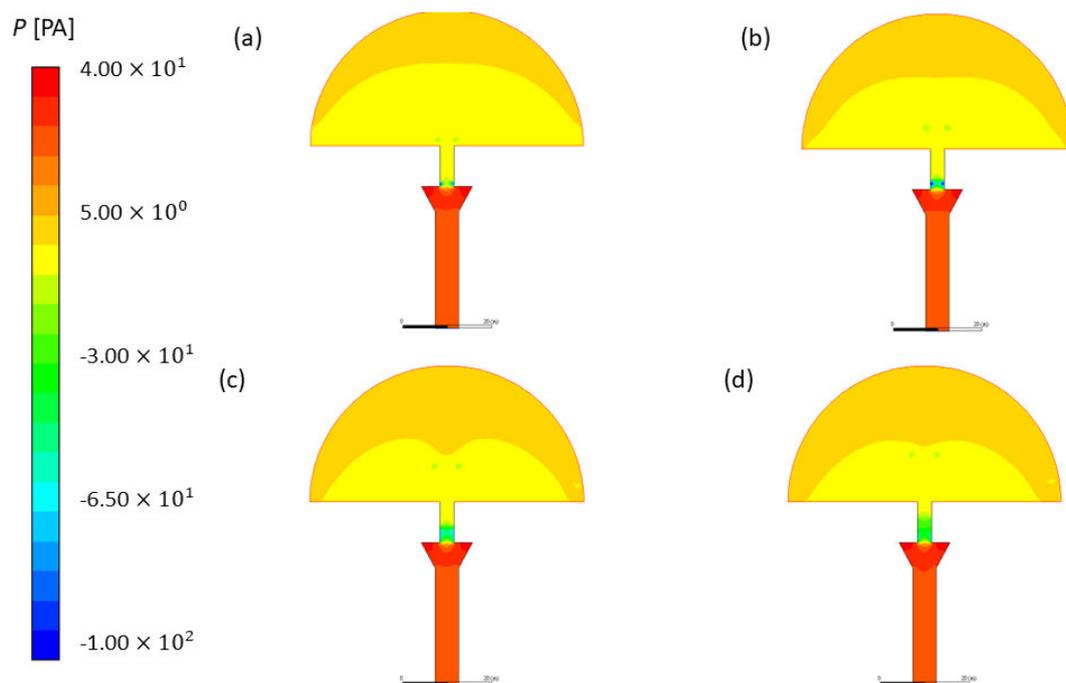
**Figura 6.15:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



**Figura 6.16:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



**Figura 6.17:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.

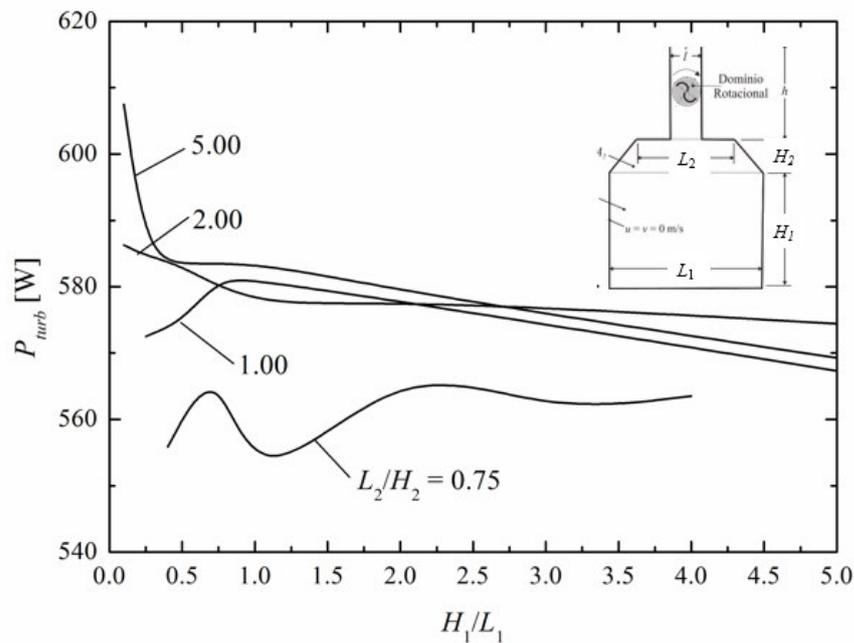


**Figura 6.18:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.

Para efeitos de comparação, foi mantida a mesma velocidade não perturbada do escoamento de  $V_0 = 7$  m/s na região do duto de ar. Essa condição implica que a velocidade imposta na entrada do escoamento seja diferente para cada configuração de  $(L_2/H_2)$  em razão de  $L_1$ , com o intuito de satisfazer a equação da continuidade (Fox *et al.*, 2011). Assim, a velocidade de entrada é menor quanto maior for  $L_1$ . Com velocidades menores, serão obtidas maiores diferenças de pressões entre entrada e saída do dispositivo. A geometria que apresenta maiores valores de potência disponível é que a minimiza a velocidade de entrada e, por consequência, aumenta a pressão. Tal fato explica o melhor desempenho de  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$  que apresenta um  $L_1 = 24.49$  m e  $v = 0.571$  m/s e o pior de  $(L_2/H_2) = 2.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$  com um  $L_1 = 3.46$  m e uma velocidade de entrada  $v = 4.04$  m/s.

Posteriormente, os mesmos casos estudados para obtenção da potência disponível foram repetidos, mas considerando a turbina em movimento na região do duto de ar. Na figura 6.19 é representado o comportamento da potência da turbina em função da razão  $H_1/L_1$  para diferentes valores de  $L_2/H_2$ . Os resultados indicam que o efeito de  $H_1/L_1$  sobre a potência da turbina ( $P_{turb}$ ) sofre alterações lineares para as razões  $L_2/H_2 = 2.0$  e  $L_2/H_2 = 5.0$ . Para  $L_2/H_2 = 5.0$ , há um crescimento abrupto de  $P_{turb}$  para as menores razões de  $H_1/L_1$ . A razão  $L_2/H_2 = 1.0$  apresenta alguma oscilação com um ponto de ótimo obtido para uma razão intermediária de  $H_1/L_1$ , enquanto isso os resultados para a razão  $L_2/H_2 = 0.75$  tem uma oscilação mais acentuada com um ponto de máximo no extremo superior

da razão  $H_1/L_1$ . O melhor desempenho obtido foi de  $P_{turb,mm} = 607.47$  W com a configuração  $(L_2/H_2)_o = 5.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ , apresentando uma  $P_{turb}$  cerca de 10% maior que o pior caso, obtido para  $L_2/H_2 = 1.0$  e  $H_1/L_1 = 0.75$ . Outro aspecto importante é que a consideração da turbina teve influência no efeito da razão  $H_1/L_1$  sobre a performance do dispositivo, quando comparado à potência disponível nos casos sem turbina e à potência da turbina nos casos onde a turbina é inserida no domínio, especialmente para as razões  $L_2/H_2 \leq 1.0$ .

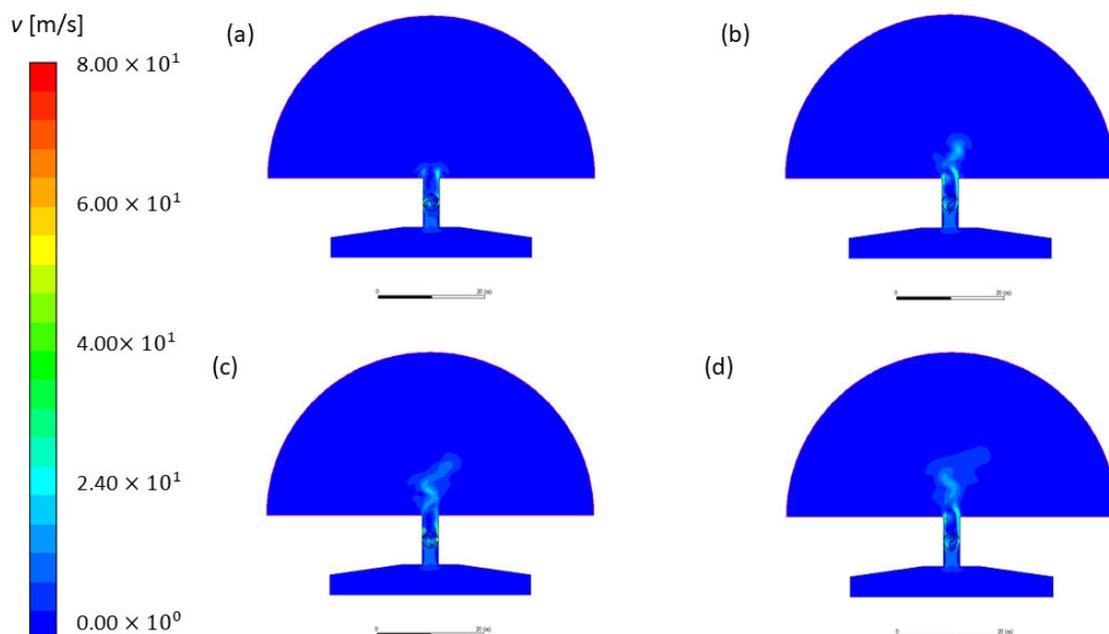


**Figura 6.19:** Influência de  $H_1/L_1$  na potência da turbina do dispositivo CAO para diferentes magnitudes de  $L_2/H_2$ .

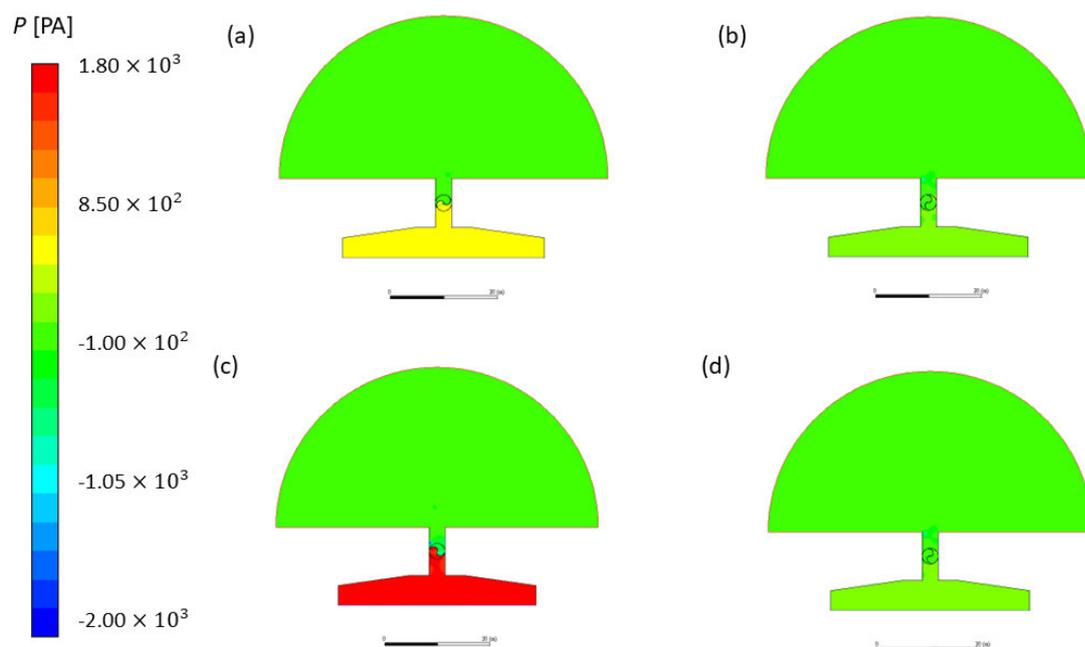
Os campos de velocidade e pressão, para o caso de  $P_{turb,m}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 5.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$  são apresentados nas figuras 6.20 e 6.21. Devido a rotação da turbina, os campos de velocidade e pressão perdem a simetria observada para o caso sem turbina. No campo de velocidades fica evidente a formação característica de vórtices em escoamento com turbinas e que se intensifica à medida em que o tempo avança. Os vórtices surgem devido à incidência do escoamento de ar sobre a superfície da turbina e o elevado número de recirculações presente faz com que os coeficientes de arrasto, torque e sustentação oscilem em torno de uma média. Para a avaliação da performance da potência de turbina, os resultados da média de coeficiente de torque são de suma importância, por influenciar diretamente a performance do dispositivo.

No campo de pressão, pode-se perceber a existência de um aumento significativo de pressão no lado côncavo da pá de avanço, devido ao escoamento incidente. O aumento da pressão sobre a pá de avanço gera o arrasto de pressão, que constitui na principal força propulsora desse tipo de turbina (Menet, 2007). O aumento de pressão do lado

côncavo também implica em uma diminuição da velocidade do escoamento de ar nessa pá.



**Figura 6.20:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $P_{turb, mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 5.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.

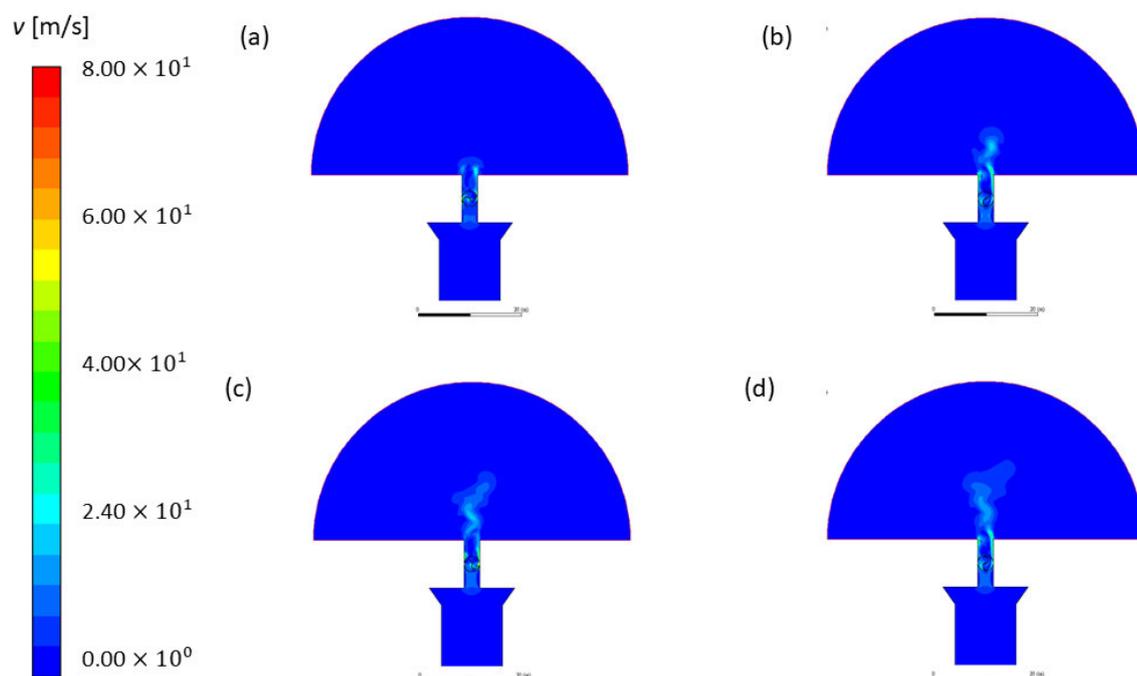


**Figura 6.21:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $P_{turb, mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 5.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e f)  $t = 1.75$  s.

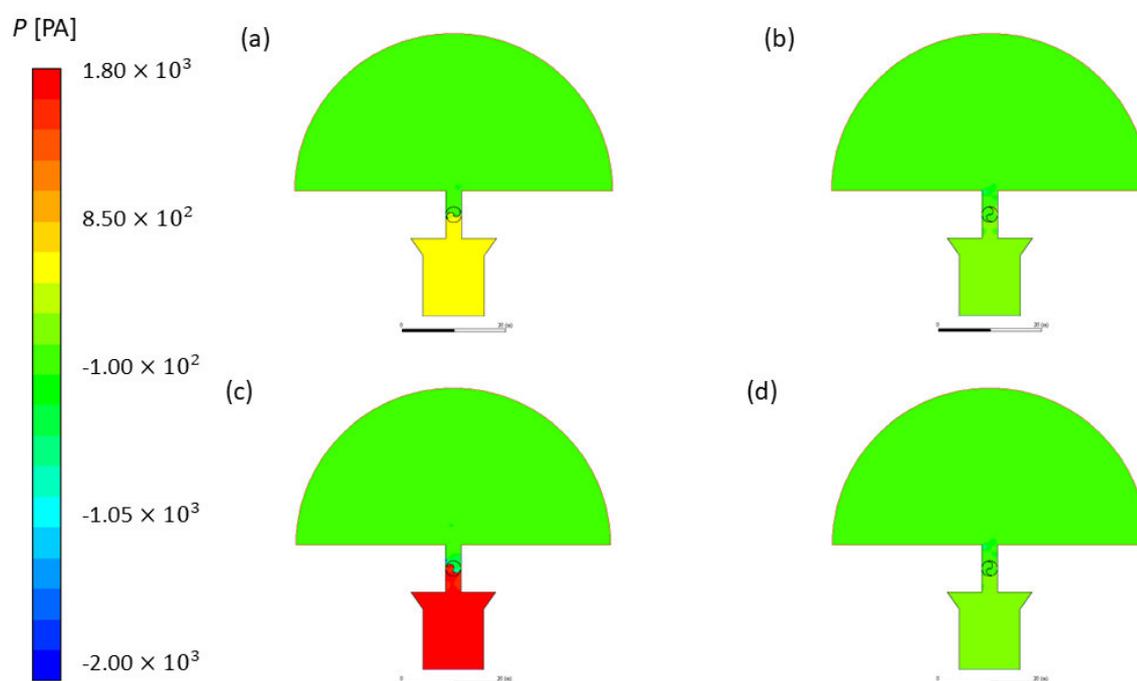
O efeito de  $H_1/L_1$  sobre a potência da turbina é demonstrado através dos campos de velocidade e pressão, nas figuras 6.22, 6.23, 6.24 e 6.25. Os campos apresentados são obtidos para o caso intermediário  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$  e o extremo superior  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ , respectivamente. É possível perceber que, para essas configurações já há uma inversão das bases maior e menor do trapézio que conecta a câmara e o duto de saída. Para a configuração  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$  foi alcançado uma potência disponível intermediária de  $P_{turb} = 583.90$  W. Para  $(L_2/H_2) = 5.0$ , o menor valor de potência disponível foi obtido para  $(H_1/L_1) = 5.0$ , sendo  $P_{turb} = 569.25$  W.

As recirculações são mais evidentes nos campos de velocidade na medida em que as razões  $H_1/L_1$  aumentam. Para a configuração  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.1$  as recirculações são menos recorrentes do que para os demais casos. Segundo Fujisawa (1992), o surgimento de recirculações causa perda de quantidade de movimento, diminuindo a potência da turbina. Sendo assim, a diminuição de potência com o aumento de recirculações esclarece o melhor desempenho para a configuração  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.1$  e o pior para  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ , que apresenta maior número de recirculações no lado côncavo das pás. Uma das causas prováveis para a intensificação das recirculações está justamente na forma como o trapézio foi configurado para as maiores razões de  $H_1/L_1$ , quando  $L_2/H_2 = 5.0$ , que induz mesmo antes da turbina o descolamento de camada limite e a geração de vórtices.

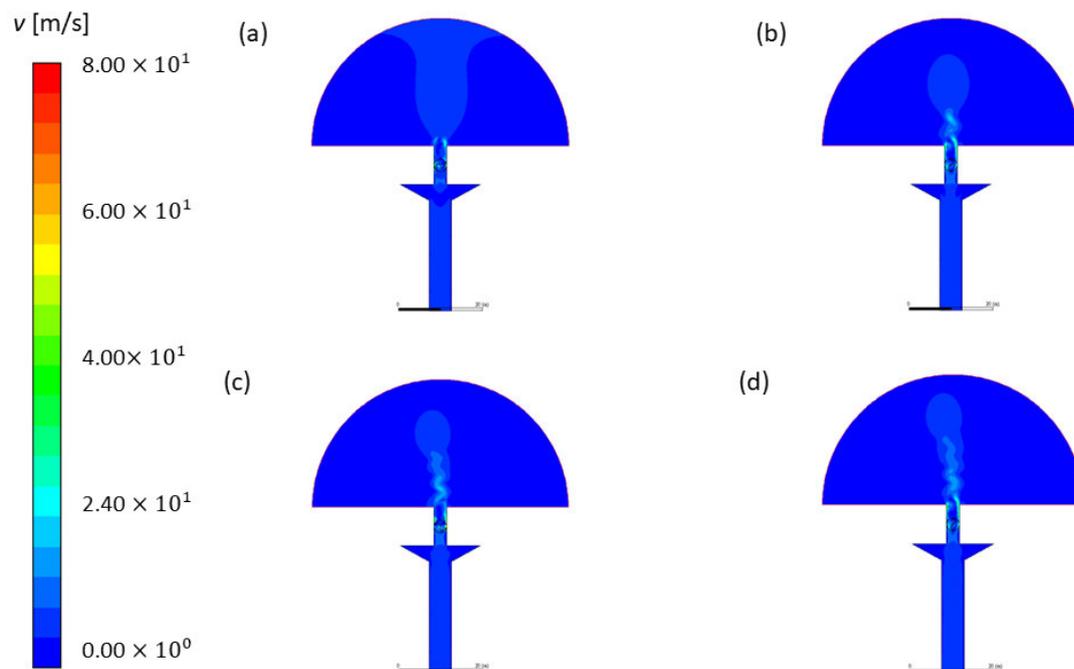
Nos campos de pressões, é observado um leve aumento de magnitude, principalmente na pá de retorno, à medida que a razão  $H_1/L_1$  diminui. Quando a pressão aumenta no lado côncavo da pá de retorno, faz com que a força de arrasto diminua e isso acarreta um aumento no torque da turbina e, conseqüentemente, intensifica a sua potência (Fujisawa, 1992). Também justificando o melhor desempenho de  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.1$ , seguido por  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$  e o pior com  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ . Uma geometria que possibilite uma melhor potência da turbina é uma melhoria significativa para o estudo, pois assim é racionalizado o recurso energético extraído no dispositivo.



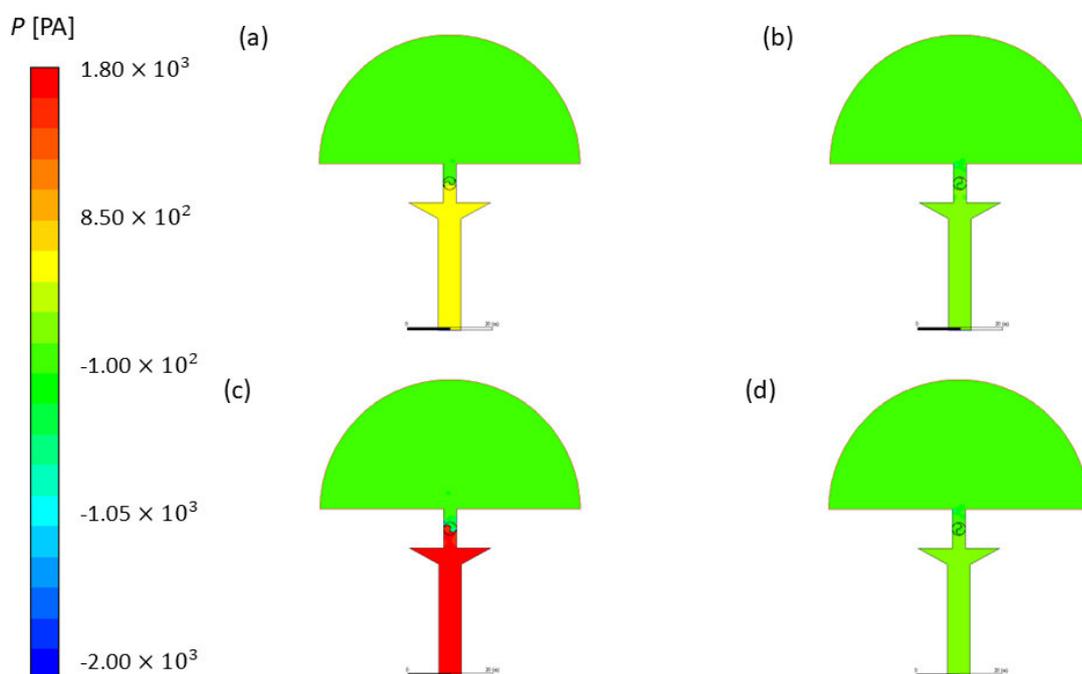
**Figura 6.22:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



**Figura 6.23:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.

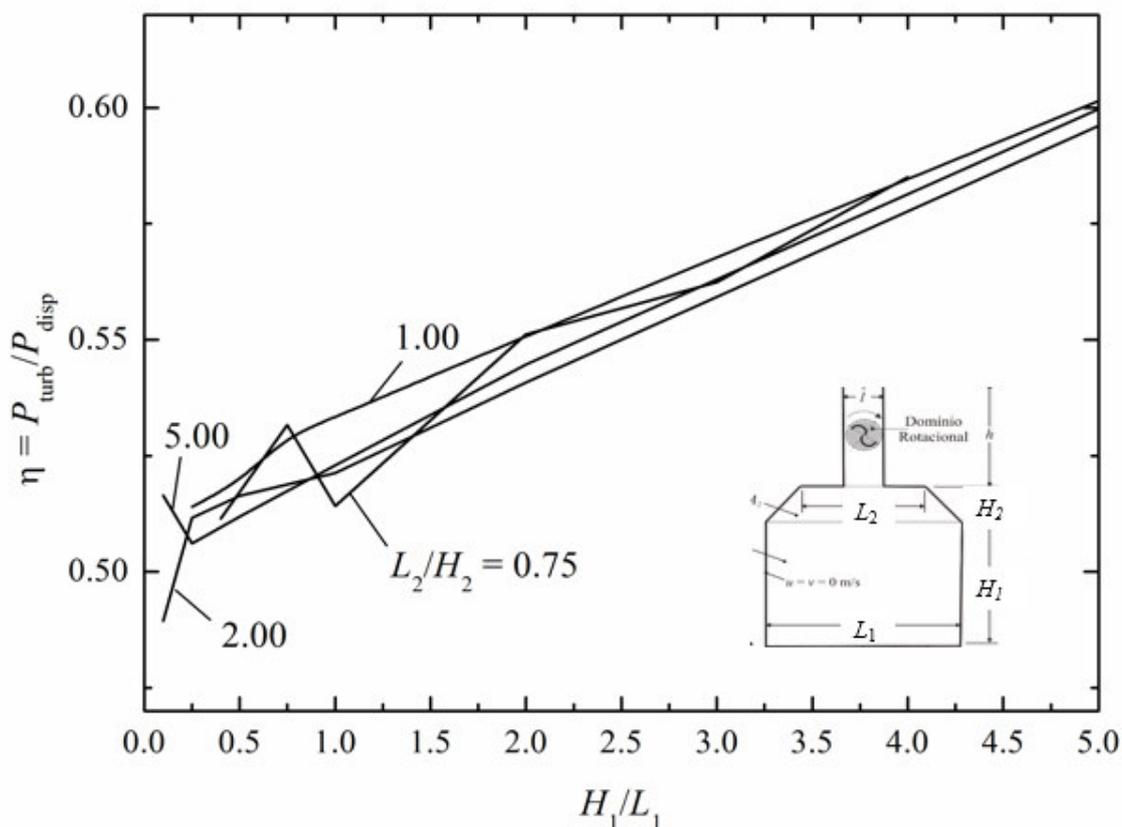


**Figura 6.24:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



**Figura 6.25:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 5.0$  e  $(H_1/L_1) = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.

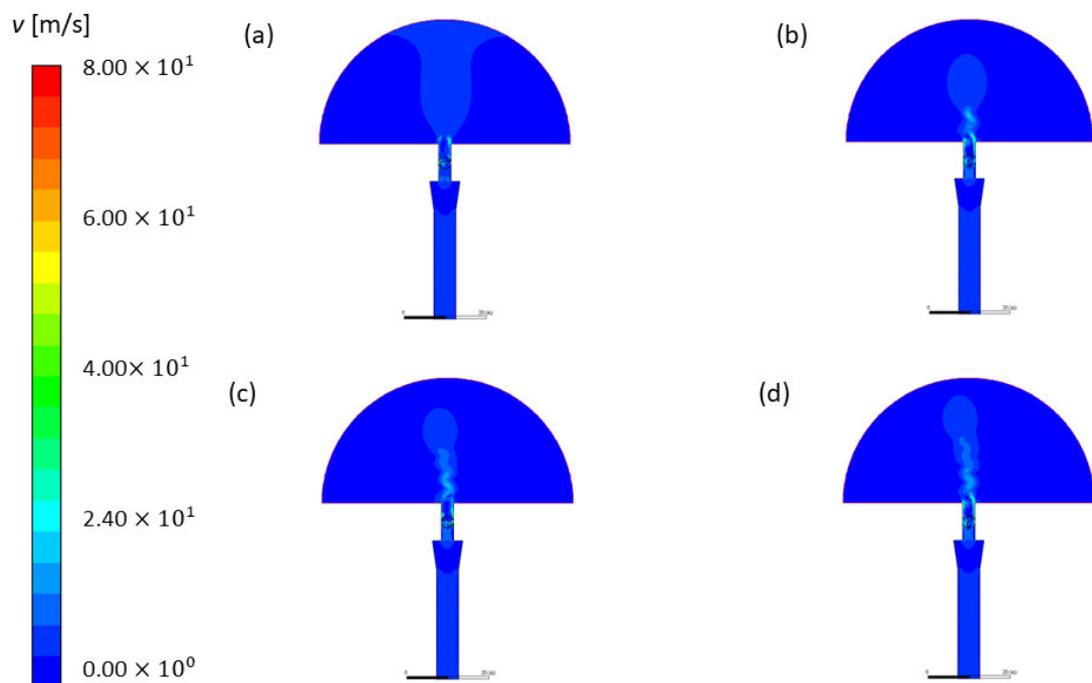
Uma vez definidas as potências  $P_{disp}$  e  $P_{turb}$  uma vez maximizadas ( $P_{disp,m}$  e  $P_{turb,m}$ ), é possível determinar a eficiência do dispositivo CAO. É relevante mencionar que a eficiência ( $\eta$ ) é a razão entre a potência da turbina ( $P_{turb}$ ) e da potência disponível do dispositivo ( $P_{disp}$ ). O comportamento da eficiência do dispositivo CAO em função de  $H_1/L_1$  é ilustrado na figura 6.26. O melhor desempenho obtido foi de  $\eta_{mm} = 0.60142$  com a configuração  $(L_2/H_2)_o = 1.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 5.0$ . O resultado apresentou  $\eta$  cerca de 18.6% maior que caso menos eficiente, derivado da configuração  $L_2/H_2 = 2.0$  e  $H_1/L_1 = 0.1$ . As curvas indicam pontos de máxima eficiência para maiores magnitudes de  $H_1/L_1$ . Os resultados também mostram que o efeito de  $H_1/L_1$  sobre a eficiência ( $\eta$ ) sofre alterações para as diferentes razões de  $L_2/H_2$  investigadas, embora tenham tendências similares. O aumento da eficiência ocorre de forma linear, enquanto para os valores mais baixos da razão  $H_1/L_1$ , os resultados apresentam oscilações, devido ao próprio comportamento oscilante da potência da turbina em função de  $H_1/L_1$ . Vale destacar que, apesar de apresentarem baixa eficiência, as menores razões de  $H_1/L_1$  possuem as maiores magnitudes de potência disponível, conduzindo à queda na eficiência do dispositivo. Outro ponto importante é que, para razões  $H_1/L_1 \geq 1.0$ , a potência da turbina é pouco influenciada, indicando que a queda de potência disponível para as maiores razões de  $H_1/L_1$  é a responsável pelo aumento de eficiência nos casos investigados.



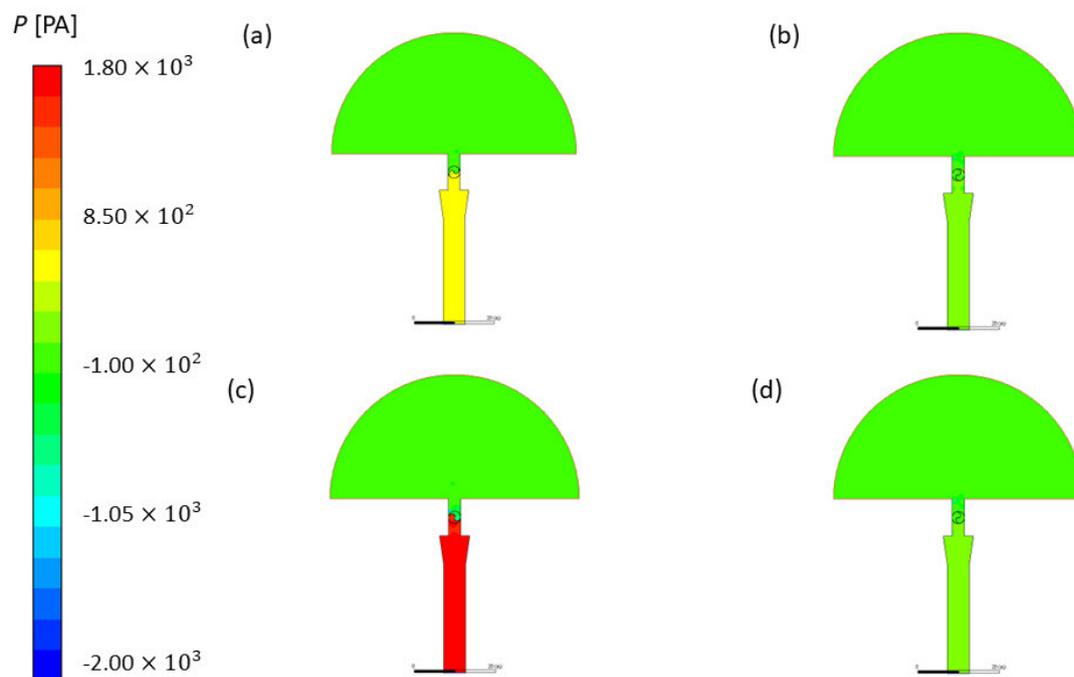
**Figura 6.26:** Influência de  $H_1/L_1$  na eficiência do dispositivo CAO para diferentes magnitudes de  $L_2/H_2$ .

Nas figuras 6.27 e 6.28 são apresentados os campos de velocidade e pressão para o caso de  $\eta_m$ , obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 1.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 5.0$ . A característica de vórtices no escoamento com turbinas se mantém, bem como o aumento característico de pressão sobre a pá de avanço. Nos casos das investigações realizadas para a obtenção da potência disponível ( $P_{disp}$ ) e potência da turbina ( $P_{turb}$ ), os resultados ótimos foram alcançados para as menores razões de  $H_1/L_1$ . Diferentemente disso, para a eficiência o resultado ótimo ocorreu na razão mais alta de  $H_1/L_1$ . Essas razões originam dispositivos CAOs com alturas muito elevadas, por exemplo, no caso de  $(L_2/H_2)_o = 1.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 5.0$  a altura da câmara é de  $H_1 = 17.32$  m, sendo inviável a construção de um equipamento desse porte. Além disso, as construções desenvolvidas em diversos estudos e protótipos indicam que configurações similares a estas não tem sido construídas, o que é um indicativo de que essas configurações não são adequadas e o uso da eficiência como indicador de performance não é o mais recomendado nesse estudo.

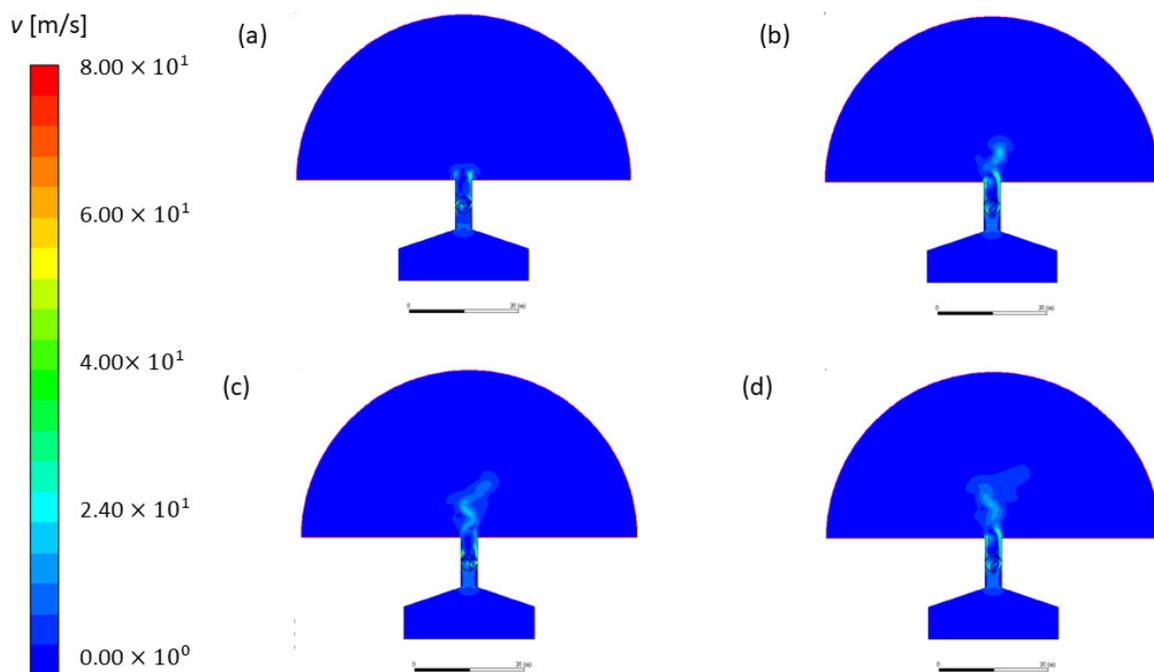
Através dos campos de velocidade e pressão, ilustrados nas figuras 6.29 a 6.32, o efeito de  $H_1/L_1$  sobre a eficiência é representado. Os campos apresentados são os de configurações de extremo inferior  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.25$  e o intermediário  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ , respectivamente. Para a configuração  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.25$  foi obtida uma eficiência de  $\eta = 0.513$ , sendo o menor valor para  $(L_2/H_2) = 1.0$ . Um valor intermediário de  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$  resultou em uma eficiência igual a  $\eta = 0.533$ .



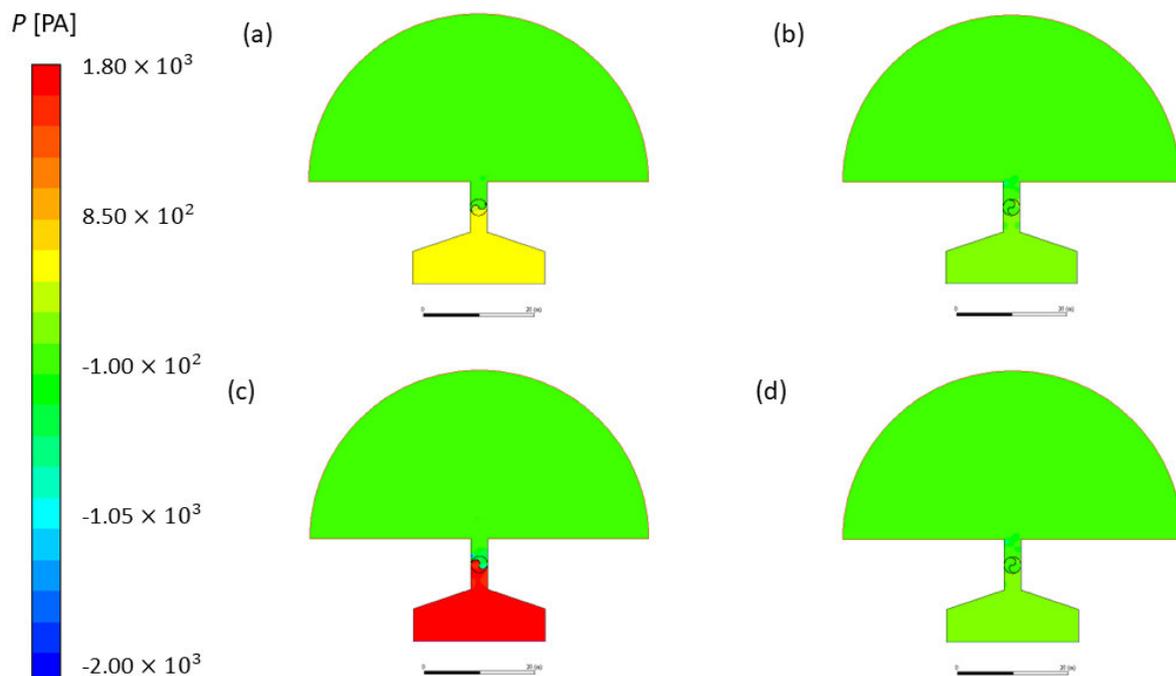
**Figura 6.27:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $\eta_{mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 1.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



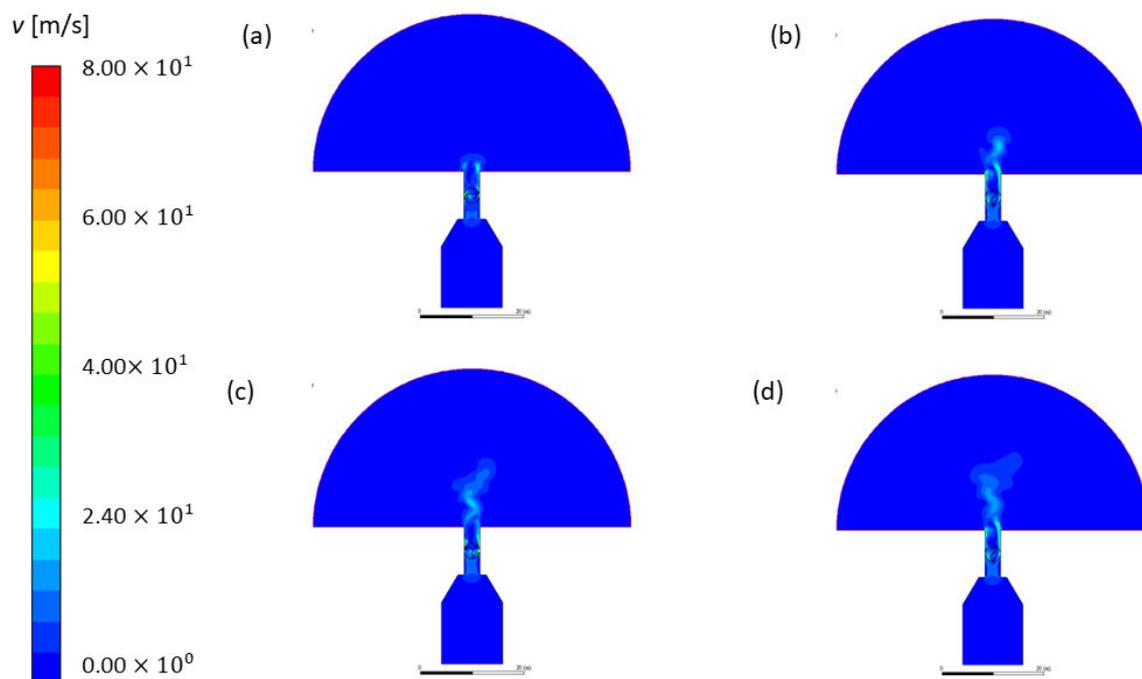
**Figura 6.28:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria de  $\eta_{mm}$  obtido para as configurações  $(L_2/H_2)_o = 1.0$  e  $(H_1/L_1)_o = 5.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



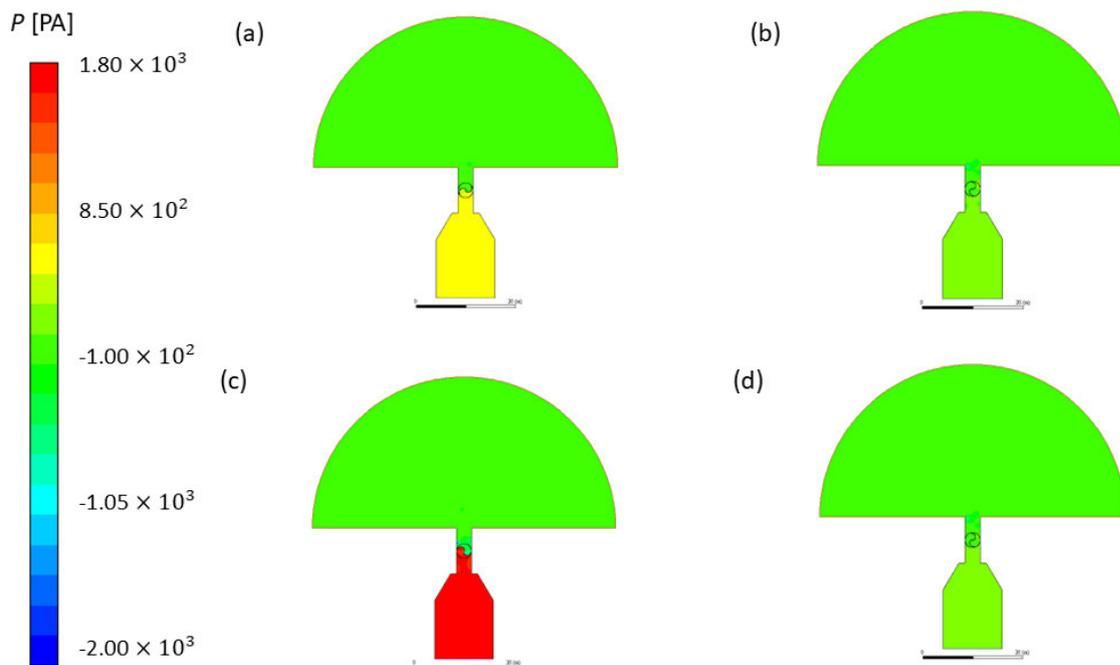
**Figura 6.29:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.25$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



**Figura 6.30:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 0.25$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



**Figura 6.31:** Campos de velocidades em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.



**Figura 6.32:** Campos de pressões em diferentes instantes de tempo para o dispositivo CAO com geometria  $(L_2/H_2) = 1.0$  e  $(H_1/L_1) = 1.0$ : a)  $t = 0.2625$  s b)  $t = 0.7875$  s c)  $t = 1.3125$  s e d)  $t = 1.75$  s.

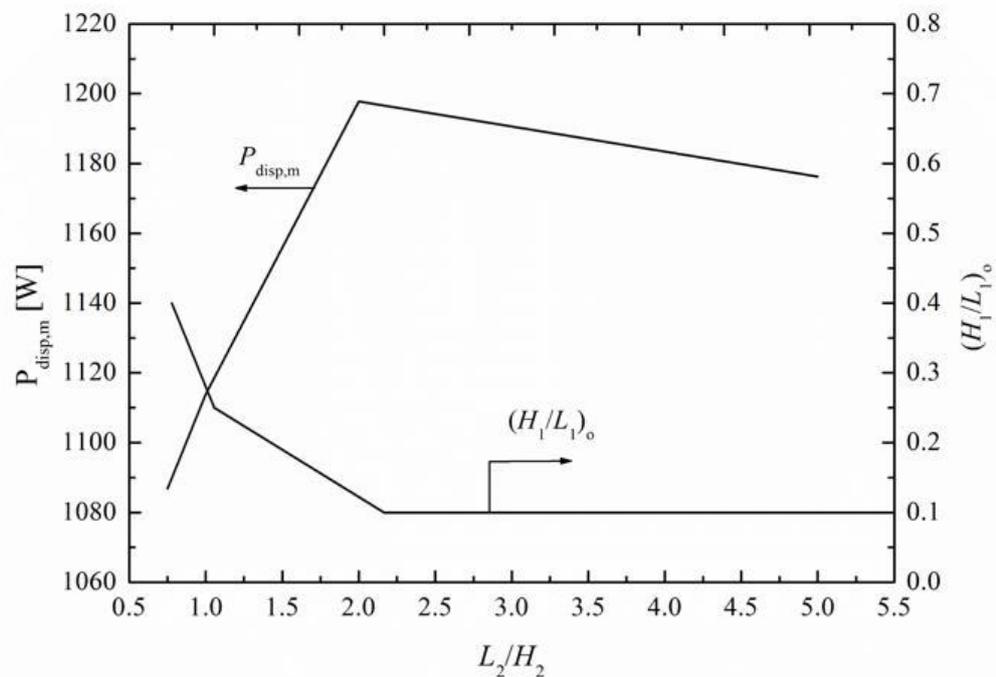
As melhores configurações obtidas a partir das figuras 6.12, 6.19 e 6.26 são resumidas nas figuras 6.33, 6.34 e 6.35, respectivamente. Mais precisamente, são apresentados os efeitos de  $L_2/H_2$  sobre a potência disponível uma vez maximizada, ( $P_{disp,m}$ ), a potência da turbina uma vez maximizada, ( $P_{turb,m}$ ), e a eficiência uma vez maximizada ( $\eta_m$ ).

A figura 6.33 mostra que a potência disponível duas vezes maximizada, ( $P_{disp,mm}$ ), é obtida para uma configuração intermediária de  $L_2/H_2$ ,  $(L_2/H_2)_o = 2.0$ , enquanto os extremos inferior (configuração tendendo a forma triangular) e superior (configuração retangular e invertida) conduzem aos piores desempenhos. A figura 6.28 também ilustra o efeito de  $L_2/H_2$  sobre a razão  $(H_1/L_1)_o$ , onde é observado uma curva decrescente de  $(H_1/L_1)_o$  com o aumento de  $L_2/H_2$  e uma estabilização em  $(H_1/L_1)_o = 0.1$  para razões  $L_2/H_2 \geq 2.2$ .

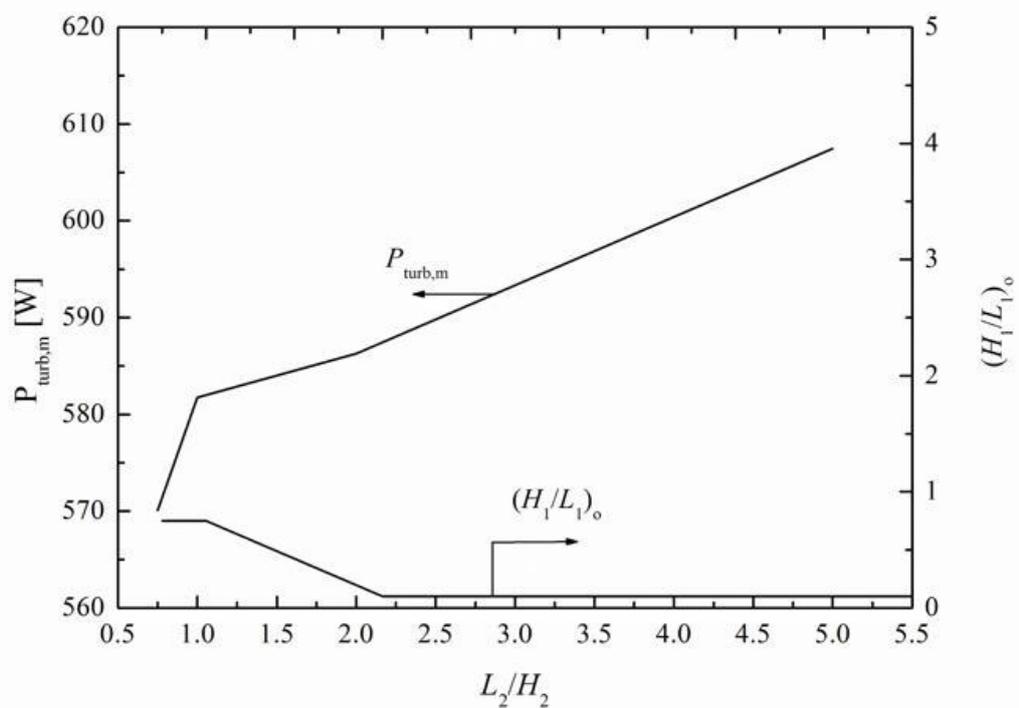
A figura 6.34 ilustra que o efeito da razão  $L_2/H_2$  sobre a potência da turbina uma vez maximizada, ( $P_{turb,m}$ ), possui um comportamento bastante diferente do obtido para o mesmo efeito considerando a potência disponível como indicador de performance. Para ( $P_{turb,m}$ ) obtém-se uma curva ascendente com o extremo superior obtendo a maior performance. É percebido que a consideração da turbina no dispositivo possui influência sensível sobre a predição da razão  $L_2/H_2$  sobre a performance do dispositivo. O efeito de  $L_2/H_2$  sobre  $(H_1/L_1)_o$  também foi afetada quando a simplificação de considerar apenas a potência disponível é aplicada.

A figura 6.35 ilustra o efeito de  $L_2/H_2$  sobre a eficiência uma vez maximizada ( $\eta_m$ ) e a correspondente configuração ótima,  $(H_1/L_1)_o$ . É possível perceber que novamente o

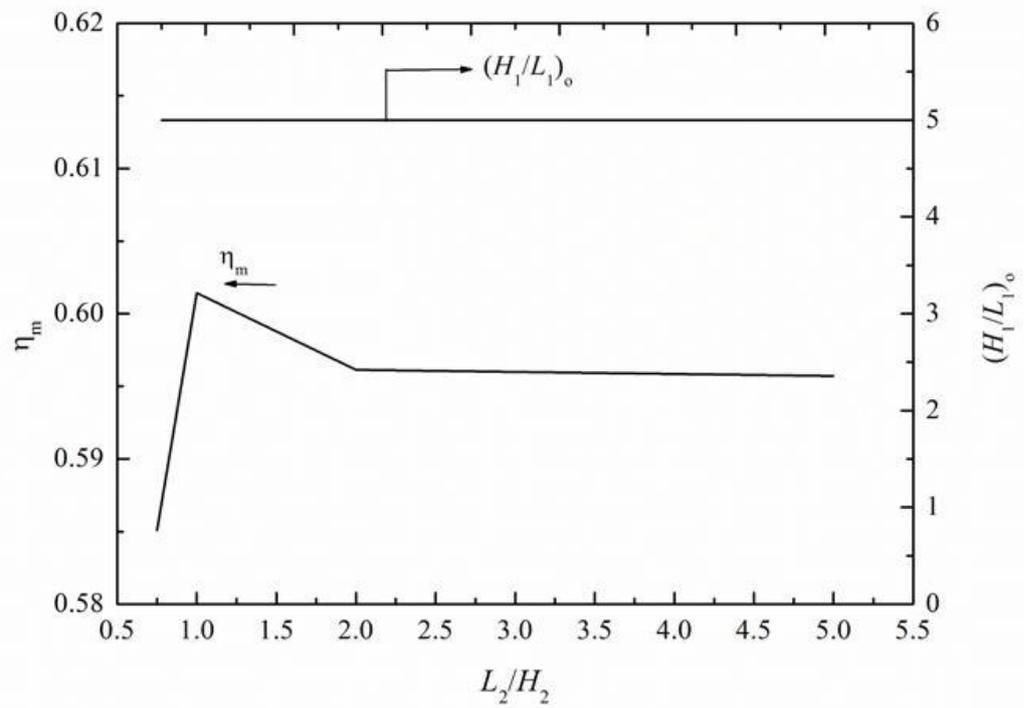
efeito tem comportamento diferente do que o efeito de  $L_2/H_2$  sobre a potência disponível e sobre a potência da turbina.



**Figura 6.33:** Efeito da razão  $L_2/H_2$  sobre a potência disponível uma vez maximizada ( $P_{disp,m}$ ) e correspondente razão  $H_1/L_1$  uma vez otimizada,  $(H_1/L_1)_o$ .



**Figura 6.34:** Efeito da razão  $L_2/H_2$  sobre a potência da turbina uma vez maximizada ( $P_{turb,m}$ ) e correspondente razão  $H_1/L_1$  uma vez otimizada,  $(H_1/L_1)_o$ .



**Figura 6.35:** Efeito da razão  $L_2/H_2$  sobre a eficiência uma vez maximizada ( $\eta_m$ ) e correspondente razão  $H_1/L_1$  uma vez otimizada,  $(H_1/L_1)_o$ .

## 7 | Conclusões e Proposta de Continuidade

O presente trabalho objetivou aperfeiçoar o modelo desenvolvido em Dos Santos (2018) para a simulação de escoamentos turbulentos em um domínio que imita a região da câmara hidropneumática e do duto da turbina de um dispositivo de conversão de energia das ondas em energia elétrica do tipo coluna de água oscilante. Na primeira etapa foi realizado um estudo da imposição de velocidade senoidal na entrada do domínio proposto em Dos Santos (2018). Os resultados mostraram uma grande similaridade com os casos de velocidade constante imposta, isso mostra que o modelo numérico está de acordo com a fenomenologia do problema, considerando a incidência de ondas regulares, já que foram usadas as mesmas velocidades de ponta de pá para a turbina de impulso, as quais são  $\lambda = 0.75; 1.00; 1.25$  e  $2.00$ .

Conforme os objetivos estabelecidos, foi inserido na saída do domínio um arco de 10 vezes o diâmetro da turbina, com o intuito de que a condição imposta na saída do domínio não influenciasse os valores de coeficiente de arrasto, torque, sustentação e potência. Os resultados foram comparados para o domínio do dispositivo CAO sem arco de saída e com a imposição de velocidades constantes e senoidais. Os valores obtidos por meio de comparação mostraram que aparentemente a saída do domínio não exerce influência significativa nos valores dos coeficientes. Embora não existam alterações nos coeficientes, a esteira de vórtices característica do escoamento aumenta com o domínio de saída, proporcionando uma fenomenologia mais correta do problema.

A respeito da aplicação do Método Design Contrutal, foi realizado um estudo de avaliação geométrica e otimização (BE) de diferentes geometrias de um dispositivo CAO. O trabalho teve como intuito obter o indicador de performance mais adequado para o problema proposto. Assim, foram analisadas as influências das razões  $L_2/H_2$  e  $H_1/L_1$  sobre a potência da turbina e a potência disponível. No primeiro nível de investigação, foi variada a razão  $H_1/L_1$  e obtidas a potência disponível ( $P_{disp}$ ) e a potência da turbina ( $P_{turb}$ ). As maiores potências obtidas foram consideradas  $P_{disp}$  e  $P_{turb}$  uma vez maximizados ( $P_{disp,m}$  e  $P_{turb,m}$ ). A potência disponível foi obtida através da simulação da geometria do dispositivo CAO sem a turbina inserida no tubo do ar, a fim de que fosse capturada corretamente a queda de pressão que ocorre dentro do equipamento.

A potência disponível ótima foi obtida para a configuração geométrica  $P_{disp,mm} = 1197.81$  W com a configuração  $(L_2/H_2)_o = 2.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ , apresentando uma  $P_{disp}$  cerca de 20% maior que o pior caso, obtido para  $L_2/H_2 = 1.0$  e  $H_1/L_1 = 5.0$ . Os resultados indicaram um comportamento bastante simétrico dos campos de velocidade e pressão no duto da turbina, bem como uma tendência a melhores resultados de potência para razões menores de  $H_1/L_1$ . Quanto à potência da turbina, o valor ótimo encontrado foi de  $P_{turb} = 607.472$  W, com a configuração geométrica  $(L_2/H_2)_o = 5.0$  e  $(H_1/L_1)_{oo} = 0.1$ . Nos campos de velocidade e pressão é evidente o surgimento de vórtices devido à inserção da turbina no escoamento e o maior aumento de pressão na pá de retorno para as menores

razões de  $H_1/L_1$ , que também levam aos melhores resultados. Por fim, a geometria na qual observou-se a maior eficiência ( $\eta = 0.601726$ ) do dispositivo corresponde aos valores de  $L_2/H_2 = 1.0$  e  $H_1/L_1 = 5.0$ , respectivamente. Observou-se que, ao variar a razão  $H_1/L_1$  tendo-se  $L_2/H_2$  fixo, obtém-se um valor maior de eficiência para razões  $H_1/L_1 > 1.0$ . Apesar disso, a eficiência foi superior para as maiores razões de  $H_1/L_1$  devido à queda da potência disponível no dispositivo, o que conduziu a configurações ótimas não recomendadas.

De uma forma geral, os resultados demonstraram a importância de considerar a turbina no dispositivo de coluna de água oscilante para uma estimativa adequada da configuração geométrica que conduz a melhores desempenhos, visto que os efeitos de  $H_1/L_1$  sobre a performance e especialmente de  $L_2/H_2$  sobre a performance do dispositivo tiveram variações importantes. Outro aspecto que merece destaque é que, da forma como foi proposto aqui, a eficiência não parece ser o melhor indicador de performance para a análise do problema investigado aqui, sendo recomendado o uso da potência da turbina. Para finalizar, os resultados demonstraram a importância de avaliar a geometria nos dispositivos CAO para racionalização das fontes renováveis de energia e a aplicação do Design Construtal como uma técnica poderosa para alcançar as melhores recomendações e compreender a influência do design na performance do dispositivo.

Como proposta de continuidade para o presente trabalho propõe-se:

- Investigação considerando um escoamento irregular representativo de um estado de mar realístico;
- Inserção de um tanque de ondas no domínio;
- Otimizar geometricamente um domínio de um dispositivo CAO adotando uma abordagem numérica tridimensional e comparar com abordagem numérica bidimensional, com o objetivo de comparar os resultados.

## Referências

Akwa, J.V. (2010). “Análise aerodinâmica de turbinas eólicas Savonius empregando dinâmica dos fluidos computacional”. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Akwa, J. V., Silva, G.A. e Petry, A. P. (2012). “Discussion on the verification of the overlap ratio influence on performance coefficients of a Savonius wind rotor using computational fluid dynamics”. Em: *Renewable Energy*. v. 38, n. 1, p. 141–149.

Alaimo, A., Esposito, A., Milazzo, A., Orlando, C. e Trentacosti, F. Slotted. (2013). “Blades Savonius Wind Turbine Analysis by CFD”. Em: *Multidisciplinary Digital Publishing Institute, Energies*, v. 6, p. 6335 – 6351.

Arena. (2019). “King Island Renewable Energy Integration Project”. Em: *Australian Renewable Energy Agency*.

Bejan, A. (2000). “Shape and Structure, from Engineering to Nature.” Em: *Cambridge University Press, Cambridge, UK*.

Bejan, A. e Lorente, S. (2008). “Design with Constructal Theory”. Em: *Hoboken Wiley*.

Bejan, A. e Lorente, S. (2011). “The constructal law and the evolution of design in nature”. Em: *Phis Life Rev*, v. 8, n. 3, p. 209-240.

Bejan, A. e Merks, G.W. (2007). “Constructal Design of Social Dynamics” Em: *Eds., New York: Springer*.

Bejan, A. e Zane, J. P. (2012). “Design in Nature”. Em: *New York, Estados Unidos: Doubleday*.

COPPE/UFRJ. (2013). “Fontes de energia renovável do mar: Panorama no Brasil.” Em: *Seahorse Wave Energy. Grupo de Energias Renováveis do Mar - Laboratório de Tecnologia Submarina*.

CRESESB. (2018). “Energia eólica princípios e tecnologias.” Em: *Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito*.

Cruz, J. M. e Sarmiento, A. J. (2004). “Energia das ondas: introdução aos aspectos tecnológicos, económicos e ambientais”. Em: *Instituto do Ambiente Alfragide*.

Custódio, R. (2009). “Energia Eólica para Produção de Energia Elétrica”. Em: *Editora Eletrobrás, Rio de Janeiro*.

Dean, R. G. e Dalrymple, R.A. (1991). “Water wave mechanics for engineers and scientist” Em: *World Scientific, vol. 2, Singapura*.

Dos Santos, A. L. (2018). “Desenvolvimento de Modelagem Numérica para Estudo de um Dispositivo de Coluna de Água Oscilante Considerando uma Turbina de Impulso”. Em: *Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande*.

Dos Santos, A.L., Fragassa, C., Santos, A.L.G., Vieira, R.S., Rocha, L.A.O., Conde, J.M.P., Isoldi, L.A., dos Santos, E.D. (2022). “Development of a Computational Model for Investigation of and Oscillating Water Column Device with a Savonius Turbine.” Em: *J. Mar. Sci. Eng.* 10, 79. doi: <https://doi.org/10.3390/jmse10010079>

Dos Santos, E. D. (2011). “Análise Numérica de Escoamentos Turbulentos não Reativos com Transfêrencia de Calor por Convecção e Radiação Térmica em Meios Participantes”. Em: Tese de Doutorado, Porto Alegre.

Dos Santos, E. D., Machado, B. N., Zanella, M. M., Gomes, M. N., Souza, J. A., Isoldi, L. A. e Rocha, L. A. O. (2014). “Numerical Study of the Effect of the Relative Depth on the Overtopping Wave Energy Converters According to Constructal Design”. Em: Defect and Diffusion Forum, vol. 348, pp. 232-244.

EC, European Commission. (2012) “Case Study: Wave Hub – An Innovate Renewable Energy Solution”. Em: United Kingdom, 2012. url: <https://ec.europa.eu/>

EC, European Commission. (2018). “Assuntos Marítimos”. Em: Bélgica. url: [https://ec.europa.eu/maritimeaffairs/about\\_us/contacts\\_pt/](https://ec.europa.eu/maritimeaffairs/about_us/contacts_pt/).

EPE. (2020). Em: <http://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matrizenergetica-eletrica/>.

Eurostat. (2019). “European Statistics Day 2019”. Em: European Commission.

EWP, Eco Wave Power. (2020). “Why Onshore/Nearshore?”. Em: <https://www.ecowavepower.com/our-technology/why-onshore-nearshore/>

Falcão, A. F. de O. (2010). “Wave energy utilization: a review of the technologies, Renewable and Sustainable Energy”. Em: Review, v.14, p. 899- 918.

Falcão, A. e Henriques, J. (2016). “Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review”. Em: Renewable Energy. v. 85, p.1391-1424.

Falcão, A. F. O. e Gato, L. M. C. (2012). “Air Turbines”. Em: Sayigh A, (ed.) Comprehensive Renewable Energy, Vol 8, pp. 111–149. Oxford: Elsevier.

Falnes, J. (2007). “A review of wave-energy extraction”. Em: Marine Structures, v20(4), p.185–201.

FCT. Faculdade de Ciência e Tecnologia. (2018). “Energia das Ondas”. Universidade Nova de Lisboa. url: <https://sites.google.com/site/energiadasondas/Tecnologia-Onshore-eNearshore/coluna-de-agua-oscilante/>.

Fortuna, A. O. (2000) “Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos – Conceitos Básicos e Aplicações”. Em: Edusp, São Paulo.

Fox, R. W., McDonald, A. T. e Pritchard, P. J. (2011). “Introduction to fluid mechanics”. Em: John Wiley & Sons, INC. 8th Edition.

Fraga, G. C. (2013). “Análise Numérica do Efeito de Bloqueio no Escoamento sobre uma Turbina Savonius em Túnel Aerodinâmico”. Em: Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Fujisawa, N. (1992). “On the Torque Mechanism of Savonius Rotors”. Em: Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 40, 277-292. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0167-6105\(92\)90380-S](http://dx.doi.org/10.1016/0167-6105(92)90380-S).

FGV, Fundação Getúlio Vargas. (2020). “Dados - Matriz Energética”. url: <https://fgvenergia.fgv.br/dados-matriz-energetica>.

Ghosh, T. K. e Prelas, M. A. (2010). “Energy Resources and Systems”. Em: Renewable Resources, v.2.

Gomes, M., Nascimento, C.D., Bonafini, B, Dos Santos, E., Isoldi, L., Rocha, L. (2012). “Two-dimensional geometric optimization of an oscillating water column converter in laboratory scale.” Em: *Thermal Engineering*, vol. 11, doi: 10.5380/term.v11i1-2.61996.

Gomes, M. N., Lorenzini, G., Rocha, L. A. O., Dos Santos, E. D. e Isoldi, L. A. (2018). “Constructal Design Applied to the Geometric Evaluation of an Oscillating Water Column Wave Energy Converter Considering Different Real Scale Wave Periods”. Em: *Journal of Engineering Thermophysics*, v. 27, p. 173-190.

Gomes, M. N., Santos, E. D. dos. Isoldi, L. A. e Rocha, L. A. O. (2015). “Numerical Analysis including Pressure Drop in Oscillating Water Column Device”. Em: *Open Engineering*, v. 5, p. 229-237.

Gomes, M. N., Olinto, C. R., Rocha, L. A. O., Souza, J. A, Isoldi, L. A. (2009). “Computational Modeling of a Regular Wave Tank”. Em: *RETERM, Revista da Engenharia Térmica*. ISSN: 1676-1790. v. 8, n. 1, p. 44–50.

Gonçalves, R. A. A. C. (2018). “Análise Numérica dos Efeitos de Compressibilidade do Ar no Interior da Câmara de um Dispositivo de Extração de Energia das Ondas do tipo Coluna de Água Oscilante”. Em: *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande, Rio Grande*.

IAC, Inter Academy Council. (2007). “Biomass. Lighting the Way: Toward a Sustainable Energy Future”. Em: *Copyright InterAcademy Council*.

IEA, International Energy Agency. (2017). “Key World Energy Statistics”. Em: *International Energy Agency*. Paris: OECD/IEA.

IEA, International Energy Agency. (2019). “World Energy Outlook 2019”. *International Energy Agency*. Paris: OECD/IEA.

IEA, International Energy Agency. (2021). “World Energy Outlook 2021”. *International Energy Agency*. Paris: OECD/IEA.

Inforce-Europe. (2019). “Hydro Power”. url: <http://www.inforce.org/europe/diret/Hydro/hydro.html>.

ISEL, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa. (2007). “Potencial Energético dos Oceanos”. Em: *Instituto Superior de Engenharia de Lisboa*.

Isoldi, L. A., Grimmler, J. do A. M., Letzow, M., Souza, J. A., Gomes, M. N., Rocha, L. A. O. e Dos Santos, E. D. (2015). “3D Numerical Analysis About The Shape Influence Of The Hydro-pneumatic Chamber In An Oscillating Water Column (OWC)”. Em: *Engenharia Térmica*, v. 14, p. 03-08.

Khaligh, A. e Onar, O. C. (2010). “Energy Harvesting – solar, wind and ocean energy conversion systems”. Em: *CRC Press*. Taylor and Francis Group, LLC.

Liu, Z., Cui, Y., Xu, C., Sun, L., Li, M. e Jin, J. (2019). “Experimental and numerical studies on an OWC axial-flow impulse turbine in reciprocating air flows”. Em: *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.

Liu, Z., Xu, C., Kim, K., Choi, J. e Hyun, B. (2021). “An integrated numerical model for the chamber-turbine system of an oscillating water column wave energy converter”. Em: *Renew. Sust. Energy Ver.* vol 149.

Lorenzini, G., Biserni, C., Estrada, E. da S. D., Isoldi, L. A., Dos Santos, E. D. e Rocha, L. A. O. (2014). “Constructal Design of Convective Y-Shaped Cavities by Means Cavities by Means of Genetic Algorithm”. Em: *Journal of Heat Transfer*, v. 136, p. 071702-1 - 071702-9.

Lorenzini, G., Lara, M. F. E., Rocha, L. A. O., Gomes, M. N., Dos Santos, E. D. (2015). “Constructal design applied to the study of the geometry and submergence of na oscillating water column”. Em: *International Journal of Heat and Technology*. v. 33, n. 2, p. 31-38.

Mala, K., Badrinath, S. N., Chidanand, S., Kailash, G. e Jayashankar, V. (2009). “Analysis of Power Modules in the Indian Wave Energy Plant”. Em: *Annual IEEE India Conference*.

Maliska, C. R. (2004). “Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional”. Em: *LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A*, 2ª Ed., 453 p.

Marjani, A., Ruiz, F. C., Rodriguez, M. A. e M. T. P., Santos (2008). “Numerical modelling in wave energy conversion systems”. Em: *Energy*, v. 33, p 1246-1253.

Melo, M. S. M. *Energia eólica: Aspectos técnicos e econômicos*. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro/ COPPE, 2012.

Menet, J.L., Valdès, L.C. e Ménart, B. (2001). “A comparative calculation of the wind turbines capacities on the basis of the  $L-\sigma$  criterion”. Em: *Renewable Energy*, v22(4), p491–506.

Menet, J. L. (2007). “Aerodynamic Behaviour of a New Type of Slow-Running VAWT”. Em: *Wind Energy – Proceedings of the Euromech Colloquium, Berlin*.

Menter, F. R., Kuntz, M. e Langtry, R., (2003). “Ten years of industrial experience with the SST turbulence model.” Em: *Turbulence, Heat and Mass Transfer*. Begell House Inc., p. 625-632.

OES, Ocean Energy Systems. (2014). “Annual report”. Em: *The Executive Committee of Ocean Energy Systems*.

Paredes, G. M. (2008). “Estudo experimental de um sistema offshore para produção de energia das ondas”. Em: *Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto*.

Pelc, R. e Fujita, R. M. (2002). “Renewable energy from the ocean”. *Marine Policy*, 26(6), 471–479.

Pereiras, B.; Lópes, I.; Castro, F.; Iglesias, G. (2015). “Non-dimensional analysis for matching an impulse turbine to an OWC with an optimum energy transfer”. Em: *Energy*, vol. 87.

Pope, S. B. (2000). “*Turbulent Flows*”. Cambridge University Press, Cambridge, UK.

Prasad, D. D., Ahmed, M. R. e Lee, Y.H. (2018). “Effect of oscillating water column chamber inclination on the performance of a savonius rotor”. Em: *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*.

Reddy, J. N., Gartling, D. K. (1994) “*The finite element method in heat transfer and fluid dynamics*”. Em: Boca Raton, Fl: CRC Press

Reis, M. T., Mestre, R., Neves, M. G., HU, K., Dias, J., Mendonça, A., Didier, E. e Fortes, C. J. E. M. (2015). “A new application of the nonlinear shallow water numerical model amazona to study owc in vertical breakwaters”. Em: SCACR.

REN21. (2017). “Renewables 2017. Global Status Report”. Em: Paris: REN21 Secretariat.

Setoguchi, T., Santhakumar, S., Maeda, H., Takao, M. e Kaneko, K. (2001). “A review of impulse turbines for wave energy conversion”. Em: *Renewable Energy*, Elsevier, vol. 23(2), p. 261-292.

Silva Júnior, G. A. (2010). “Análise da Influência de Diferentes Razões de Sobreposição no Desempenho de Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica dos Fluidos Computacional”. Em: Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Silva, R. V. (2013). “Estudo da sensibilidade da estimativa de vento no modelo WAsP relativa a rugosidade superficial”. Em: Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Pernambuco.

Suleman, Z. e Khaleeq, H. B. (2011). “Comparative Study of Power Take-Off Units Of OWC Based Wave Energy Power Plants”. Em: *Technical Journal*, University of Engineering and Technology Taxila.

Tolmasquim, M. T. (2003). “Fontes Renováveis de Energia no Brasil”. Em: Editora Interciência.

Tolmasquim, M. (2016). “Energia Renovável: Hidráulica, Biomassa, Eólica, Solar, Oceânica”. Em: Empresa de Pesquisa Energética (EPE), Rio de Janeiro.

Velez, C. A. (2010). “Cfd Analysis Of A Uni-dir d Analysis Of A Uni-directional Impulse Tectonal Impulse Turbine Furbine For Wave Energy Conversion”. Em: *Electronic Theses and Dissertations*, B.S. University of Central Florida.

Versteeg, H. K. e Malalaskera, W. (2007). “An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method”. Em: Pearson.

Vianna, V. P., Seibt, F.M., Gomes, M., Rocha, L. A. O., Dos Santos, E. D. e Isoldi, L. A. (2017). “Modelagem computacional do princípio de funcionamento de um conversor tipo placa horizontal submerse em escala real.” Em: *Revista Mundi Engenharia, Tecnologia e Gestão*, v. 12, n. 1363 - ISSN: 2525-4782.

Wave Swell. (2022). “King Island project”. Url: <https://www.waveswell.com/king-island-project-2/>

Wilcox, D. C. (2006). “Turbulence Modeling for CFD” Em: DCW Industries.