

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

**MODELAGEM NUMÉRICA E MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL PARA AVALIAÇÃO
GEOMÉTRICA DE UM DISPOSITIVO DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE
CONSIDERANDO A INSERÇÃO DE UMA TURBINA SAVONIUS**

por

Andrei Luís Garcia Santos

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Modelagem Computacional

Rio Grande, novembro de 2023

Ficha Catalográfica

S237m Santos, Andrei Luís Garcia.

Modelagem numérica e método design construtal para avaliação geométrica de um dispositivo do tipo coluna de água oscilante considerando a inserção de uma turbina *Savonius* / Andrei Luís Garcia Santos. – 2023.

130 f.

Tese (doutorado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Rio Grande/RS, 2023.

Orientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

Coorientador: Dr. Jeferson Avila Souza.

1. Modelagem Computacional 2. Coluna de Água Oscilante
3. Turbina *Savonius* 4. Modelo Completo Acoplado 5. Escoamento Turbulento 6. Design Construtal I. Santos, Elizaldo Domingues dos II. Souza, Jeferson Avila III. Título.

CDU 004

Catálogo na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos CRB 10/2344

Andrei Luís Garcia Santos

“MODELAGEM NUMÉRICA E MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL PARA AVALIAÇÃO GEOMÉTRICA DE UM DISPOSITIVO DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE CONSIDERANDO A INSERÇÃO DE UMA TURBINA SAVONIUS”

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, como requisito parcial para obtenção do Grau de Doutor. Área de concentração: Modelagem Computacional.

Aprovado em:

BANCA EXAMINADORA

Documento assinado digitalmente
 **ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS**
Data: 20/11/2023 21:05:43-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos (Orientador - FURG)

Documento assinado digitalmente
 **JEFERSON AVILA SOUZA**
Data: 22/01/2024 10:24:52-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza (Coorientador - FURG)

Documento assinado digitalmente
 **LIERCIO ANDRE ISOLDI**
Data: 20/11/2023 21:35:39-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Liércio André Isoldi (FURG)

Documento assinado digitalmente
 **GUSTAVO DA CUNHA DIAS**
Data: 19/01/2024 15:33:12-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Gustavo da Cunha Dias (FURG)

Documento assinado digitalmente
 **ADRIANE PRISCO PETRY**
Data: 16/01/2024 11:15:54-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Profa. Dra. Adriane Prisco Petry (UFRGS)

Rio Grande - RS
2023

ATA DE DEFESA DE TESE**ATA Nº 09/2023**

Ao vigésimo dia do mês de novembro de dois mil e vinte e três, por meio de videoconferência, realizou-se a 30ª sessão de defesa de tese do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional. O doutorando **Andrei Luís Garcia Santos** apresentou e defendeu a tese **“MODELAGEM NUMÉRICA E MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL PARA AVALIAÇÃO GEOMÉTRICA DE UM DISPOSITIVO DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE CONSIDERANDO A INSERÇÃO DE UMA TURBINA SAVONIUS”** como requisito parcial para a obtenção do grau de Doutor em Modelagem Computacional. A sessão foi aberta às quatorze horas pelo Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos, orientador da tese e presidente da Comissão de Avaliação. A referida Comissão esteve integrada, além do presidente e orientador, pelo Prof. Dr. Jeferson Avila Souza (coorientador - FURG), pelo Prof. Dr. Liércio André Isoldi (FURG), pela Profa. Dra. Adriane Prisco Petry (UFRGS) e pelo Prof. Dr. Gustavo da Cunha Dias (FURG). Após cada integrante da Banca ter arguido o doutorando, e este ter tido a oportunidade de responder a cada um, os examinadores atribuíram os seguintes conceitos ao trabalho:

Prof. Dr. Liércio André Isoldi: conceito A (excelente)

Profa. Dra. Adriane Prisco Petry: conceito A (excelente)

Prof. Dr. Gustavo da Cunha Dias: conceito A (excelente)

Tendo sido o candidato Aprovado, com conceito Seleccione aqui, neste requisito parcial para a obtenção do grau de Doutor em Modelagem Computacional.

Documento assinado digitalmente
 **LIERCIO ANDRE ISOLDI**
Data: 20/11/2023 21:35:39-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Membro Interno

Documento assinado digitalmente
 **ADRIANE PRISCO PETRY**
Data: 16/01/2024 11:17:14-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Profa. Dra. Adriane Prisco Petry
Membro Externo

Documento assinado digitalmente
 **GUSTAVO DA CUNHA DIAS**
Data: 19/01/2024 15:33:12-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Gustavo da Cunha Dias
Membro Interno

Documento assinado digitalmente
 **JEFERSON AVILA SOUZA**
Data: 22/01/2024 10:24:52-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Coorientador

Documento assinado digitalmente
 **ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS**
Data: 20/11/2023 20:55:53-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Orientador

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus e a meus pais Francisco (in memoriam) e Alzimira por terem me proporcionado a vida para conseguir realizar esta etapa.

Agradeço, de forma especial, minha amada esposa, Livia, minha amada filha, Lavínia e nosso amado gato de estimação, Ketinoar, por estarem o tempo todo ao meu lado, me proporcionando todo o apoio moral e o amor necessário para que eu obtivesse sucesso nesta jornada.

A minha irmã Lara, meu cunhado, Bruno e meus amados sobrinhos Karuna e Vihari, por também estarem me apoiando.

Aos meus sogros Márcia (in memoriam) e Luiz Carlos, minhas cunhadas Laíse e Letícia, meus cunhados Kenedy e Michael e meus sobrinhos Marcela e Nicolás que também estiveram sempre ao meu lado ao longo de todos esses anos.

Aos amigos Filipe Teixeira, Rodrigo Vieira, Vinícius Oliveira, André Corrêa, Tiago Freitas, Leandro Silveira, César Taubner, Fábio Irala, Marcelo Goulart, Bruno Feijó, Caio Medeiros, Horácio Neto, Alysson Sehn, Carlos Pinto, Rafael Batista, Max Maruyama, Gustavo Costa e toda minha equipe de trabalho.

Aos meus orientadores Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos e Prof. Dr. Jeferson Avila Souza, por suas incansáveis orientações e pela amizade, que foram de suma importância para a criação e desenvolvimento deste trabalho.

Aos queridos membros da banca examinadora Prof. Dr. Liércio André Isoldi, Prof^a. Dr^a. Adriane Petry e Prof. Dr. Gustavo Dias pelas excelentes arguições, ideias e correções fundamentais para a conclusão desta tese.

Ao Prof. Dr. Wiliam Marques (in memoriam) pela participação na criação da hipótese científica deste trabalho e pelas conversas nos corredores da FURG, nos intervalos das aulas.

À Universidade Federal do Rio Grande – FURG e ao programa PPGMC (coordenação, funcionários e colegas de curso) pela estrutura concedida e pelo ensino público de qualidade ofertados.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq pelo suporte financeiro concedido.

A todas as pessoas que não tiveram o nome citado, mas de que alguma forma contribuíram para que o objetivo deste trabalho fosse concluído.

RESUMO

Os estudos sobre energia das ondas estão em avanço significativo, mostrando que esta modalidade pode ser capaz de se tornar uma fonte alternativa, devido à diminuição das emissões de gases poluentes dos combustíveis fósseis para a atmosfera. Neste sentido, o dispositivo de coluna de água oscilante (CAO) é um dos meios para aproveitar a movimentação das ondas, ao gerar uma potência pneumática que é convertida em energia mecânica e, posteriormente, podendo ser convertida em energia elétrica. Esta tese se propõe a, primeiramente, desenvolver um modelo computacional completo, simulando um canal de ondas que contém um dispositivo CAO com uma turbina do tipo Savonius inserida no duto de ar do dispositivo, além de avaliar a influência da geometria da câmara do dispositivo CAO sobre a potência mecânica da turbina Savonius. Este estudo trata da modelagem computacional de um escoamento multifásico (ar e água), turbulento, incompressível e com propriedades termo físicas constantes, gerado pela movimentação de ondas oceânicas numéricas. A maior contribuição deste estudo é poder analisar de forma acoplada os dois problemas simultaneamente, ou seja, a análise hidropneumática do dispositivo CAO (devido à movimentação das ondas oceânicas) e a análise aerodinâmica da turbina (levando-se em conta a passagem do escoamento do ar gerado pela movimentação das ondas, nas pás da turbina inserida no duto do dispositivo). Os resultados mostraram que é possível a modelagem numérica completa do dispositivo com a turbina em movimento, possibilitando uma melhor previsão da conversão da energia das ondas em energia elétrica. A geometria ótima encontrada foi similar à obtida na literatura para a potência disponível de um caso sem a inserção de turbina. Contudo, a potência disponível teve uma elevação na magnitude de 51,05 % em comparação com o caso sem turbina devido ao aumento da diferença de pressão imposta pela presença da turbina no duto do dispositivo CAO. Além disso, observou-se, também, através do estudo paramétrico da geometria do dispositivo, que é possível aumentar em até 88,19 % a potência gerada e, 70,24 %, o coeficiente de potência do dispositivo, o que denota a importância do modelo da turbina em rotação, acoplado ao modelo do dispositivo CAO no canal de ondas para a análise mais fidedigna deste estudo.

Palavras-chaves: Modelagem Computacional, Coluna de Água Oscilante, Turbina Savonius, Modelo Completo Acoplado, Escoamento Turbulento, Design Construtal.

ABSTRACT

The studies regarding wave energy are always in progress and this power supply could be capable to become an alternative source, due to the reduction in emissions of polluting gases from fossil fuels into the atmosphere. In this sense, the oscillating water column device (OWC) is one of the means to take advantage of wave movement, by generating pneumatic power that is converted into mechanical energy and, subsequently, can be converted into electrical energy. This thesis proposes, first, the development of a complete computational model, simulating a wave channel that contains an OWC device with a Savonius turbine inserted in the device's air duct, in addition to evaluating the influence of the geometry variation of the OWC device's chamber in terms of the Savonius turbine mechanical power. This study deals with the computational modeling of a multiphase flow (air and water), turbulent, incompressible and with constant thermophysical properties, generated by the movement of numerical ocean waves. The greatest contribution of this study is being able to analyze the two problems simultaneously, in other words, the hydropneumatic analysis of the OWC device (due to the movement of ocean waves) and the aerodynamic analysis of the turbine (taking into account the flow passage of the air generated by the movement of waves, on the turbine blades). The results showed that complete numerical modeling of the device with the turbine in motion is possible, enabling better prediction of the conversion of wave energy into mechanical energy. The optimal geometry found was similar to that obtained in the literature for the available power of a case without the insertion of a turbine. However, the available power increased by a magnitude of 51.05% compared to the case without turbine due to the increase in the pressure difference imposed by the presence of the turbine in the OWC device duct. Furthermore, it was also observed, through the parametric study of the device geometry, that it is possible to increase the power generated about up to 88.19% and the power coefficient about 70.24%, which denotes the importance of the rotating turbine model, coupled to the OWC device model in the wave channel for the most reliable analysis of this study.

Keywords: Computational Modeling, Oscillating Water Column, Savonius Turbine, Complete Coupled Model, Turbulent Flow, Constructal Design.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	20
1.1. Estado da arte	22
1.2. Justificativa	29
1.3. Hipótese Científica.....	30
1.4. Objetivos	30
1.4.1. Objetivos Específicos	30
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	32
2.1. Mecânica das ondas	32
2.1.1. Teoria das ondas lineares	33
2.2. Turbinas de Impulso.....	35
2.2.1. Potência de uma Turbina Livre.....	40
2.3. Abordagem da Turbulência	45
2.3.1. Modelagem Clássica da Turbulência (<i>URANS</i>).....	49
2.4. Teoria Construtal	49
3. METODOLOGIA	53
3.1. Modelagem matemática e numérica	53
3.1.1. Método <i>Volume of Fluid</i> (<i>VOF</i>).....	54
3.1.2. Equacionamento do Modelo Clássico <i>k-ω SST</i>	55
3.1.3. Determinação das forças atuantes nas turbinas eólicas	57
3.2. Variáveis do canal de ondas e do CAO para análise	59
3.2.1. Design Construtal aplicado ao dispositivo CAO	60
3.2.2. Softwares e Hardwares para resolução do problema (<i>GMSH</i> , <i>ANSYS Fluent</i> e <i>VisIt</i>)	63
4. VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	64
4.1. Verificação Numérica do Canal de Ondas com o Dispositivo CAO sem inserção de turbina....	64
4.2. Validação e verificação numérica da turbina Savonius em um túnel de vento	69
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	76
5.1. Resultados de Desenvolvimento do Modelo Acoplado	76
5.1.1. Resultados Iniciais do Primeiro Modelo Acoplado	80
5.1.2. Simulações com valores de maior magnitude de ω'	96
5.1.3. Teste de independência de passo de tempo do modelo acoplado	103
5.1.4. Resultados da investigação geométrica	105
6. CONCLUSÕES	122

7. REFERÊNCIAS	125
----------------------	-----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Demanda Elétrica Consumida no Brasil no período de 2018 a 2022 (Adaptado de Aneel (2023)).....	20
Figura 1.2 - Dispositivo de coluna de água oscilante (Adaptado de Twidell e Weir (2015)).	21
Figura 2.1 - Principais parâmetros de análise de uma onda (Adaptado de Dean e Dalrymple (1991)).	32
Figura 2.2 - Exemplos de turbinas aerodinâmicas com eixo horizontal (Adaptado de Manwell et al., 2009).	36
Figura 2.3 - Exemplos de turbinas aerodinâmicas com eixo na vertical (adaptado de Manwell et al., 2009).	36
Figura 2.4 - Turbina Savonius em uma instalação residencial. (Adaptado de Tummala et al., 2016).	37
Figura 2.5 - Representação da turbina Savonius: (a) Vista superior, (b) Representação tridimensional e (c) Escoamento sobre um rotor (Adaptado de Akwa, 2010).	38
Figura 2.6 - Patente da Turbina Savonius (Fonte: Savonius, 1930).	39
Figura 2.7 - Escoamento de ar através de um duto hipotético com área transversal "A" (Adaptado de Cresesb 2008)).	40
Figura 2.8 - Duto hipotético contendo as pás de uma turbina. (Adaptado de Ragheb e Ragheb, 2011).	41
Figura 2.9 - Turbina Savonius enclausurada em um dispositivo CAO.....	43
Figura 2.10 - Parâmetro de interferência b' em função do coeficiente de potência C_p (Adaptado de Ragheb e Ragheb, 2011).	44
Figura 2.11 - Ação do escoamento em uma pá: (a) escoamento laminar e (b) escoamento turbulento (Adaptado de Custódio, 2009).	47
Figura 2.12 - Comparação entre o formato da ramificação do rio Lena - Sibéria (a) com o pulmão humano (b). Fonte: Bejan e Zane (2012).	51
Figura 3.1 - Forças atuantes em um aerofólio da turbina Savonius (Adaptado de Akwa, 2010).....	57
Figura 3.2 - Domínio computacional de um tanque de ondas e o dispositivo CAO contendo uma turbina Savonius no duto de ar.	59
Figura 3.3 - Domínio computacional com as principais dimensões e variáveis a serem analisadas. Adaptado de Letzow (2014).	61
Figura 3.4 - Variações geométricas analisadas através do Design Construtal.	63
Figura 4.1 - Domínio computacional de verificação (Adaptado de Letzow et al., 2020).	65

Figura 4.2 - Malha gerada pelo software GMSH para verificação numérica do canal de ondas contendo o equipamento CAO sem turbina inserida.	66
Figura 4.3 - Resultado comparativo da potência disponível RMS para tanque de ondas com CAO sem presença de turbina.	67
Figura 4.4 - Resultado comparativo da vazão mássica para tanque de ondas com CAO sem presença de turbina.....	68
Figura 4.5 - Fração volumétrica no tanque de ondas e no interior do CAO para $t = 68$ s, (a) Letzow et al. (2020) e (b) presente trabalho.	68
Figura 4.6 - Campo de velocidades para $t = 68$ s: (a) Letzow et al. (2020) e (b) presente trabalho. .	69
Figura 4.7 - Turbina Savonius experimental. Fonte: Blackwell et al. (1977).	69
Figura 4.8 - Domínio computacional do túnel de vento com turbina Savonius (Adaptado de Akwa, 2010).	70
Figura 4.9- Malha independente do caso empregado para validação do escoamento turbulento sobre uma turbina Savonius.....	71
Figura 4.10 - Comparativo do refinamento da malha na região do aerofólio, (a) Akwa et al. (2012) e (b) Presente trabalho.	72
Figura 4.11 - Campo de velocidades para $\lambda = 0,75$, (a) Akwa et al. (2012) e (b) Presente trabalho. .	73
Figura 4.12 – Validação e verificação numérica do coeficiente de potência para turbina Savonius em túnel de vento.	73
Figura 4.13 - Comportamento transiente do coeficiente de potência na validação da turbina Savonius em um túnel de vento.	74
Figura 5.1 - Domínio computacional completo.	77
Figura 5.2 - Dimensões da turbina Savonius no domínio completo.	77
Figura 5.3 - Detalhe da malha na região da câmara e do duto no domínio completo.....	78
Figura 5.4 - Detalhe da malha na região da turbina Savonius no domínio completo.	78
Figura 5.5 - Posicionamento das sondas de medição do domínio completo.....	80
Figura 5.6 - Comparação da solução analítica da altura da onda com as soluções numéricas do equipamento CAO sem a turbina Savonius e com a turbina para $\omega' = 1,17$ rad/s obtida na linha de monitoramento A.....	81
Figura 5.7 – Comparativo de η na câmara hidropneumática do dispositivo CAO obtida na linha de monitoramento B.....	82
Figura 5.8 - Movimento da onda na câmara CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,17$ rad/s.	83
Figura 5.9 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,17$	

rad/s.....	83
Figura 5.10 - Campo de pressões no duto do CAO nos instantes de $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,17$ rad/s.....	84
Figura 5.11 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,55$ rad/s.....	85
Figura 5.12 - Campo de pressão no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,55$ rad/s.....	85
Figura 5.13 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,94$ rad/s.....	86
Figura 5.14 - Campo de pressão no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,94$ rad/s.....	87
Figura 5.15 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 2,33$ rad/s.....	87
Figura 5.16 - Campo de pressão no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 2,33$ rad/s.....	88
Figura 5.17 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 3,11$ rad/s.....	88
Figura 5.18 - Campo de pressão no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 3,11$ rad/s.....	89
Figura 5.19 - Potência pneumática disponível RMS no dispositivo CAO do modelo acoplado para $\omega' = 1,17$ rad/s, $\omega' = 1,94$ rad/s e $\omega' = 3,11$ rad/s.....	90
Figura 5.20 - Potência da turbina RMS no dispositivo CAO do modelo acoplado para $\omega' = 1,17$ rad/s, $\omega' = 1,94$ rad/s e $\omega' = 3,11$ rad/s.....	91
Figura 5.21 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 1,17$ rad/s.....	92
Figura 5.22 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 1,55$ rad/s.....	93
Figura 5.23 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 1,94$ rad/s.....	93
Figura 5.24 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 2,33$ rad/s.....	94
Figura 5.25 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 3,11$ rad/s.....	94
Figura 5.26 - Variação de $C_{p\text{RMS}}$ em relação a ω' para o modelo acoplado.....	95
Figura 5.27 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 5$ rad/s: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30$ s até $t = 35$ s.....	97
Figura 5.28 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 7,5$ rad/s: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30$ s até $t = 35$ s.....	98
Figura 5.29 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 10$ rad/s: (a) Intervalo completo e (b)	

Detalhe de $t = 30$ s até $t = 35$ s.....	99
Figura 5.30 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 20$ rad/s: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30$ s até $t = 35$ s.....	100
Figura 5.31- Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 30$ rad/s: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30$ s até $t = 35$ s.....	101
Figura 5.32 - Variação de $C_{p\text{RMS}}$ para todos os valores de ω' analisados.....	102
Figura 5.33 - Comportamento de $C_{p\text{RMS}}$ para os valores de Δt analisados.....	105
Figura 5.34 - $P_{\text{pneumática RMS}}$ comparativa para variação em um grau de liberdade: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de 30 s até 35 s.....	107
Figura 5.35 - $P_{\text{turbina RMS}}$ comparativa para variação em um grau de liberdade: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de 30 s até 35 s.....	108
Figura 5.36 - Vazão mássica comparativa para variação em um grau de liberdade.....	109
Figura 5.37 - $P_{\text{pneumática RMS}}$ comparativa para variação em dois graus de liberdade: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de 30 s até 35 s.....	110
Figura 5.38 - $P_{\text{turbina RMS}}$ comparativa para variação em dois graus de liberdade: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de 30 s até 35 s.....	111
Figura 5.39 - Vazão mássica comparativa para variação em dois graus de liberdade.....	112
Figura 5.40 - Efeito da $P_{\text{turbina RMS}}$ conforme variação de H_1 / L_1	113
Figura 5.41 - Efeito da $P_{\text{pneumática RMS}}$ conforme variação de H_1 / L_1	114
Figura 5.42 - Efeito de $P_{\text{pneumática}}$ variando H_2 / L_2	115
Figura 5.43 - Efeito de P_{turbina} variando H_2 / L_2	115
Figura 5.44 - Resultados de $C_{p\text{RMS}}$ para as variações geométricas do modelo completo.....	117
Figura 5.45 - Topologia da fração volumétrica em $t = 38$ s: (a) caso de melhor performance: $(H_1 / L_1)_0 = 0,4$ e $(H_2 / L_2)_{00} = 2,0$ e (b) caso de pior performance: $H_1 / L_1 = 5,0$ e $H_2 / L_2 = 2,0$	118
Figura 5.46 – Campo de velocidades do ar em $t = 38$ s: (a) caso de melhor performance no câmara: $(H_1 / L_1)_{00} = 0,4$ e $(H_2 / L_2)_0 = 2,0$; (b) detalhe do duto para melhor performance; (c) caso de pior performance: $H_1 / L_1 = 5,0$ e $H_2 / L_2 = 2,0$ e (d) detalhe do duto para pior performance.....	120
Figura 5.47 - Comportamento do campo de velocidades para o caso com $H_1 / L_1 = 5,0$ e $H_2 / L_2 = 2,0$ em sequência dos instantes de tempo: (a) 38 s; (b) 40 s; (c) 42 s e (d) 44 s.....	121
Figura 5.48 - Comportamento do campo de velocidades para o caso com $(H_1 / L_1)_0 = 0,4$ e $(H_2 / L_2)_{00} = 2,0$ em sequência dos instantes de tempo: (a) 38 s; (b) 40 s; (c) 42 s e (d) 44 s.....	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Nomenclatura dos parâmetros da onda.	33
Tabela 4.1 - Teste de independência de malha para validação numérica da turbina Savonius em um túnel de vento.	71
Tabela 4.2 - Intervalo de tempo utilizado para cálculo da média do coeficiente de potência na validação da turbina Savonius em um túnel de vento.	75
Tabela 5.1 - Resultados obtidos para $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para o modelo acoplado.....	91
Tabela 5.2 - Novos valores de ω' analisados para o problema acoplado.	96
Tabela 5.3 - Resultados para todos os valores de ω' analisados nas seções 5.1.1 e 5.1.2.	103
Tabela 5.4 - Resultados do teste de independência de passo de tempo.....	104

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Amplitude da onda [m]
A	Área [m ²]
A_{entrada}	Área da seção transversal da entrada de um domínio [m ²]
$A_{\text{pás}}$	Área de contato do escoamento com as pás da turbina [m ²]
$A_{\text{saída}}$	Área da seção transversal da saída de um domínio [m ²]
A_i	Área de um volume finito [m ²]
A_1	Área da câmara CAO [m ²]
A_2	Área abaixo da rampa ao fundo do canal de ondas [m ²]
b'	Fator de interferência
C	Corda das pás da turbina Savonius [m]
C_A	Coeficiente de arrasto ($C_A = 2F_A / \rho A_{\text{pás}} V_{\text{pás}}^2$)
C_{onda}	Celeridade da onda [m/s]
C_p	Coeficiente de potência ($C_p = P_{\text{turbina}} / P_{\text{pneumática}}$)
$C_{p\text{Betz}}$	Coeficiente de potência ideal de Betz
C_s	Coeficiente de sustentação ($C_s = 2F_s / \rho V_{\text{pás}}^2 A_{\text{pás}}$)
C_t	Coeficiente de torque ($C_t = T_{\text{turb}} / (2 \rho_{\text{ar}} A_{\text{pás}} V_{\infty}^2 r)$)
d	Diâmetro do rotor da turbina [m]
dx	Distância infinitesimal da direção x [m]
dy	Distância infinitesimal da direção y [m]
E	Espessura das pás da turbina Savonius [m]
$E_{\text{cinética}}$	Energia cinética [m ² /s ²]
F_1	Função de combinação
F_2	Função de combinação
F_A	Força de arrasto
$f_{\text{água}}$	Fração volumétrica da água

f_{ar}	Fração volumétrica do ar
$F_{Resultante}$	Força resultante [N]
F_S	Força de sustentação [N]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
h	Profundidade do corpo d'água [m]
H_{onda}	Altura da onda [m]
H_1	Altura da câmara CAO [m]
H_2	Altura da rampa do canal de ondas [m]
H_3	Submersão da parede frontal do dispositivo CAO [m]
k	Número de onda [1/m]
k_T	Energia cinética turbulenta [m ² /s ²]
L_1	Comprimento da câmara CAO [m]
L_2	Comprimento da rampa do canal de ondas [m]
L_{onda}	Comprimento da onda [m]
m	Massa [kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
N	Número de volumes finitos
$P_{pneumática}$	Potência pneumática disponível [W]
$P_{pneumática\ RMS}$	Potência pneumática disponível média <i>RMS</i> [W]
p_e	Pressão estática [Pa]
$P_{turbina}$	Potência da turbina [W]
$P_{turbinaRMS}$	Potência da turbina média <i>RMS</i> [W]
$\tilde{P}_k$	Termo de produção da energia cinética da turbulência
q	Vazão volumétrica [m ³ /s]
r	Raio do rotor da turbina Savonius [m]
Re_D	Número de Reynolds ($Re_D = \rho_{ar} V_{\infty} d / \mu_{ar}$)
S	Sobreposição das pás da turbina Savonius [m]

S_{fb}	Termo fonte
S_T	Módulo do tensor deformação
T	Período [s]
t	Tempo [s]
U	Velocidade na direção x [m/s]
u_i	Velocidade na direção i [m/s]
u_τ	Velocidade de atrito [m/s]
V	Velocidade na direção y [m/s]
$\vec{v}$	Vetor velocidade [m/s]
V_{inc}	Velocidade do ar incidente em um domínio carenado [m/s]
$V_{pás}$	Velocidade do ar na região das pás da turbina [m/s]
$V_{Relativa}$	Velocidade relativa [m/s]
$V_{saída}$	Velocidade de saída do domínio [m/s]
V_{tg}	Velocidade tangencial [m/s]
V_∞	Magnitude da velocidade de ar que chega ao domínio [m/s]
dx	Distância infinitesimal da direção x [m]
X	Coordenada cartesiana horizontal [m]
Y	Coordenada cartesiana vertical [m]
y'	Distância em relação à parede [m]
y^+	Distância adimensional da parede

Símbolos gregos

α	Ângulo de ataque do aerofólio [°]
Δp	Variação de pressão [Pa]
η	Elevação da superfície livre da água [m]
θ	Ângulo de posição do aerofólio [°]
λ	Relação da velocidade de ponta com a velocidade a jusante da turbina

$\mu_{\text{água}}$	Viscosidade dinâmica da água [Pa s]
μ_{ar}	Viscosidade dinâmica do ar [kg/ms]
μ_t	Viscosidade turbulenta [kg/ms]
ν_T	Viscosidade cinemática turbulenta [m ² /s]
$\rho_{\text{água}}$	Massa específica da água [kg/m ³]
ρ_{ar}	Massa específica do ar [kg/m ³]
τ_{ω}	Tensão superficial [kg m ⁻¹ s ⁻²]
Φ	Função potencial
ϕ_i	Campo variável de uma dada propriedade
ω'	Velocidade angular [rad/s]
ω_T	Taxa de dissipação específica

Sub índices

j^*	Malha analisada
j^{*+1}	Malha subsequente analisada

LISTA DE ABREVIATURAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CAO	Coluna de Água Oscilante
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
FURG	Universidade Federal do Rio Grande
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
OWC	<i>Oscillating Water Column</i>
OWCOB	<i>Oscillating Water Column Oscillating Buoy</i>
PISO	<i>Pressure Implicit Split Operator</i>
PPGMC	Programa de Pós Graduação em Modelagem Computacional
PRESTO	<i>Pressure Staggering Option</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
RANS	<i>Reynolds-average Navier-Stokes</i>
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
VOF	<i>Volume of Fluid</i>

1. INTRODUÇÃO

O consumo de energia elétrica aumenta cada vez mais com o passar dos anos, ao mesmo passo em que os custos econômicos, a escassez de água potável, principalmente nos períodos de estiagem, que ocasionam problemas de fornecimento de energia elétrica e os impactos ambientais da geração da mesma se elevam. Nos últimos anos (de 2018 a 2022) a matriz energética brasileira, segundo dados da Aneel (2023) – Agência Nacional de Energia Elétrica – aponta o crescimento da produção e demanda de energia elétrica provinda de fontes renováveis, com destaque para a energia eólica. Ainda segundo a agência, a demanda elétrica consumida no Brasil, nesse período, foi de 7022,82 MW. A Figura 1.1 ilustra o detalhamento da demanda elétrica por cada fonte da matriz energética brasileira, além do consumo total a cada ano observado.

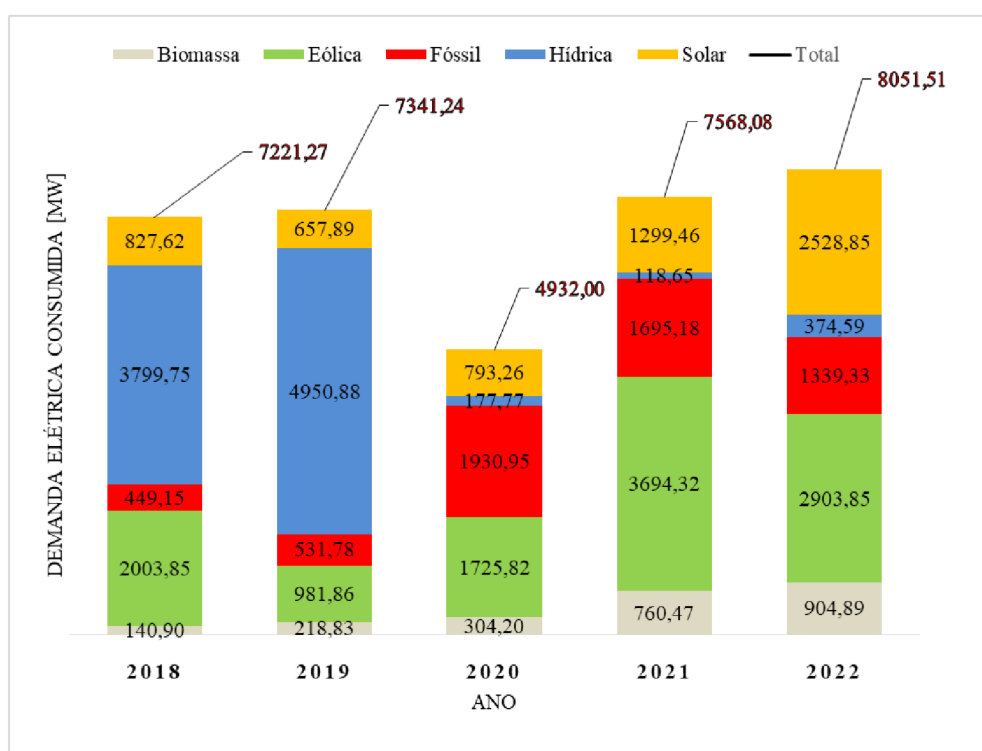


Figura 1.1 - Demanda Elétrica Consumida no Brasil no período de 2018 a 2022 (Adaptado de Aneel (2023)).

Neste sentido, as ondas oceânicas são uma importante alternativa de fontes renováveis que podem integrar a matriz energética no intuito de diminuir ainda mais a utilização das fontes não renováveis, além de acrescentar mais uma opção com menores impactos ambientais, comparado às fontes fósseis. Cabe destacar, também, que os oceanos, conforme Cruz e Sarmiento (2004), possuem quantitativo importante de potencial de energia que podem ser empregadas, tendo a capacidade de

contribuir com as necessidades crescentes de energia elétrica no mundo. O potencial energético das ondas do mar é de 2 TW, quantidade equiparável à média anual do consumo de energia elétrica em todo o globo.

No intuito de converter este potencial energético das ondas oceânicas em energia elétrica, Falcão (2010) descreve as tecnologias mais comumente implementadas para a realização dessa conversão, destacando-se, no presente trabalho, o princípio de coluna de água oscilante, CAO.

De acordo com Twidell e Weir (2015), o CAO pode ser definido como um dispositivo contendo uma câmara hidropneumática com pelo menos duas aberturas, uma em comunicação com a atmosfera e outra em comunicação com o corpo de água ao qual está inserido. Quando a coluna de água dentro da câmara hidropneumática oscila devido ao movimento das ondas, ela causa compressão e descompressão do ar dentro da câmara. A vazão mássica do ar é forçada a sair por um duto ou entrar da atmosfera para a câmara em estágios de compressão e descompressão, passando pela turbina que converte energia mecânica em eletricidade, conforme Fig. 1.2.

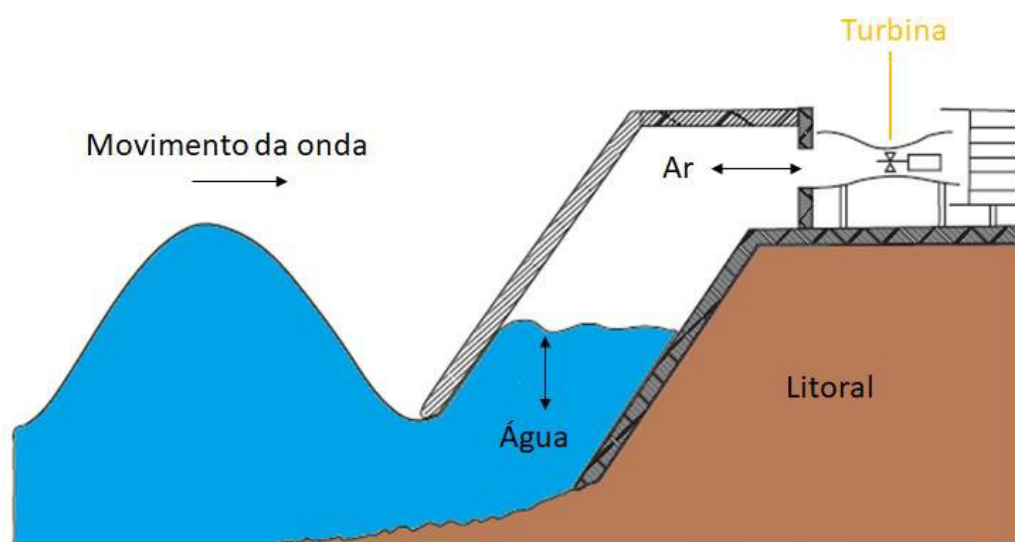


Figura 1.2 - Dispositivo de coluna de água oscilante (Adaptado de Twidell e Weir (2015)).

Visando o movimento oscilatório de compressão e descompressão da câmara hidropneumática do dispositivo CAO, as turbinas inseridas no interior do duto do equipamento apresentam rotação em um único sentido, independentemente do sentido do escoamento do ar que passa pelas pás do equipamento, conforme Manwell *et al.* (2009). Esta característica viabiliza uma contínua rotação para possibilitar a conversão deste movimento em energia elétrica.

Em destaque, a turbina Savonius, construída pelo engenheiro finlandês Sigurd Johannes Savonius no ano de 1928 e patenteado no ano de 1930 é uma alternativa satisfatória para utilização

no dispositivo CAO. Segundo Mauro *et al.* (2019) a turbina Savonius apresenta vantagens como alto valor de torque para baixas velocidades de escoamento além de ser simples e menos dificultosa a sua construção, quando comparado a outros tipos de turbinas. É importante frisar, também, que no aspecto da modelagem computacional, a turbina Savonius permite a simulação de um domínio em 2D, ao passo que o emprego de uma turbina do tipo Wells, por exemplo, requer um domínio em 3D, fato que aumenta o custo computacional desse tipo de problema, além de dificultar o desenvolvimento do mesmo.

Este trabalho apresenta a modelagem computacional através do software comercial Ansys Fluent 2021 R2, baseado no Método dos Volumes Finitos de um modelo completo de um canal de ondas contendo um dispositivo CAO onde é inserida uma turbina do tipo Savonius (em rotação, através de uma malha móvel) ao duto de ar do dispositivo. O objetivo é analisar a fenomenologia de forma mais fidedigna dos diferentes problemas em um único caso acoplado, além de analisar, através do Design Construtal, o coeficiente de potência da turbina Savonius como o indicador de performance do dispositivo.

1.1. Estado da arte

A conversão de energia provinda de fontes renováveis em energia elétrica é o foco de um número crescente de trabalhos científicos. O dispositivo conversor do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO), no inglês, *Oscillating Water Column (OWC)*, devido à simplicidade do seu princípio de funcionamento, é amplamente apresentado nos trabalhos expostos na literatura, conforme destacado por Trivedi e Koley (2021).

Dentro deste enfoque, Cheng *et al.* (2024) fizeram um estudo numérico onde integraram múltiplos dispositivos CAO a um quebra-mar flutuante. O estudo teve o foco de examinar a extração de energia dos dispositivos CAO e a interação hidroelástica com o quebra-mar através de uma metodologia de simulação numérica acoplada que consistiu acoplar um solver baseado no Método dos Volumes finitos (MVF) – para modelar o problema de energia das ondas - e um solver baseado no Método dos Elementos Finitos (MEF) – para modelar a estrutura do quebra-mar flutuante acoplado. A simulação numérica realizada pelos autores teve como objetivo examinar o efeito de diferentes variáveis como: a quantidade de dispositivos CAO (arranjos com 4, 6 e 8 dispositivos), a distância entre os dispositivos CAO e o quebra-mar, o calado dos dispositivos, a rigidez do quebra-mar e o ângulo de incidência da onda incidente ao modelo. Como conclusão, a investigação abordada sugeriu que um número menor de dispositivos é vantajoso em termos do desempenho para atenuar os

efeitos de incidência das ondas. No entanto, quanto menor o número de dispositivos, menor a conversão da energia das ondas. Os movimentos das ondas em espaçamentos menores entre os dispositivos CAO e o quebra-mar aumentaram a eficiência máxima de conversão de energia quando sujeitos a ondas com períodos mais curtos. A conversão de energia dos dispositivos CAO diminuem com o aumento do calado nas paredes laterais dos mesmos. Devido à grande relação entre o comprimento e a largura, o quebra-mar flutuante comportou-se como um corpo atenuante na conversão de energia dos dispositivos CAO, aonde as ondas refletidas pelo mesmo puderam potencializar a conversão de energia. Por fim, os autores concluíram que o ângulo de incidência das ondas afeta a ressonância da água no interior das câmaras dos dispositivos CAO e do vão entre os CAOs e o quebra-mar flutuante, o que afeta na absorção de energia das ondas pelo sistema integrado.

Liu *et al.* (2023) fizeram um estudo experimental de um dispositivo CAO, com um modelo de turbina de impulso foi posicionado em um canal de ondas utilizando clima de ondas regulares e irregulares. Este dispositivo foi exposto a diferentes posicionamentos no interior do canal de ondas a fim de simular diferentes ângulos de incidência das ondas no mesmo. O intuito dos autores foi de analisar os efeitos do ângulo da onda incidente, a altura, o período e a velocidade de rotação do modelo da turbina no desempenho do dispositivo para conversão de energia. Segundo os autores, o modelo obteve um decréscimo de desempenho de conversão de energia proporcionalmente à diminuição do ângulo de incidência da onda ao CAO. Em termos quantitativos, à medida em que o ângulo de incidência diminuiu entre o intervalo de 60 a 0 graus, a conversão foi reduzida para aproximadamente dois terços dos resultados para o ângulo de incidência da onda de 90 graus.

Ribeiro e Silva *et al.* (2021) indicaram que o desenvolvimento dos dispositivos conversores de energia provinda de fontes oceânicas está centrado em dois fatores: o custo devido à efetividade da extração desta fonte e à resistência estrutural dos equipamentos em condições extremas do mar. Somado a estes, também, a modelagem numérica deste tema é uma técnica confiável de análise. Neste estudo foi analisado de forma experimental, em escala de laboratório, os efeitos hidrodinâmicos de um dispositivo CAO flutuador assimétrico contendo um tanque interno em forma de U parcialmente cheio de água denominado UGEN. Este modelo foi testado com seis graus de liberdade dentro de um canal de ondas a respeito da estabilidade, a rigidez interna, o movimento do equipamento dentro do canal de ondas, a diferença de pressão entre os dois dutos de ar contidos no dispositivo, a extração de potência, o sistema de ancoragem e as tensões estruturais. Este artigo proporcionou uma grande gama de resultados, permitindo futuras análises empregando modelagem computacional.

O estudo de Liu *et al.* (2021) abordou, através de um modelo tridimensional, o acoplamento de um dispositivo CAO com uma turbina do tipo Wells. Assim como a presente tese, os autores se

utilizaram do modelo multifásico VOF para descrever a interface água - ar, além de utilizar a modelagem RANS para a turbulência (nesse caso, os modelos $\kappa - \varepsilon$ e $\kappa - \omega$ padrão), além do modelo RNG $\kappa - \varepsilon$. Os autores validaram o estudo através de um modelo experimental de laboratório, obtendo erros na casa de 16,6 % para a pressão hidropneumática, com um esforço computacional de 44,1 horas (para o modelo de turbulência $\kappa - \omega$ padrão), 14,3 % para o modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$, com esforço computacional de 44,7 horas e de 3,0 % para o modelo de turbulência RNG $\kappa - \varepsilon$, com esforço computacional de 54,2 horas. Este estudo é o que mais se assemelha à metodologia aplicada para a presente tese, por incluir uma turbina em rotação no mesmo modelo computacional do CAO.

No âmbito da modelagem matemática, Cui *et al.* (2021) analisaram um dispositivo CAO híbrido, ou seja, a estrutura do dispositivo é em formato cilíndrico, como comumente são encontrados na literatura e, além disso, é interligado a um dispositivo do tipo boia oscilante, que produz a conversão da energia das ondas através da movimentação da sua estrutura, por um sistema hidráulico. Este equipamento foi denominado pelos autores como OWCOB, uma junção da nomenclatura “*Oscillating Water Column*” com o termo “*Oscillating Buoy*”, no português, Boia Oscilante. Esta boia oscilante é articulada na parede externa do CAO e com a propagação das ondas através deste dispositivo, a coluna de água interna a sua câmara movimenta-se alternadamente para cima e para baixo produzindo escoamento de ar que impulsiona uma turbina instalada na parte superior do equipamento. Ao mesmo tempo a oscilação da boia impulsiona um sistema hidráulico acoplado ao equipamento. Os autores validaram com sucesso ambos os princípios do equipamento em estudo, comparando os resultados de forma isolada para cada um destes princípios e concluíram que a adição do dispositivo de boia oscilante à estrutura do dispositivo CAO aumenta a absorção da potência gerada pelas ondas em até duas vezes para uma relação de $0,5 \pi$ até $1,0 \pi$ do ângulo formado entre os dois dispositivos acoplados.

Na linha de pesquisa da dinâmica de fluidos computacional, CFD, Samak *et al.* (2021) fizeram um estudo numérico, bidimensional, da performance de um dispositivo CAO contendo a parede frontal da câmara hidropneumática do equipamento no formato da letra L, em comparação com um modelo computacional, do mesmo dispositivo, contendo a parede frontal simples. Os autores utilizaram o Método dos Volumes Finitos através do software comercial ANSYS FLUENT para resolução das equações de conservação da massa e da quantidade de movimento. A metodologia VOF (*Volume of Fluid*), no português, Volume de fluido, foi utilizada para a solução do problema multifásico entre ar e água. Como modelagem da turbulência, os autores utilizaram o modelo $k-\varepsilon$. Para a análise do dispositivo com a parede da câmara no formato de L, foram empregadas razões entre o comprimento da base da parede com a largura de 0,1; 0,25 e 0,5. O estudo foi validado a partir

de uma análise experimental. Foi concluído neste trabalho que o equipamento com a parede na forma de L obteve a pressão na câmara hidropneumática menor em relação ao equipamento com a parede simples. Segundo os autores, este fato se deu devido a maior magnitude dos vórtices formados na região da parede frontal. Em contrapartida, foi concluído também que a parede em forma de L contribuiu para reduzir a frequência natural do dispositivo. Neste sentido, eles recomendam sua utilização apenas em situações para locais que possuem ondas com grandes comprimentos.

Na mesma linha de pesquisa de CFD, Huang e Huang (2021) realizaram um estudo computacional, tridimensional do dispositivo CAO em um canal de ondas, considerando a turbulência com o modelo $k-\omega$ SST, onde o escoamento multifásico (ar e água) é considerado incompressível, utilizando duas metodologias para o cálculo da pressão: o método *orifice-flow* e o método *artificial Forchheimer-flow*. Estes métodos adicionam um termo à equação da conservação da quantidade de movimento para produzir uma queda de pressão no início e no final do tanque de ondas, proporcionando, assim, a diminuição dos efeitos de reflexão das ondas nas análises, além de simularem a presença de uma turbina ao duto de saída do equipamento CAO. As simulações foram realizadas com o software livre OpenFOAM, v1712. Os resultados para os campos de pressão no equipamento CAO, da elevação da superfície livre da água e do campo de velocidades no equipamento foram validados através de um estudo experimental. Segundo os autores, as duas metodologias utilizadas apresentaram algumas diferenças nos resultados da vazão mássica do ar, todavia, a eficiência pneumática entre ambos os métodos resultou em valores semelhantes. Os campos de velocidade do escoamento da água também foram aproximadamente os mesmos para os dois métodos. O método *artificial Forchheimer-flow* diminuiu o esforço computacional em 25 vezes em relação ao método *orifice-flow*.

Dentro dos estudos de análise de diferentes formatos estruturais do dispositivo conversor CAO, Gaspar *et al.* (2020) estudaram, computacionalmente, através do Método dos Volumes Finitos, com o software comercial ANSYS FLUENT e o modelo de turbulência $k-\epsilon$, a comparação entre dois modelos do equipamento (nomeados caso A e caso B) cujas paredes frontal e posterior da câmara hidropneumática possuíam, respectivamente, ângulos de 90° e 40° em relação à superfície livre da água. O intuito dos autores foi de comparar o comportamento hidrodinâmico, a interação da água com a estrutura externa dos equipamentos, a elevação da superfície livre da água dentro da câmara, além da distribuição e perda de energia no equipamento. Os autores constataram que para os dois casos analisados ocorre uma variação significativa nos resultados da interação da onda com a estrutura dos equipamentos, conforme variação do período da onda incidente. Esta diferença significativa não ocorreu em relação ao comportamento da interação onda-estrutura em relação à

altura da onda incidente. A reflexão da onda com período de 6 s no caso A foi mais intensa em comparação ao caso B. A eficiência do caso B foi maior do que o caso A para períodos de ondas mais altos, levando-se em consideração o maior potencial destas ondas. Entretanto, a eficiência mais baixa do caso A pode ser mais significativa em estados de mar cujas ondas possuem períodos com maior amplitude de valores, ou seja, desde ondas com períodos curtos até ondas com períodos longos.

Um outro estudo, neste mesmo campo de análise, sob autoria de Haghighi *et al.* (2021), fez uma comparação de resultados para eficiência de um CAO com câmara dupla em relação a um dispositivo com câmara simples. Esta análise, da mesma forma como feito na presente tese, utilizou um modelo bidimensional, multifásico (através da metodologia VOF) e abordagem de escoamento turbulento (modelo $k - \omega$). Assim como a presente tese, também, os autores solucionaram o equacionamento através do software ANSYS Fluent. O dispositivo CAO analisado pelos autores não possuiu uma turbina inserida. Foram variadas o número da onda e o comprimento da câmara hidropneumática para o estudo. Como conclusão, os autores observaram que o dispositivo de câmara dupla obteve resultados melhores na sua eficiência em relação ao dispositivo com câmara simples para quase todos os comprimentos de onda analisados, destacando-se para comprimentos de onda pequenos (em uma relação entre o comprimento da câmara e o comprimento da onda entre 0,2 e 0,4). A eficiência encontrada pelos autores foi na casa de 67,1%.

Na linha de pesquisa de análise da modelagem computacional de um dispositivo CAO sem a presença de um canal de ondas, Pinto Jr *et al.* (2019) avaliaram o comportamento da pressão estática em um CAO variando a largura do duto de ar do equipamento. Para um menor esforço computacional, o modelo criado considerou apenas a região da câmara e o duto do equipamento submetido a um escoamento turbulento (modelo $k-\epsilon$) de ar. Este método, segundo Marjani *et al.* (2008) é chamado de metodologia pistão, onde uma velocidade prescrita na vertical do equipamento é utilizada como a condição de contorno do escoamento de ar. Além disso, a interação entre a incidência das ondas no canal não é considerada, sendo assim, um problema com apenas uma fase. Esta metodologia pode ser vista, também em Barakaz e Marjani (2021), Barakaz e Marjani (2016) e em de Oliveira *et al.* (2017). Para determinar a velocidade prescrita do problema, os autores utilizaram uma função de onda monocromática, conforme indicado em Gomes *et al.* (2009). Os autores evidenciaram que para escoamentos oscilantes, a pressão estática é dependente da aceleração. Em domínios com modificações na área da seção transversal, a área a ser utilizada para determinar a pressão estática do domínio é menor que a área da geometria, pois, segundo os autores, o escoamento passa a ser influenciado pelas regiões de baixa pressão gerada pelos vórtices da turbulência do escoamento.

Variações geométricas utilizando o Design Construtal, aliado ao método de busca exaustiva,

para avaliação de indicadores de performance em problemas de conversores de energia das ondas são também referência para a presente tese. Como exemplo, Lima *et al.* (2017) realizaram um estudo numérico, através do software comercial ANSYS FLUENT, com o método VOF para calcular a interação entre as fases de água e ar de um canal de ondas contendo um dispositivo do tipo CAO. Neste estudo, os graus de liberdade adotados pelos autores foram o raio de uma região de transição geométrica da câmara hidropneumática (a câmara possui um arredondamento das suas paredes na proximidade do duto de ar do dispositivo), a razão entre a altura e o comprimento do duto de ar e a razão da altura e do comprimento da câmara hidropneumática do equipamento. Com todas as variações realizadas, os autores constataram uma diferença de 69,90% entre o caso com a maior desempenho em relação à potência hidropneumática e o caso com o menor desempenho.

Posteriormente, Letzow *et al.* (2020) publicaram um estudo avaliando um dispositivo CAO em escala real com uma estrutura triangular localizada no fundo do canal de ondas e abaixo do CAO. Esta estrutura submersa tem como objetivo direcionar o escoamento da água de forma a aumentar a elevação da superfície livre da onda. O escoamento das ondas sobre o dispositivo foi simulado através do Método dos Volumes Finitos com o software ANSYS FLUENT. Este problema apresentou três graus de liberdade, conforme análise pelo Design Construtal, que foram: a razão entre altura e comprimento da câmara do dispositivo, a razão entre a altura e o comprimento da rampa ao final do tanque e a profundidade da parede frontal da câmara hidropneumática. Duas restrições foram consideradas para a análise: a área interna da câmara do dispositivo e a área da rampa. Esta variação geométrica foi realizada pelo método de busca exaustiva e se dispôs a determinar como indicador de performance a potência disponível na região do duto de saída e entrada (de ar) do equipamento. Os autores constataram nos resultados que a potência média atingida para todas as variações, onde a inclinação da rampa ao final do canal de ondas era diferente de zero, obtiveram melhorias significativas em relação ao canal com ausência da rampa. A geometria considerada otimizada do estudo apresentou uma potência 37,7% maior do que a melhor geometria analisada na ausência da rampa. Foi constatado, também, que a maior profundidade da parede frontal da câmara hidropneumática analisada, com a inserção da rampa, gerou um aumento da resistência ao escoamento, o que causou piora nos resultados para o desempenho desta configuração.

Gomes *et al.* (2018) estudou o Design Construtal de um dispositivo conversor de energia das ondas em energia elétrica do tipo CAO, analisando a potência *RMS* do dispositivo ao variar, através do método de busca exaustiva, a razão entre a altura e o comprimento da câmara hidropneumática do dispositivo, a razão entre a altura e o comprimento do duto de ar de saída da câmara e a profundidade de submersão do equipamento dentro do canal de ondas. Como restrição geométrica, o autor manteve

fixado a razão da altura e o comprimento do duto de ar do dispositivo. Os autores chegaram a importantes recomendações teóricas sobre a geometria que obteve o melhor desempenho no que tange os resultados para a potência hidropneumática do dispositivo, onde, a melhor geometria para a câmara do CAO, que maximizou a potência hidropneumática, foi atingida quando a razão da altura pelo comprimento da câmara do dispositivo foi quatro vezes maior do que a razão da altura pelo comprimento da onda incidente.

O equipamento conversor do tipo CAO, possui uma turbina inserida no interior do seu duto de ar. Alguns trabalhos a respeito de turbinas com esta finalidade foram publicados. Dentre os principais equipamento, o destaque, na presente tese, é dado à turbina do tipo Savonius (Savonius, 1930). Este tipo de turbina é considerado de fácil construção e seu princípio de funcionamento é ideal para aplicação no dispositivo CAO, tendo em vista, que mantém sua rotação em um único sentido, independentemente do sentido da quantidade de movimento do escoamento de ar gerado no interior da câmara hidropneumática. Dentro desta temática, Akwa (2010), estudou, numericamente, através do Método dos Volumes Finitos, com o software Star-CCM⁺ o escoamento de ar atuando em algumas configurações de turbinas do tipo Savonius. O autor analisou a aerodinâmica do equipamento sob a presença e ausência de estatores, em condições estáticas e em operação, comparando os resultados dos diferentes arranjos, colaborando com a obtenção de sugestões para vários tipos de aplicabilidade. Para o estudo, foi utilizada a metodologia da malha móvel, que permite realizar simulações da turbina em movimento de rotação em um domínio, que neste caso, um túnel de vento numérico, onde foi modificada a velocidade angular desta malha, conforme a configuração da velocidade de ponta das pás do rotor da turbina. Com isso, o autor investigou os coeficientes de sustentação, arrasto e torque, além do coeficiente de potência dos modelos simulados, que foram validados a partir do estudo experimental de Blackwell *et al.* (1977). Relacionado às conclusões constatadas pelo autor, destaca-se a turbina Savonius em duplo estágio, onde foi observada uma diminuição nas oscilações de forças, torque e de potência, o que proporciona recomendações construtivas de equipamentos robustos. A partir das curvas de potência e de torque obtidas pelo autor é possível avaliar informações importantes para um sistema de pequeno porte de geração, como por exemplo uma turbina Savonius aplicada em um dispositivo CAO. O modelo de turbulência $k-\omega$ SST que foi utilizado neste trabalho, segundo o autor, representou satisfatoriamente as características do escoamento para avaliação do desempenho do rotor da turbina Savonius.

A aplicação de uma turbina Savonius em um dispositivo CAO foi estudada em dos Santos *et al.* (2022) que realizou um trabalho que consiste no escoamento turbulento (modelo $\kappa-\omega$ SST), transiente e incompressível de ar na câmara e no duto de ar de um dispositivo CAO, com comprimento

de 10 m e altura de 6 m, tendo como consequência, a movimentação de um rotor de turbina Savonius, localizada no centro do duto de saída do equipamento, com largura de 2 m e altura de 6 m. O modelo é bidimensional, com propriedades termo físicas constantes e é empregado uma malha móvel na região da turbina. Em um primeiro momento, os autores verificaram, numericamente, pelo Método dos Volumes Finitos, com o software comercial ANSYS FLUENT o estudo de Akwa (2010), obtendo concordância nos resultados obtidos para a turbina Savonius empregada. Na sequência, a mesma configuração da turbina verificada foi inserida no duto de saída de um domínio que simula um dispositivo CAO, mas sem considerar o escoamento da onda no canal, onde o ar, com velocidade constante de 1,4 m/s, foi prescrito como condição de contorno de entrada da câmara hidropneumática. Esta velocidade foi configurada de forma a possibilitar o aumento da velocidade do ar na região do duto de saída para 7 m/s, observando a conservação da quantidade de movimento do escoamento, e desta forma, manter a velocidade que incide à turbina de acordo com o caso verificado. Ficou constatado pelos autores, que mesmo com algumas pequenas diferenças nos resultados para os coeficientes de arrasto, sustentação, torque e potência em relação ao estudo de verificação (turbina Savonius no túnel de vento), o modelo do equipamento CAO com a turbina inserida mostrou-se satisfatório, tendo em vista que o escoamento do ar sofre a influência da proximidade das paredes do duto de saída com a turbina em rotação, conduzindo a um aumento no coeficiente de potência do dispositivo em função da turbina estar inserida em um domínio carenado.

1.2. Justificativa

A partir da revisão bibliográfica apresentada no item 1.1, observou-se que o estudo na linha de pesquisa do dispositivo de coluna de água oscilante (CAO) está bastante avançado na obtenção de recomendações teóricas acerca da forma geométrica mais adequada para determinados climas de ondas. Contudo, há carências na análise de dispositivos que considerem de forma acoplada a simulação hidrodinâmica, o canal de ondas e o dispositivo CAO, considerando o sistema de potência com uma turbina em movimento de rotação. Neste sentido, a justificativa da presente tese é desenvolver uma modelagem computacional onde o problema seja analisado de forma completa e acoplada, desde a geração da onda no canal até a interação da onda com o dispositivo CAO e da câmara hidropneumática com a turbina para a conversão. Também é dada como justificativa o emprego da modelagem computacional e do Design Construtal para analisar a influência da geometria de um dispositivo CAO sobre seu desempenho considerando uma turbina em rotação no duto do

CAO, e comparando com resultados obtidos de modelos simplificados.

1.3. Hipótese Científica

A presente tese tem por hipótese científica colaborar com o estado da arte comprovando a possibilidade de desenvolver um modelo completo de um dispositivo CAO com a inserção de uma turbina Savonius, a partir da modelagem de escoamentos sobre turbinas eólicas e de escoamentos de ondas em canais sobre o mesmo dispositivo, sem a turbina, tendo em vista que a modelagem simplificada do dispositivo (canal de ondas contendo dispositivo sem a turbina) traz simplificações importantes que podem resultar em dimensionamentos imprecisos para o dispositivo CAO.

Tem-se como hipótese, também, que a influência da forma geométrica sobre a performance do dispositivo CAO pode ser afetada pela consideração ou não de uma modelagem mais completa (considerando a turbina em rotação na região do duto de ar do dispositivo CAO).

1.4. Objetivos

O objetivo da presente tese é de desenvolver a modelagem computacional para o princípio de funcionamento de um dispositivo CAO de forma completa, ou seja, desde a simulação da onda no canal até a conversão da energia pneumática em uma turbina Savonius e a partir disso obter recomendações teóricas sobre a influência da forma do equipamento no seu desempenho fluidodinâmico, através do Design Construtal, considerando o modelo completo.

1.4.1. Objetivos Específicos

Tem-se como objetivos específicos no presente trabalho:

- Validar o modelo de escoamento turbulento sobre a turbina Savonius;
- Verificar o modelo de escoamento de ondas no canal e na câmara do CAO;
- Analisar a potência média quadrática (*RMS*) disponível do dispositivo CAO sem a inserção da turbina Savonius para comparar com o caso do modelo completo acoplado no intuito de averiguar qual a influência da inserção da turbina no estudo;

- Avaliar a influência das razões altura/comprimento da câmara e da rampa auxiliar do fundo do canal de ondas sobre a potência na turbina Savonius (indicador de performance) e potência disponível, com a aplicação do Design Construtal;
- Comparar os resultados obtidos com os modelos completo (com turbina) e simplificado (sem turbina) sobre a potência disponível e geometrias ótimas para os graus de liberdade estudados.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo trata da fundamentação das teorias envolvidas na construção da presente tese. Os principais conceitos e equacionamentos para mecânica das ondas, para a modelagem de equipamentos conversores de energia das ondas em energia elétrica do tipo CAO, para o modelo de turbulência $k-\omega$ SST e o equacionamento, através do Método dos Volumes Finitos (MVF), para resolução das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da fração volumétrica, resolvida pela metodologia VOF são apresentadas. O cálculo da aerodinâmica da turbina do tipo Savonius, através dos coeficientes de arrasto, sustentação e torque, juntamente com o coeficiente de potência também serão apresentados nos itens da sequência do capítulo.

2.1. Mecânica das ondas

As ondas oceânicas são uma grande fonte de energia, pois, segundo Cruz e Sarmento (2004), possuem a capacidade de percorrer milhares de quilômetros ao longo dos oceanos praticamente sem perdas energéticas. De acordo com Dean e Dalrymple (1991), a mecânica das ondas tem como objetivo analisar a fenomenologia que ocorre em um corpo de água conforme a passagem das ondas na sua superfície. Segundo os autores, as ondas possuem três fases: geração, propagação e rebentação. A geração das ondas ocorre devido às rajadas de ventos, devido ao movimento das marés e devido à diferença de pressão. Sua propagação trata do deslocamento da onda ao longo deste mesmo corpo e a rebentação é a quebra da onda na chegada à costa marítima. Os principais parâmetros de uma onda são ilustrados na Fig. 2.1.

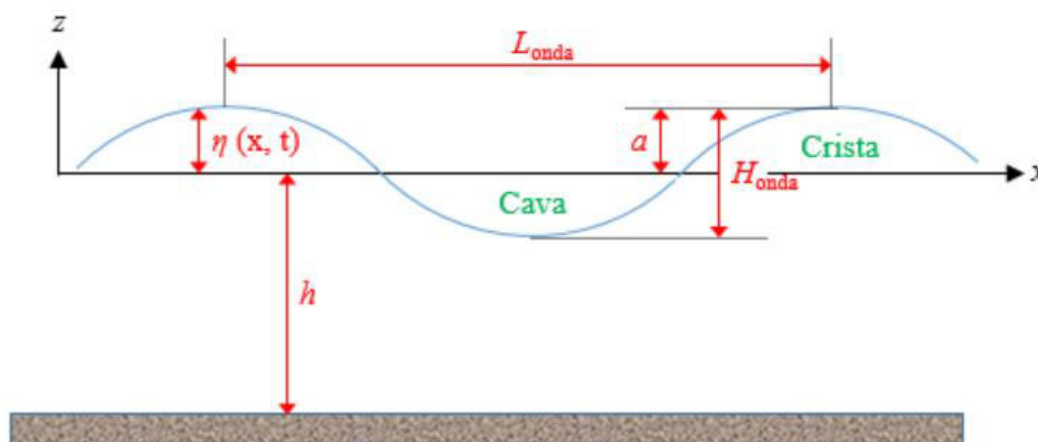


Figura 2.1 - Principais parâmetros de análise de uma onda (Adaptado de Dean e Dalrymple (1991)).

As nomenclaturas dos parâmetros são descritas na Tab. 2.1.

Tabela 2.1 - Nomenclatura dos parâmetros da onda.

Parâmetro	Nomenclatura
H_{onda}	Altura total da onda [m]
h	Profundidade do corpo de água [m]
a	Amplitude da onda [m]
$\eta(x, y, z, t)$	Elevação da superfície livre da água em função da posição e do tempo [m]
L_{onda}	Comprimento da onda [m]

Ainda segundo Dean e Dalrymple (1991), a velocidade de propagação de uma onda, conhecida como celeridade, é um parâmetro calculado pela razão do comprimento da onda com o seu período, sendo dada por:

$$C_{\text{onda}} = \frac{L_{\text{onda}}}{T} \quad (2.1)$$

onde T é o período da onda em [s].

2.1.1. Teoria das ondas lineares

Conforme descrito por Dean e Dalrymple (1991), George Biddell Airy foi o responsável pelo equacionamento da teoria das ondas lineares. Esta teoria faz a suposição de que a altura da onda é pequena em relação ao seu comprimento e à profundidade do corpo de água. Este fato permite a linearização da equação para a condição de contorno da superfície livre da água. Para esta teoria, são consideradas como simplificações:

- a onda é considerada monocromática, periódica no espaço e no tempo e com pequena amplitude;

- o escoamento da onda é considerado irrotacional, ou seja, o fluido é invíscido e incompressível;
- o fundo do corpo d'água é considerado plano, sem imperfeições de forma e desconsidera-se o atrito;
- a pressão atmosférica é considerada constante.

Neste sentido, a equação governante para as ondas lineares tem a seguinte forma:

$$\nabla^2 \varphi = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (2.2)$$

onde x [m] é a coordenada horizontal e z [m] é a coordenada vertical.

Como solução da Eq. (2.2), obtém-se a função potencial para a velocidade φ dada por:

$$\varphi(x, z, t) = -\frac{H \cdot g \cdot \cosh[k \cdot (h + z)]}{2 \cdot \sigma \cdot \cosh(k \cdot h)} \cdot \text{sen}(k \cdot x - \sigma t) \quad (2.3)$$

onde t [s] é o tempo, σ [1/s] é a frequência da onda e k [1/m] é o número de onda.

A frequência da onda tem como representação a periodicidade da onda ao longo do tempo e pode ser mensurada por:

$$\sigma = \frac{2\pi}{T} \quad (2.4)$$

O número de onda representa a periodicidade dimensional desta e pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$k = \frac{2\pi}{L_{\text{onda}}} \quad (2.5)$$

Com estes dois parâmetros periódicos da onda, a elevação da superfície livre, segundo a teoria de Airy é dada por:

$$\eta(x, t) = \frac{H}{2} \cos(kx - \sigma t) \quad (2.6)$$

Com isto, a equação para frequência da onda também pode ser expressa por:

$$\sigma^2 = gk \tanh(kh) \quad (2.7)$$

As componentes horizontal e vertical do campo de velocidades para a onda da teoria de Airy, são expressas, respectivamente por:

$$u = -\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{H \sigma \cosh[k(h+z)]}{2 \sinh(kh)} \cdot \cos(kx - \sigma t) \quad (2.8)$$

$$w = -\frac{\partial \varphi}{\partial z} = \frac{H \sigma \sinh[k(h+z)]}{2 \sinh(kh)} \cdot \sin(kx - \sigma t) \quad (2.9)$$

2.2. Turbinas de Impulso

As turbinas aerodinâmicas, segundo Manwell *et al.* (2009), são máquinas que convertem a potência do escoamento do ar em energia elétrica. Como geradores de energia elétrica, estas turbinas são conectadas às redes elétricas que contêm circuitos de carregamento de baterias, normalmente em sistemas de energia com escala residencial e redes posicionadas em locais isolados ou em ilhas. A área de captação dessas turbinas é relativa à área de alcance dos seus aerofólios, restringindo-se ao diâmetro do seu rotor.

Segundo Dismukes *et al.* (2007) ocorreu nos Estados Unidos, no ano de 1988, o primeiro experimento de uma turbina de eixo horizontal, na tentativa de gerar energia elétrica. Os autores também afirmam que foi durante o século XX o desenvolvimento dessas turbinas. A Figura 2.2 ilustra algumas das disposições de turbinas com eixo horizontal.

			
Pá única	Pá dupla	Pá tripla	À Montante
			
À Jusante	Enfield - Andreau	Moinho com múltiplas pás	Bicicleta com múltiplas pás
			
Asa tipo vela	Múltiplos rotores	Lâminas contra rotativas	Difusora
			
Concentradora	Vórtice não confinado	Savonius de vento cruzado	Lâminas de vento cruzado

Figura 2.2 - Exemplos de turbinas aerodinâmicas com eixo horizontal (Adaptado de Manwell *et al.*, 2009).

Existem, também, as turbinas eólicas com eixo na vertical. Nesta configuração, o eixo de rotação do rotor do equipamento está disposto na direção vertical, utilizando um eixo como suporte. A Figura 2.3 exemplifica algumas disposições das turbinas com eixo vertical.

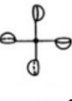
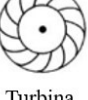
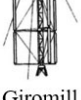
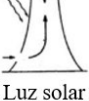
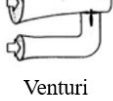
			
Savonius	Savonius de múltiplas pás	Savonius dividida	Escudo - Placas
			
Tipo concha	Darrieus ϕ	Savonius e Darrieus ϕ	Darrieus Δ
			
Turbina	Giromill	Magnus	Aerofólio
			
Defletora	Luz solar	Venturi	Vórtice confinado

Figura 2.3 - Exemplos de turbinas aerodinâmicas com eixo na vertical (adaptado de Manwell *et al.*, 2009).

Dentre as turbinas apresentadas, é dado destaque para a turbina Savonius (Savonius, 1930). Criada no ano de 1928 pelo engenheiro finlandês Sigurd J. Savonius e patenteada no ano de 1930, é composta por duas pás em formato semicircular. A atuação do escoamento do ar ocorre tanto na parte côncava da pá de avanço, como na parte convexa da pá de retorno, onde, devido a um distanciamento na parte central do rotor entre as lâminas, ocorre um escoamento na direção da parte côncava da segunda lâmina, aumentando, assim, a ação do vento para rotação do equipamento. De acordo com Custódio (2009), a turbina Savonius possui torque de partida médio ou alto e, por este motivo, ocasiona uma velocidade baixa do rotor. Neste dispositivo existe a possibilidade de controlar o torque através de regulação da passagem de ar entre os aerofólios. Dentre suas vantagens está a facilidade de construção do equipamento. A Figura 2.4 ilustra uma turbina Savonius em uma instalação residencial, a Fig. 2.5 mostra uma representação esquemática da turbina e a Fig. 2.6 demonstra os esboços utilizados na patente da turbina Savonius.

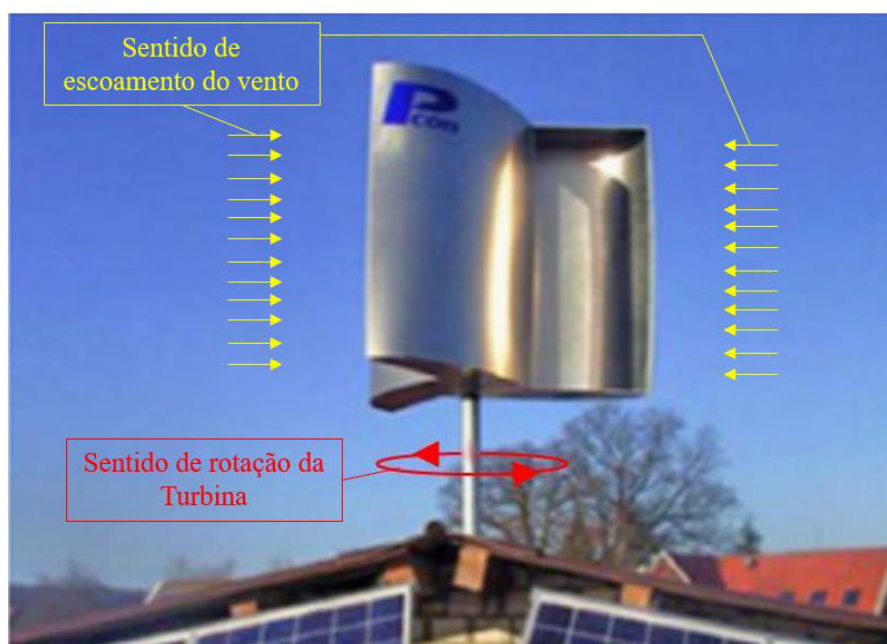


Figura 2.4 - Turbina Savonius em uma instalação residencial. (Adaptado de Tummala *et al.*, 2016).

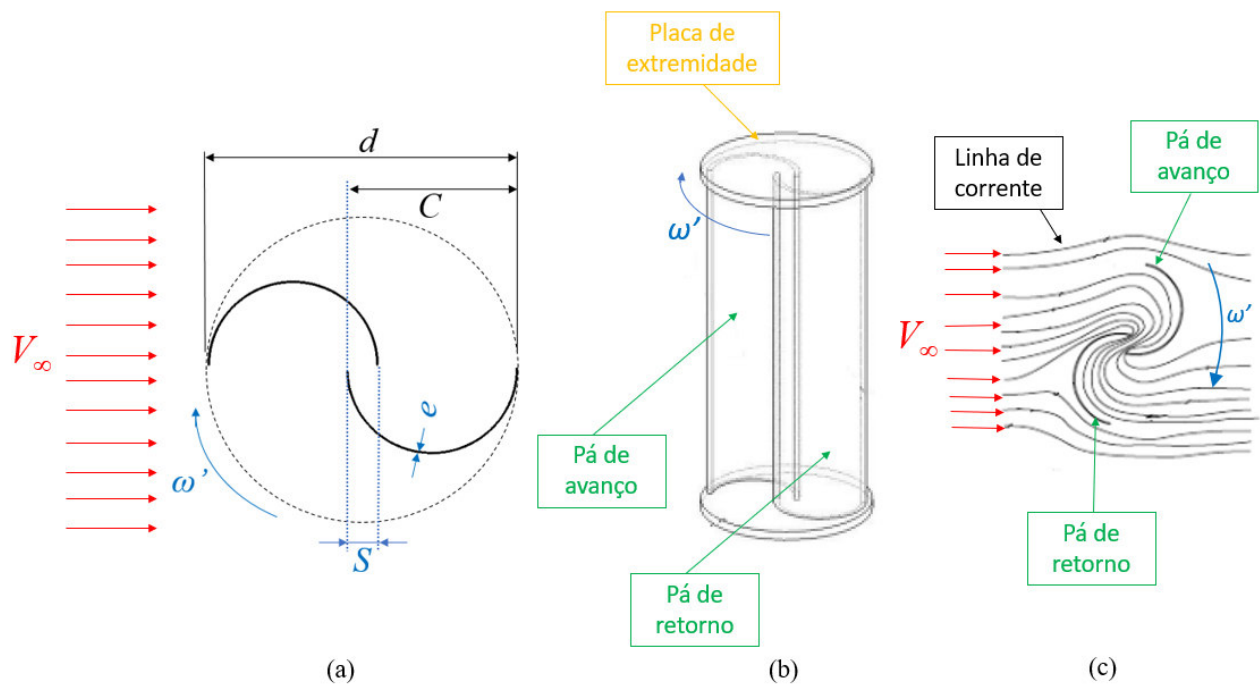


Figura 2.5 - Representação da turbina Savonius: (a) Vista superior, (b) Representação tridimensional e (c) Escoamento sobre um rotor (Adaptado de Akwa, 2010).

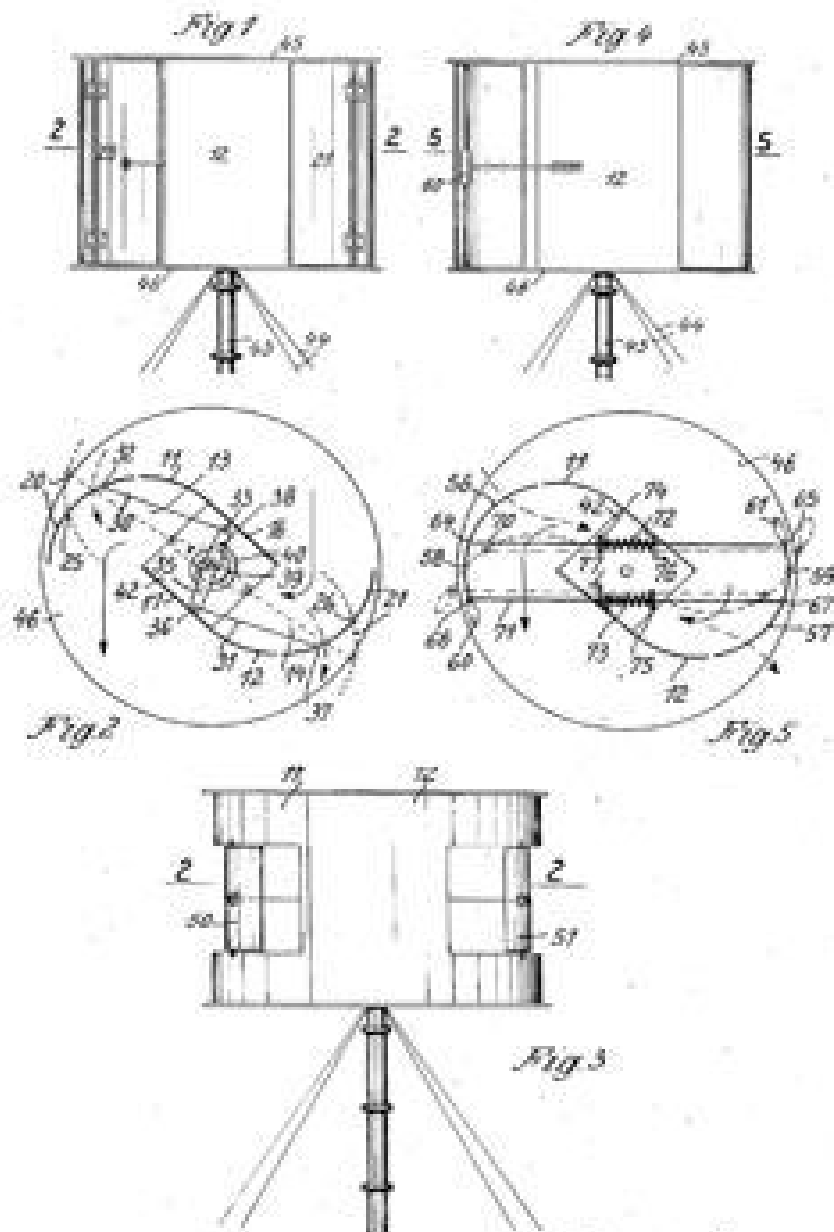
June 24, 1930.

S. J. SAVONIUS

1,766,765

WIND ROTOR

Filed Oct. 11, 1929



Inventor:
Sigurd J. Savonius,
by Emory, Pratt, Jernstedt & Wiley,
Attys

Figura 2.6 - Patente da Turbina Savonius (Fonte: Savonius, 1930).

Na Figura 2.4, as setas em vermelho indicam a única possibilidade do sentido de rotação da turbina Savonius na configuração apresentada. Este sentido de rotação independe do sentido do escoamento do vento (setas amarelas) que incidem nas pás do equipamento.

Na Fig. 2.5, V_{∞} [m/s] é a magnitude da velocidade do ar que incide na turbina, ω' [rad/s] é velocidade angular do rotor da turbina, C [m] é a corda das pás, d [m] é o diâmetro do rotor, e [m] é a espessura das pás e S [m] é a sobreposição entre as pás.

De acordo com Akwa (2010), para cada ângulo de posicionamento da turbina Savonius em relação à direção do escoamento de ar que atinge a mesma, resultam diferentes coeficientes de arrasto devido aos diferentes contornos estruturais dos aerofólios expostos ao escoamento. O mesmo ocorre para o coeficiente de sustentação (devido à alteração do ângulo de ataque em cada posicionamento) e, por consequência, para o coeficiente de torque.

2.2.1. Potência de uma Turbina Livre

De acordo com Ragheb e Ragheb (2011) e Cresesb (2008), para calcular a potência de uma turbina livre (em um domínio sem restrições físicas) considera-se o escoamento do ar, que passa com velocidade V_{∞} [m/s] através de um duto com área transversal A [m²], conforme Fig. 2.7:

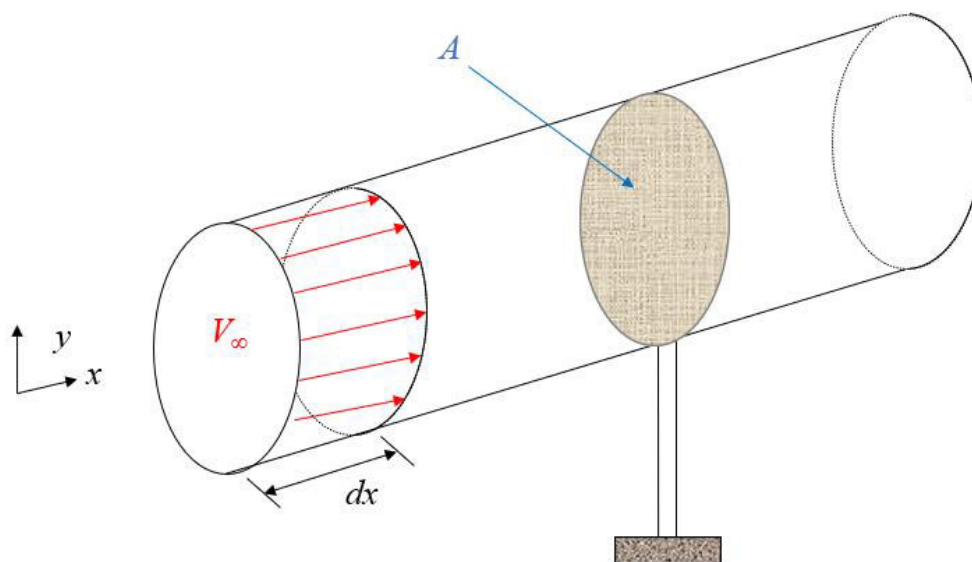


Figura 2.7 - Escoamento de ar através de um duto hipotético com área transversal "A" (Adaptado de Cresesb 2008)).

A potência pneumática disponível, $P_{pneumática}$ [W], oriunda do escoamento do ar nesta

consideração é dada por:

$$P_{pneumática} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A \cdot V_{\infty}^3 \quad (2.10)$$

onde, ρ_{ar} [kg/m³] é a massa específica do ar.

Com a presença de uma turbina, a velocidade do escoamento é reduzida, fazendo com que ocorra a conversão da energia cinética do ar em energia mecânica de rotação das pás da turbina. Cresesb (2008) afirma que, por esta diminuição de velocidade, não há o total aproveitamento da potência disponível e, devido a este fato, o índice denominado coeficiente de potência, C_p (fração de potência eólica extraída pelos aerofólios da turbina) é considerado nesta análise.

Visando a determinação do coeficiente de potência, o alemão Albert Betz, citado em Kumar e Saini (2016), Twidell e Weir, (2015), Ragheb e Ragheb (2011), Khaligh e Onar, (2010) e Cresesb (2008), considerou as pás de uma turbina, também em um duto hipotético (região que não sofre influência de outras forças a não ser a força exercida pelo vento), sob ação de um escoamento homogêneo de ar, com perfil de velocidade incidente às pás da turbina, V_{inc} . Ao passar pela região com as pás, a velocidade passa a ter o perfil $V_{pás}$, ao mesmo passo, que ao sair do duto, seu perfil é $V_{saída}$. A Figura 2.8 detalha as considerações de Albert Betz.

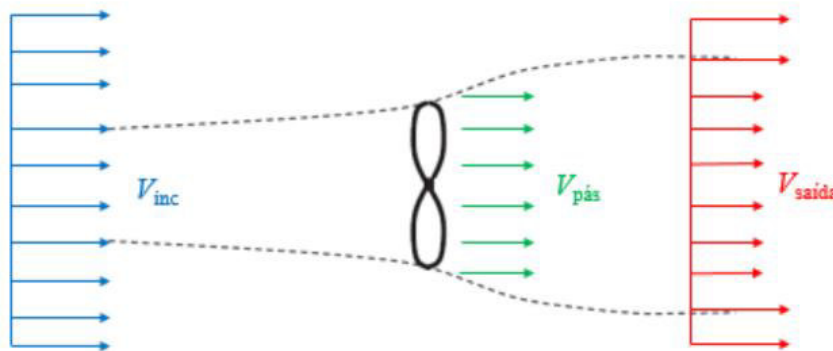


Figura 2.8 - Duto hipotético contendo as pás de uma turbina. (Adaptado de Ragheb e Ragheb, 2011).

Observando a conservação da massa do escoamento, a relação entre os três perfis de velocidade é dada por:

$$\rho_{ar} \cdot V_{inc} \cdot A_{entrada} = \rho_{ar} \cdot V_{pás} \cdot A_{pás} = \rho_{ar} \cdot V_{saída} \cdot A_{saída} \quad (2.11)$$

onde $A_{entrada}$ [m²] é a área da seção transversal da entrada do duto hipotético na região do perfil de velocidades, $A_{pás}$ [m²] é a área da seção transversal do duto hipotético na região das pás e $A_{saída}$ [m²] é a área da seção transversal da saída do duto hipotético.

Considerando a massa específica do ar constante, a energia cinética convertida pelas pás da turbina em um domínio sem restrições físicas e a potência que a mesma turbina extrai do escoamento de ar são dadas, respectivamente por:

$$E_{cinética} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (V_{inc}^2 - V_{saída}^2) \quad (2.12)$$

$$P_{turbina} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (V_{inc}^2 - V_{saída}^2) \quad (2.13)$$

onde, m [kg] é a massa do ar que escoar no duto e $\dot{m}$ [kg/s] é a vazão mássica.

Cresesb (2008) faz duas considerações importantes entre a relação das velocidades V_{inc} e $V_{saída}$. Se não houver alteração da velocidade entre a entrada e a saída do duto, não ocorre extração de potência pela turbina. Todavia, se a velocidade de saída do ar for nula (sendo a velocidade de entrada diferente de zero) a vazão mássica do ar é nula, o que corresponde, da mesma forma, em nenhuma extração de potência do escoamento pela turbina. Neste sentido, o autor afirma que a máxima potência se encontra no intervalo da diferença entre V_{inc} e $V_{saída}$. Para determiná-la, a velocidade logo após a passagem do ar pelas pás, $V_{pás}$ deve ser um valor conhecido. A relação entre as velocidades V_{inc} , $V_{pás}$ e $V_{saída}$ é dada por:

$$V_{pás} = \frac{V_{inc} + V_{saída}}{2} \quad (2.14)$$

A vazão mássica do ar ao passar pelas pás da turbina é expressa da seguinte forma:

$$\dot{m} = \rho_{ar} \cdot A_{pás} \cdot V_{pás} \quad (2.15)$$

Substituindo a Eq. (2.13), a Eq. (2.14) e a Eq. (2.15) na Eq. (2.12), resulta na potência da turbina [W] dada por:

$$P_{turbina} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A_{pás} \cdot V_{inc}^3 \left\{ \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \frac{V_{saída}}{V_{inc}} \right] \cdot \left[1 - \left(\frac{V_{saída}}{V_{inc}} \right)^2 \right] \right\} \quad (2.16)$$

Da Eq. (2.16), o coeficiente de potência é dado por:

$$C_p = \left\{ \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \frac{V_{saída}}{V_{inc}} \right] \cdot \left[1 - \left(\frac{V_{saída}}{V_{inc}} \right)^2 \right] \right\} = \frac{P_{turbina}}{P_{pneumática}} \quad (2.17)$$

É importante ressaltar que a utilização da Eq. (2.17) é válida apenas para o cálculo do coeficiente de potência de turbinas submetidas a uma condição de escoamento aberto, ou seja, sem que a turbina esteja enclausurada em algum tipo de estrutura. Para o dispositivo CAO, a potência pneumática do equipamento sofre influência do direcionamento que o escoamento do ar é submetido pelas paredes da câmara hidropneumática do conversor, ou seja, a perda de carga no dispositivo deve ser levada em consideração na obtenção de C_p . A Figura 2.9 ilustra a turbina Savonius carenada em um dispositivo CAO.

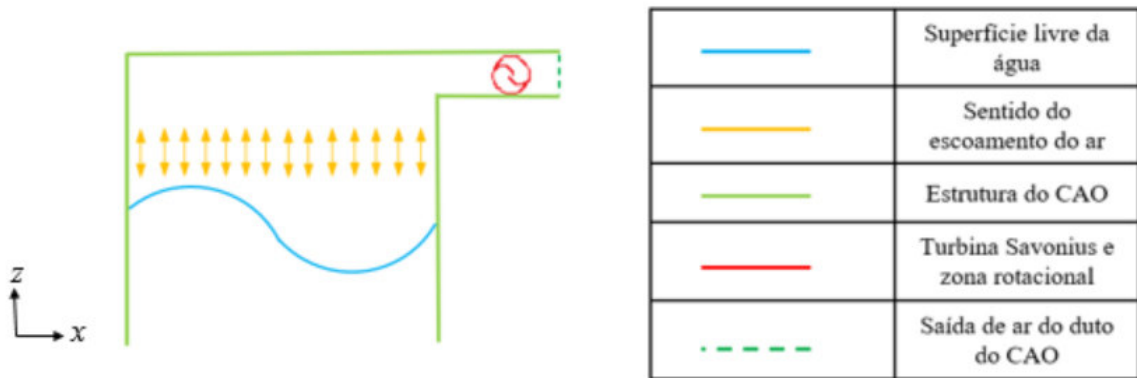


Figura 2.9 - Turbina Savonius enclausurada em um dispositivo CAO.

Neste sentido, com a turbina inserida na estrutura do dispositivo CAO, o coeficiente de potência, segundo Khaligh e Onar, (2010) e dos Santos *et al.* (2022) é calculado por:

$$C_p = \frac{P_{turbina}}{P_{pneumática}} = \frac{P_{turbina}}{\left(\Delta p + \frac{\rho V_{inc}^2}{2}\right) q} \quad (2.18)$$

onde q [m³/s] é a vazão volumétrica do ar e Δp [Pa] é a diferença de pressão entre a câmara hidropneumática do dispositivo CAO e o duto de saída do mesmo.

As magnitudes médias no tempo para os coeficientes de arrasto (C_a), sustentação (C_s), torque (C_t) e potência (C_p) são obtidas por:

$$\overline{C_{a,s,t,p}} = \frac{1}{t} \int_0^t C_{a,s,t,p} dt \quad (2.19)$$

De acordo com Ragheb e Ragheb (2011), a razão da velocidade de entrada com a velocidade da saída do ar no domínio ($V_{saída} / V_{inc}$) é nomeada como um fator de interferência, b' . Neste sentido, os autores demonstram a performance do coeficiente de potência máximo possível de uma turbina segundo Albert Betz, que é visto na Fig. 2.10.

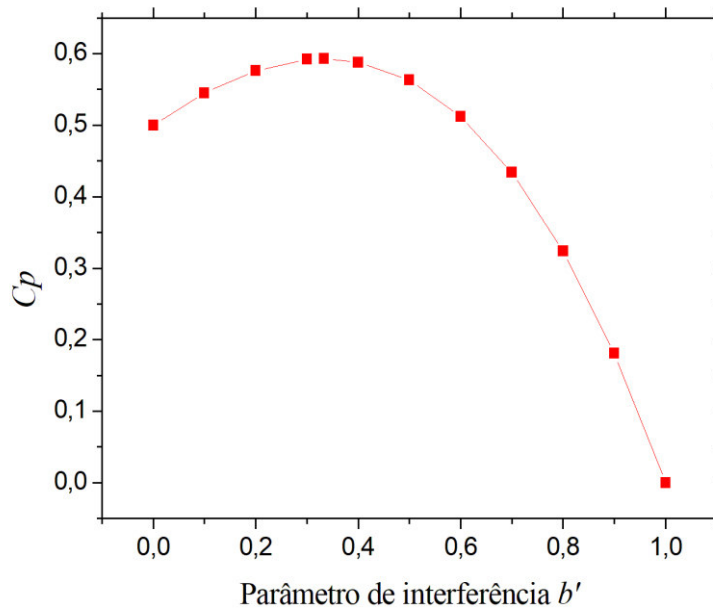


Figura 2.10 - Parâmetro de interferência b' em função do coeficiente de potência C_p (Adaptado de Ragheb e Ragheb, 2011).

Na Fig. 2.10, pode ser observado que para $b' = 1$, $V_{inc} = V_{saída}$ e não ocorre variação na magnitude do escoamento do ar, fazendo com que o coeficiente de potência seja nulo. Por sua vez, quando $b' = 0$, $V_{inc} = 0$, sinalizando que a turbina obstrui, totalmente, o escoamento do ar e resulte em um $C_p = 0,5$. O gráfico também denota que o máximo coeficiente de potência ocorre para um parâmetro de interferência $b' = 1/3$.

Esta condição de máximo coeficiente de potência, o número de Betz, é calculada pela derivação, aplicando a regra da cadeia e igualando a zero a equação de C_p , que pode ser vista com maior detalhamento em Ragheb e Ragheb, (2011). Com isso, o coeficiente ideal de Betz, $C_{p_{Betz}}$ pode ser calculado por:

$$C_{p_{Betz}} = \frac{1}{2} \cdot (1 - b'^2) \cdot (1 + b') \quad (2.20)$$

Substituindo o valor máximo para b' na Eq. (2.20), resulta o valor $C_{p_{Betz}} = 16 / 27 = 0,59259$ que indica que a eficiência máxima de uma turbina em operação é de 59,26 %.

2.3. Abordagem da Turbulência

Conforme Veersteg e Malalasekera (2007), todos os escoamentos encontrados na natureza, desde os mais simples como os jatos bidimensionais e escoamento no interior de tubos, como os mais complexos, como escoamentos tridimensionais, tornam-se instáveis a partir de um determinado número de Reynolds. Não há um consenso único e comum sobre sua definição. Segundo Möller e Silvestrini (2004), a descrição para turbulência se dá por suas características: difusividade, altos números de Reynolds ou de Grashof, irregularidade, dissipação, tridimensionalidade da vorticidade, meio contínuo. Ainda segundo os autores, a turbulência é uma característica dos escoamentos e não uma característica dos fluidos.

Bejan (2004) destaca que as equações de conservação que modelam um escoamento laminar são as mesmas que regem os escoamentos turbulentos, contudo, a multiplicidade de escalas do escoamento turbulento exige que sejam empregados esquemas de discretização muito refinados. Dessa forma, para resolver o escoamento empregando as equações diferenciais na forma original é necessário usar abordagens do tipo DNS (*Direct Numerical Simulation*), ou aplicar processos de média temporal (RANS – *Reynolds-Averaged Navier Stokes*) ou filtragem espacial (LES – *Large Edge Simulation*). A intensidade do escoamento, segundo o autor, é uma relação entre as forças de

movimento (inércia, gradiente de pressão, forças de campo e as forças viscosas do escoamento).

De acordo com Ferziger (1993), a solução analítica das equações de conservação que regem um escoamento se tornam inviáveis, necessitando de hipóteses simplificativas, o que afastam da natureza real dos escoamentos. Para que seja possível a resolução de problemas envolvendo a turbulência, são empregadas técnicas experimentais e numéricas para obtenção do fechamento matemático das equações.

Neste sentido, com a análise aerodinâmica da turbina Savonius inserida no interior do duto de ar do dispositivo CAO, torna-se inevitável a utilização de um modelo de turbulência adequado para prever com maior fidelidade os fenômenos que ocorrem durante o escoamento do ar no interior do dispositivo. Este fato se dá devido à diminuição das dimensões entre a câmara hidropneumática e o duto de ar do equipamento. Com esta diminuição, a velocidade do escoamento aumenta sua magnitude, propiciando maiores descolamentos da camada limite nas paredes do duto. Outro fator considerado para a utilização de um modelo de turbulência é a proximidade do domínio rotacional (que simula a turbina) em relação às paredes do duto de ar.

Custódio (2009) explica que o perfil aerodinâmico da pá de uma turbina deve ter sua inclinação na direção do escoamento do ar incidente de forma a direcionar a força de sustentação no sentido de rotação do eixo da turbina, para desta forma evitar o máximo possível as ações do regime turbulento do escoamento de ar na energia mecânica de rotação do dispositivo. A Figura 2.11 ilustra o escoamento de ar sobre um aerofólio.

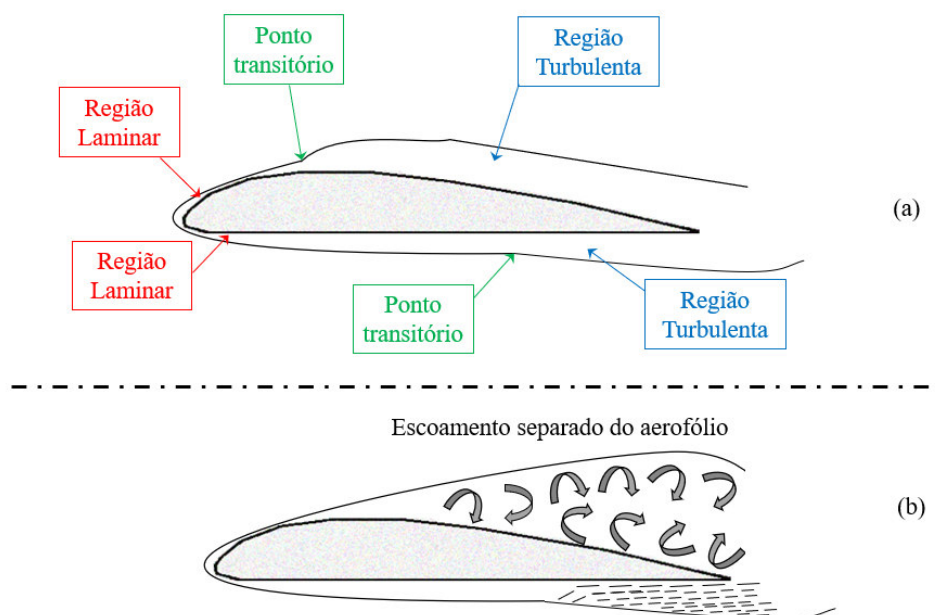


Figura 2.11 - Ação do escoamento em uma pá: (a) escoamento laminar e (b) escoamento turbulento (Adaptado de Custódio, 2009).

Na Figura 2.11a observa-se que o escoamento é laminar e mais aderente à superfície da pá. Custódio (2009) relata que nesta região a força de sustentação é mais elevada, o que resulta em uma maior transferência da potência do escoamento.

Em contrapartida, na Figura 2.11b, o escoamento de ar é separado da superfície da pá, totalmente no regime turbulento, causando um maior descolamento da camada limite. Este fato, ainda segundo Custódio (2009), resulta em uma força de sustentação igual a zero, anulando, desta forma, a transferência de potência do escoamento do ar para a turbina, que por sua vez, diminui a eficiência aerodinâmica do equipamento.

Em comparação a ensaios experimentais, as análises numéricas de escoamentos turbulentos são menos custosas além de possibilitar a observação do fenômeno em regiões geométricas de difícil acesso em um modelo real/experimental. Todavia, este tipo de simulação requer uma maior atenção nas imposições das condições de contorno e iniciais do estudo que podem levar a diferenças determinantes nos resultados finais (dos Santos, 2011). Ainda segundo o autor, a discretização espacial do domínio computacional é um outro fator importante a ser observado na aplicação da modelagem da turbulência, sendo as regiões de maior intensidade dos gradientes de velocidades as mais críticas. Regiões próximas às paredes do domínio e escoamentos sob efeito de estratificação são dois exemplos para estas análises importantes. Em contrapartida, uma discretização mais refinada do domínio computacional eleva de forma considerável o tempo de processamento, devendo ser

empregadas funções de parede para atenuar essa questão.

De acordo com Rezende (2009), a modelagem da turbulência, a partir de uma escala de menor para maior esforço computacional, pode ser dividida nas seguintes abordagens:

- URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes): é a modelagem clássica da turbulência para os escoamentos através de equações médias de Reynolds. Estas equações são obtidas a partir da aplicação de um operador de média temporal nas equações de conservação de massa e Navier-Stokes. Estes conceitos foram introduzidos em Reynolds (1895). Seu elemento crítico, segundo Wilcox (2006), é a representação das tensões de Reynolds ou tensões turbulentas que descrevem os efeitos das flutuações dos campos de velocidade e de pressão, pois a modelagem é aplicada em todo o escoamento, sendo difícil de modelar devido à estratificação de escalas.

- LES (Large Eddy Simulation): essa abordagem, segundo Sagaut (2006) consiste na aplicação de um filtro espacial nas equações governantes (massa, quantidade de movimento e energia) sendo resolvido diretamente as grandes escalas e modeladas as pequenas escalas. Esse modelo, em uma forma geral, apresenta boa representação dos escoamentos, pois as pequenas escalas possuem um comportamento mais isotrópico, o que facilita o uso de modelos de turbulência (até os mais simples como comprimento de mistura e Smagorinsky). Fisicamente, a ideia do modelo LES é semelhante à aplicação de um filtro passa baixa, onde as grandes escalas são resolvidas diretamente (como no DNS) e as pequenas escalas são modeladas. De acordo com Ranjan e Dewan (2015) a abordagem LES requer um grande custo computacional, devido à necessidade de malhas com grandes refinamentos, o que dificulta a obtenção de resultados.

- DNS (Direct Numerical Simulation): são as simulações numéricas diretas. Neste caso, as equações de Navier-Stokes, no regime transiente e tridimensionais, são solucionadas de forma direta, sem o uso de modelos de turbulência, para malhas computacionais muito refinadas e com passo de tempo pequenos, com intuito de possibilitar a determinação de toda escala de turbulência do escoamento, Lluesma-Rodríguez *et al.* (2021).

Levando-se em consideração a questão de minimizar o esforço computacional, a presente tese utiliza a metodologia clássica *URANS* para estimar a turbulência, conforme será exposto na sequência do trabalho.

2.3.1. Modelagem Clássica da Turbulência (*URANS*)

De acordo com dos Santos (2011), Versteeg e Malalasekera (2007) e Wilcox (2006), a modelagem clássica da turbulência faz uma média temporal sobre as equações de conservação que descrevem o dado escoamento em análise. Nesta média, são decompostas as variáveis de velocidade e pressão em uma parcela média e outra parcela flutuante no tempo. Com isso, surgem novas incógnitas para o problema devido à parcela advectiva da equação de conservação da quantidade de movimento não ser de natureza linear. Estas novas incógnitas são chamadas de tensões de Reynolds que tem contribuição na determinação dos campos médios de turbulência. Além disto, com mais incógnitas no sistema de equações, ocorre o problema de fechamento na modelagem matemática, onde então, os modelos são aplicados para igualarem a quantidade de incógnitas e equações para o sistema se tornar possível de ser solucionado. Estes modelos, de acordo com dos Santos (2011) permitem obter equações de transporte adicionais para o cálculo da viscosidade ou difusividade turbulenta, ou para o fechamento alternativo das equações médias de Reynolds.

Segundo Wilcox (2006), os modelos de turbulência para o transporte das tensões de Reynolds impõem um grande esforço computacional de simulação, além de uma maior dificuldade na convergência numérica das soluções, devido ao fato de adicionar seis equações de transporte ao sistema. Todavia, a modelagem clássica requer menor refinamento da malha computacional, fator que atenua o maior esforço computacional se for comparado às outras abordagens numéricas citadas (LES e DNS).

Conforme pode ser visto em dos Santos (2011) e Santos (2018), são citados como exemplos de modelos clássicos de turbulência: comprimento de mistura de Prandtl (modelo algébrico ou a zero equações), Spalart e Allmaras (modelo a uma equação), modelo κ - ϵ e κ - ω (modelos a duas equações) e o modelo κ - ω *SST* (modelo que faz a mescla das constantes dos modelos κ - ϵ e κ - ω).

O modelo κ - ω *SST* foi selecionado para utilização na presente tese por envolver dois modelos com características importantes para o estudo: o modelo κ - ϵ indicado para modelagem de correntes livres (formação das ondas no canal) especialmente em condições mais isotrópicas e o modelo κ - ω que é indicado para análise nas proximidades das paredes (região da turbina dentro do duto de saída de ar do CAO).

2.4. Teoria Construtal

A Teoria Construtal, conforme pode ser visto em Bejan (2000), Bejan e Lorente (2008), Bejan

e Zane (2012) e Bejan (2018) é a visualização de que a geração das configurações geométricas em sistemas com dimensões finitas é baseada em um princípio físico denominado Lei Construtal.

A Lei Construtal, segundo Bejan (2000) é um princípio físico que diz que para um sistema de fluxo e/ou escoamento de dimensões finitas persistir no tempo, ou seja, sobreviver, sua configuração geométrica deve evoluir ao longo do tempo de forma a facilitar o acesso das correntes que fluem e/ou escoam através deste sistema.

Esta teoria mostra que a evolução da forma geométrica dos sistemas (naturais, tecnológicos ou de engenharia) não é aleatória e sim determinística.

Como tema principal, a teoria Construtal visa o conceito da facilitação do acesso das correntes (sejam elas fluxo de calor, escoamento de fluidos, tráfego de pedestres e veículos, fluxo monetário, dentre outras), ou seja, este princípio se aplica tanto aos sistemas naturais quanto aos sistemas desenvolvidos pelo homem através de tecnologias de uma forma geral.

Algumas observações feitas em Bejan (2018), como por exemplo, que evoluir não é, necessariamente, aumentar a complexidade geométrica, mostram que a Teoria Construtal é um vasto campo de pesquisas, pois analisar diferentes sistemas (animados ou inanimados) nos sugerem que as formas geométricas que compõem os sistemas podem variar em formatos inesperados para atingir uma determinada evolução que satisfaça a melhor performance de existência. Segundo o autor, a complexidade é destinada para sistemas de fluxos/escoamentos com elevada magnitude. Para sistemas com fluxo/escoamento de baixa magnitude, o formato geométrico mais simples se permite adequar melhor à variação da forma.

Um dos aspectos positivos da Lei Construtal é que a mesma tem sido empregada de forma bem sucedida na predição de diversos padrões da natureza, como por exemplo: nas dimensões e formatos de rios, nas formas do corpo humano (diâmetro do sistema circulatório humano) e na evolução dos animais. A Figura 2.12 mostra uma comparação do formato de uma ramificação de um rio com a forma do pulmão humano, ilustrando a Lei Construtal como um princípio universal e unificador para a predição do design em qualquer sistema de fluxo/escoamento de dimensões finitas.

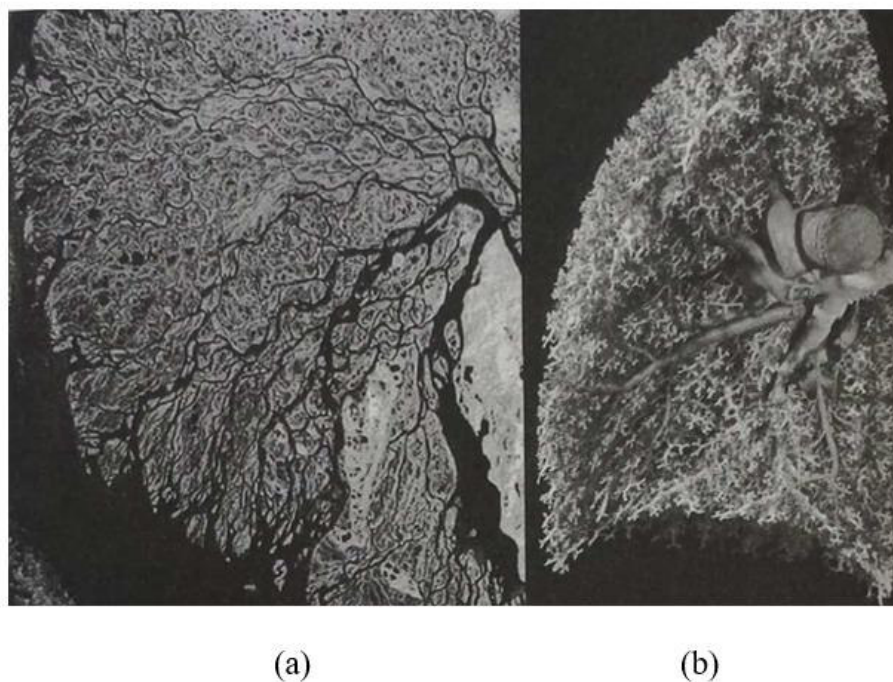


Figura 2.12 - Comparação entre o formato da ramificação do rio Lena - Sibéria (a) com o pulmão humano (b). Fonte: Bejan e Zane (2012).

O Design Construtal, de acordo com Bejan (2020) é o método da avaliação geométrica. Este método aplica a Lei Construtal e é baseado no princípio de objetivos e restrições (sejam eles locais ou globais). Neste sentido, os objetivos são os indicadores de performance do sistema. Estes indicadores são a resposta do sistema que vai ser considerado como parâmetro de comparação. Ao variar a geometria, são determinados os valores do indicador de performance para as diferentes configurações geométricas analisadas e, assim, estes diferentes valores para o indicador de performance definem qual geometria conduz ao melhor desempenho do sistema. As restrições podem ser geométricas, físicas ou construtivas de um determinado sistema.

O sistema busca melhorar sua performance e muitas vezes pode possuir mais de um objetivo. Como exemplo, na linha de pesquisa do presente trabalho, são variadas as dimensões do comprimento e da altura da câmara hidropneumática do dispositivo CAO, mantendo a área da câmara com um valor fixo (restrição) e assim analisar a resposta do sistema através da potência hidropneumática (indicador de performance) de cada uma das variações geométricas aplicadas na análise.

A aplicação do Design Construtal pode ser dividida nos seguintes passos, seguindo o fluxograma visto em Gonzales (2020):

- Passo 1: definir, precisamente, o sistema de fluxo/escoamento a ser estudado (domínio,

propriedades termo físicas e condições de contorno);

- Passo 2: identificar o fluxo/escoamento que está fluindo/escoando e sua magnitude (escoamento da onda no canal de ondas e o escoamento de ar ao longo do dispositivo CAO);

- Passo 3: identificar que tipo de acesso pode ser facilitado para o problema físico estudado Definir indicadores de performance (potência hidropneumática do dispositivo CAO, potência da turbina Savonius e o coeficiente de potência da turbina Savonius);

- Passo 4: solução do problema físico para calcular o indicador de performance (modelagem computacional através do Método dos Volumes Finitos);

- Passo 5: identificar as restrições do problema (área da câmara hidropneumática do dispositivo CAO e da rampa abaixo do dispositivo);

- Passo 6: identificar os graus de liberdade para variação da geometria do sistema e parâmetros do fluxo/escoamento a serem avaliados (razão da altura pelo comprimento da câmara hidropneumática do dispositivo CAO e da rampa abaixo do dispositivo);

- Passo 7: calcular o indicador de performance máximo ou mínimo e as geometrias que conduzem a melhor performance do sistema de fluxo/escoamento;

- Passo 8: escolher um método de otimização para obter a melhor performance e avaliar o efeito da geometria sobre a performance do sistema (método de busca exaustiva).

3. METODOLOGIA

A presente tese aborda a modelagem computacional de um escoamento multifásico e bidimensional. O modelo apresenta um dispositivo conversor de energia das ondas em energia elétrica, *onshore* (na proximidade da costa) do tipo CAO, em escala real. Este dispositivo está localizado ao final de um canal de ondas numérico que simula um corpo de água oceânico com movimentação de ondas.

Juntamente a este problema é acoplado, simultaneamente à mesma simulação, um escoamento incompressível de ar, oriundo do movimento de pistão da coluna de água no interior da câmara hidropneumática do conversor CAO, gerado pelas ondas que incidem no mesmo. No interior do duto de saída do dispositivo está inserida uma turbina do tipo Savonius, modelada com malha móvel, em rotação constante.

Este capítulo aborda a metodologia utilizada na modelagem computacional do presente trabalho, mostrando o equacionamento e os métodos numéricos responsáveis pela resolução do problema proposto.

3.1. Modelagem matemática e numérica

A modelagem numérica com auxílio de computadores na área de dispositivos que convertem energia das ondas em energia elétrica é uma ferramenta de suma importância para a área de projetos e pesquisas, tendo em vista sua versatilidade em encontrar recomendações técnico/científicas capazes de ajudar - até mesmo solucionar - problemas. Além disto, segundo Maliska (2004), trata-se de uma forma econômica de desenvolvimento e demanda menor de tempo, tendo em vista a grande possibilidade de analisar inúmeras variações geométricas de um equipamento sem a necessidade da construção dos modelos físicos para cada uma dessas variações.

Ainda segundo Maliska (2004), existem três formas para analisar o desenvolvimento de um projeto, sendo eles: o método analítico (solução exata das equações diferenciais do problema), os métodos numéricos (integrações espaciais e temporais, tratamento das não linearidades e acoplamentos, natureza e escolha do tamanho da malha, funções de interpolação, métodos de solução dos sistemas lineares, escolha do tamanho do intervalo de tempo e critérios de convergência dos diversos ciclos iterativos), além dos métodos experimentais (concepção do experimento, qualidade dos equipamentos de medição, processamento dos dados e leis de similaridade). Na mesma obra é ainda descrito que os métodos analíticos são importantes para verificações numéricas, todavia, não são capazes de resolver problemas mais complexos tendo em vista que sua aplicação requer hipóteses

simplificativas que acabam por desviar a solução do fenômeno físico analisado. No que tange aos métodos experimentais, ocorre a vantagem de se observar uma configuração real, sendo importante ressaltar que, ocorrem situações em que é difícil isolar o fenômeno a ser observado. É importante frisar, também, que, quando comparado aos modelos numéricos, seu custo é muito alto, além de poderem configurar riscos à segurança do projetista, ou até pela dificuldade em se reproduzir as condições reais de ambiente e de funcionamento do equipamento em si.

Por sua vez, os métodos numéricos não apresentam riscos e, praticamente, não ocorrem restrições na modelagem, sendo capazes de solucionar problemas de alta complexidade e apresentar resultados com maior rapidez. É importante frisar que as simulações numéricas devem ter seus resultados preliminares validados (a partir de estudos experimentais) e/ou solução analítica, para que possam ter resultados finais confiáveis (Maliska, 2004).

A Dinâmica dos Fluidos Computacional é a metodologia adotada na presente tese, mais precisamente, através do Método dos Volumes Finitos (MVF) - para solucionar as equações de conservação (da massa e da quantidade de movimento). O MVF pode ser visto de forma detalhada em Versteeg e Malalasekera (2007). Softwares comerciais, gratuitos e livres aplicam este método devido à sua robustez e às suas características conservativas. Maliska (2004) afirma que para escoamentos de fluidos é muito importante satisfazer os princípios de conservação em um nível discreto, tendo em vista que se busca uma solução para a equação diferencial que rege o fenômeno a ser analisado, sendo essa a principal característica do MVF. Para obter as equações aproximadas que satisfaçam a conservação das propriedades que se quer, o autor descreve duas maneiras: a realização do balanço das propriedades em volumes elementares ou integrar, sobre o volume elementar (no tempo e no espaço) as equações escritas na forma conservativa.

3.1.1. Método *Volume of Fluid* (VOF)

Para a abordagem do escoamento bifásico, uma equação de transporte para a fração volumétrica (f), através da metodologia VOF (*Volume of Fluid*) é solucionada. O método VOF, conforme observa-se em Hirt e Nichols (1981) tem sua aplicação indicada para problemas com escoamento de mais de uma fase (multifásicos) e imiscíveis. Este método pode ser visto em aplicação na linha de pesquisa dos conversores de energia das ondas oceânicas em energia elétrica em um grande número de trabalhos. Como exemplos, os estudos de Santos (2018), Gomes *et al.* (2018), Liu *et al.* (2011) e Gomes (2010). Na metodologia VOF, o somatório das fases presentes no problema (ar e água) deve sempre ser igual a um. Neste sentido, as células computacionais com a fração de água

$f_{\text{água}}$ dentro do intervalo entre zero e um estão na região de interface água – ar, onde a fração de ar será estimada por $f_{\text{ar}} = 1 - f_{\text{água}}$. Portanto, as células computacionais são consideradas completamente pela fase ar quando $f_{\text{água}} = 0$ e por consequência $f_{\text{ar}} = 1$. Ao se aplicar o método VOF, são solucionadas as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, onde, a fração para os volumes finitos de cada fluido é considerada para a equação de transporte da fração volumétrica. Conforme visto em Hirt e Nicholz (1981), Liu *et al.* (2011), Gomes *et al.* (2018) e Lima *et al.* (2017) as equações para a conservação da massa, fração volumétrica e conservação da quantidade de movimento são dadas, respectivamente, por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial (f)}{\partial t} + \nabla \cdot (f \vec{v}) = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p_e + \nabla(\mu \vec{\tau}) + \rho g \quad (3.3)$$

onde t [s] é o tempo, g [m/s²] é a aceleração da gravidade, ρ [kg/m³] é a massa específica, μ [kg/ms] é a viscosidade dinâmica, $\vec{v}$ [m/s] é o vetor de velocidade do escoamento, p [Pa] é a pressão estática.

Para determinar a mistura entre as duas fases distintas, nas células em que ocorre a interface entre água e ar, os valores médios para a massa específica e para viscosidade dinâmica, segundo Lima *et al.* (2017) são calculadas, respectivamente, por:

$$\rho = f_{\text{água}} \cdot \rho_{\text{água}} + f_{\text{ar}} \cdot \rho_{\text{ar}} \quad (3.4)$$

$$\mu = f_{\text{água}} \cdot \mu_{\text{água}} + f_{\text{ar}} \cdot \mu_{\text{ar}} \quad (3.5)$$

3.1.2. Equacionamento do Modelo Clássico $k-\omega$ SST

Conforme pode ser visto com maior detalhamento em Menter *et al.* (2003) para o modelo de turbulência $k-\omega$ SST um termo de viscosidade turbulenta que faz a correlação entre as tensões de Reynolds com a taxa média do campo de deformação é considerado. Esta viscosidade turbulenta,

dada em [kg/ms] é calculada por:

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho} \cdot \alpha_1 \cdot k_T}{\max(\alpha_1 \omega_T, S_T F_2)} \quad (3.6)$$

onde k_T é a energia cinética turbulenta [m²/s²], $\alpha_1 = 5/9$, ω_T é taxa de dissipação específica, S_T é o módulo do tensor deformação e F_2 é uma função de combinação.

Por sua vez, a energia cinética turbulenta é expressa por:

$$\frac{\partial(\rho k_T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_i k_T) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + \tilde{P}_k - \beta_T \rho k \omega_T \quad (3.7)$$

onde u_i [m/s] é a componente horizontal da velocidade, $\tilde{P}_k$ é o termo de produção da energia cinética da turbulência que é utilizado para evitar o acúmulo de turbulência em regiões de estagnação, $\beta_T = 0,09$ e $\sigma_k = 0,85$ são constantes do modelo.

A taxa de dissipação específica é calculada por:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega_T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \omega_T) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega T}} \right) \nabla \omega_T \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}} \nabla k_T \nabla \omega_T + \alpha_1 \frac{\omega_T}{k_T} \tilde{P}_k \\ - \beta_T \rho \omega_T^2 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Sendo $\sigma_{\omega T} = 2$, $\sigma_{\omega 2} = 0,856$ e F_1 uma função de combinação, assim como F_2 .

Estas funções de combinação são dadas, respectivamente, por:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k_T}}{\beta_T \omega_T y'}, \frac{500 v_T}{y^2 \omega_T} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k_T}{C D_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3.9)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2 \sqrt{k_T}}{\beta_T \omega_T y'}, \frac{500 v_T}{y^2 \omega_T} \right) \right]^2 \right] \quad (3.10)$$

onde y' [m] é a distância em relação à parede, ν_T [m²/s] é a viscosidade cinemática turbulenta e $CD_{k\omega}$ é dado pela expressão:

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega_T} \nabla k_T \nabla \omega_T, 10^{-10}\right) \quad (3.11)$$

3.1.3. Determinação das forças atuantes nas turbinas eólicas

A Figura 3.1 demonstra as forças que atuam nas pás de uma turbina Savonius e as componentes vetoriais do escoamento do ar na incidência sobre a mesma.

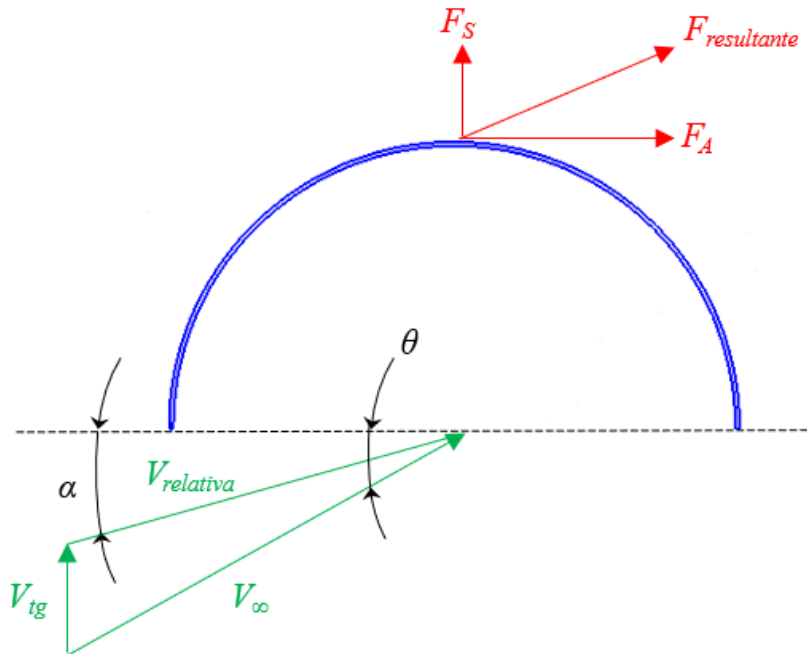


Figura 3.1 - Forças atuantes em um aerofólio da turbina Savonius (Adaptado de Akwa, 2010).

Na Figura 3.1, F_A [N] é a força de arrasto, F_S [N] é a força de sustentação, $F_{resultante}$ [N] é a força resultante da soma vetorial de F_a e F_s , V_{tg} [m/s] é a componente tangencial da velocidade V_{∞} que incide sobre a pá, $V_{relativa}$ [m/s] é a componente relativa da mesma, α é o ângulo de ataque da velocidade relativa do escoamento e θ [°] é o ângulo de posição da pá. De acordo com Akwa (2010),

as forças que atuam na pá são modificadas de acordo com a posição angular da mesma, assim como, pelos efeitos da rotação da turbina, fazendo com que os coeficientes de arrasto C_a e de sustentação C_s também se alterem. A velocidade relativa e as forças de arrasto e de sustentação são calculadas, respectivamente, por:

$$\vec{V}_{relativa} = \vec{V}_{\infty} - \vec{V}_{tg} = \vec{V}_{\infty} - \omega' r \quad (3.12)$$

$$F_a = C_a \cdot \alpha \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_{pás} \cdot V_{relativa}^2 \quad (3.13)$$

$$F_s = C_s \cdot \alpha \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_{pás} \cdot V_{relativa}^2 \quad (3.14)$$

onde, r [m] é o raio do rotor da turbina Savonius e ω' [rad/s] é a velocidade angular do rotor.

A força resultante que atua sobre a pá é calculada pela seguinte expressão:

$$F_{resultante} = \sqrt{F_a^2 + F_s^2} \quad (3.15)$$

A quantidade de movimento cedida pela corrente de ar que é transmitida ao eixo de rotação da turbina em forma de torque, pode ser calculada por:

$$T_{turb} = 2 \cdot C_t \cdot \rho_{ar} \cdot A_{pás} \cdot V_{\infty}^2 \cdot r \quad (3.16)$$

onde C_t é o coeficiente de torque.

A razão de velocidade de ponta adimensional, λ , é um parâmetro importante nesta análise. Esta razão faz a relação da velocidade angular do rotor com a velocidade do escoamento que incide sobre a pá da turbina, expressa por:

$$\lambda = \frac{\omega' \cdot r}{V_{\infty}} \quad (3.17)$$

No presente trabalho, foi utilizada uma média para λ .

3.2. Variáveis do canal de ondas e do CAO para análise

A Figura 3.3 detalha um domínio computacional de um canal de ondas contendo um equipamento CAO com uma turbina Savonius inserida no duto de saída do dispositivo, assim como suas respectivas condições de contorno e o posicionamento de sondas para captação das variáveis de interesse. As coordenadas de localização de todas as sondas serão abordadas com maior detalhamento no capítulo 5, que descreve o domínio computacional.

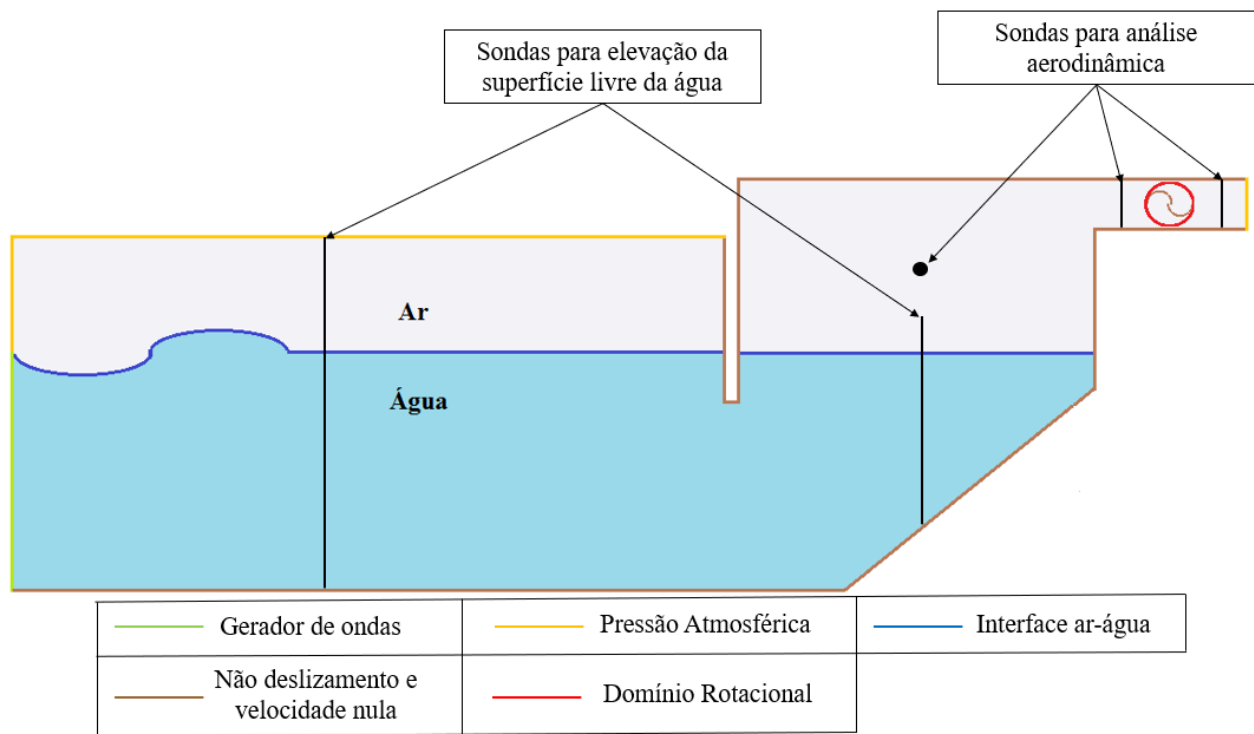


Figura 3.2 - Domínio computacional de um tanque de ondas e o dispositivo CAO contendo uma turbina Savonius no duto de ar.

Para as sondas no canal de ondas e no interior da câmara hidropneumática é calculada a altura da superfície livre da água. Da mesma forma, de acordo com Gomes (2014), esta altura é calculada por integração através do software ANSYS Fluent, pela seguinte expressão:

$$\int \phi dA = \sum_{i=1}^n \phi_i |A_i| \quad (3.18)$$

onde ϕ_i é um campo variável, e neste caso é a fração volumétrica da água, A_i [m²] é a área das

superfícies de cada um dos volumes (onde a largura é a terceira dimensão, considerado unitário) e n é o número de volumes finitos cortados pela linha que define a sonda no domínio.

As demais sondas, localizadas na câmara hidropneumática e no duto de saída do dispositivo CAO têm como função a captura da pressão estática, calculada por:

$$\frac{1}{A} \int p_e dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n (p_e)_i |A_i| \quad (3.19)$$

onde p_e [Pa] é a pressão estática.

Além da pressão estática, a vazão mássica do ar também é calculada por estas sondas, através da seguinte equação:

$$\int \rho \cdot \vec{u} \cdot d\vec{A} = \sum_{i=1}^n \rho_i \cdot \vec{u}_i \cdot \vec{A}_i \quad (3.20)$$

sendo $\vec{u}$ [m/s] o vetor velocidade na direção horizontal e A [m²] a área da superfície a qual é atravessada pelo escoamento do ar.

3.2.1. Design Construtal aplicado ao dispositivo CAO

Assim como pode ser visto em Letzow (2014) e Letzow *et al.* (2020), o mesmo modelo de dispositivo CAO é analisado. Entretanto, nem todas as dimensões variadas nos estudos supracitados foram variadas na presente tese. A outra diferença em relação aos demais estudos é o fato da presença da turbina Savonius em rotação constante (como já mencionado anteriormente). As dimensões da turbina mantiveram-se constantes. A Fig. 3.3 ilustra o domínio com suas dimensões e com as variáveis do problema.

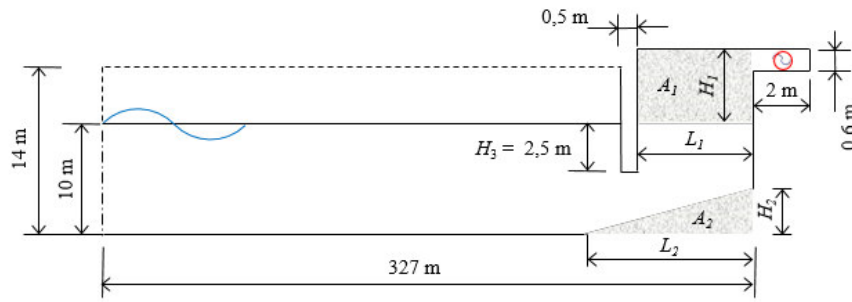


Figura 3.3 - Domínio computacional com as principais dimensões e variáveis a serem analisadas. Adaptado de Letzow (2014).

Como restrições do problema a ser analisado, as áreas da câmara hidropneumática, A_1 , e a área da rampa abaixo do dispositivo CAO, A_2 , são dadas, respectivamente por:

$$A_1 = H_1 L_1 \quad (3.21)$$

$$A_2 = \frac{H_2 L_2}{2} \quad (3.22)$$

Reescrevendo as Eq. (3.21) em função das variáveis do problema, obtém-se:

$$\frac{H_1}{A_1^{1/2}} \frac{L_1}{A_1^{1/2}} = \frac{A_1}{A_1} \quad (3.23)$$

Da mesma forma, para a Eq. (3.22) é obtida a seguinte expressão:

$$\frac{H_2}{A_2^{1/2}} \frac{L_2}{A_2^{1/2}} = 2 \frac{A_2}{A_2} \quad (3.24)$$

Da Eq. (3.23), após algumas operações matemáticas, que podem ser vistas com maior detalhamento em Letzow (2014), o comprimento da câmara hidropneumática do CAO, L_1 , e sua altura, H_1 , são calculadas em função do grau de liberdade H_1 / L_1 através das seguintes expressões:

$$L_1 = \sqrt{\frac{1}{(H_1/L_1)}} \quad (3.25)$$

$$H_1 = \left(\frac{H_1}{L_1}\right) L_1 \quad (3.26)$$

No mesmo sentido, reescrevendo a Eq. (3.24) em função do grau de liberdade composto pela função da altura da rampa abaixo do CAO, H_2 , pelo comprimento da mesma, L_2 , obtém-se as seguintes expressões:

$$L_2 = \sqrt{\frac{2}{(H_2/L_2)}} \quad (3.27)$$

$$H_2 = \left(\frac{H_2}{L_2}\right) L_2 \quad (3.28)$$

O processo de variação geométrica foi dividido em duas etapas (dois graus de liberdade). Na primeira etapa, valores para o grau de liberdade H_1 / L_1 foram variados, em um total de oito valores: 0,2; 0,4; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0; 3,0 e 5,0. Na segunda etapa, para cada uma das variações de H_1 / L_1 , oito diferentes valores do grau de liberdade H_2 / L_2 foram aplicados: 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 e 2,0. Diferentemente do que foi feito por Letzow (2014), a submersão da borda frontal do CAO, dado por H_3 , foi fixada em um único valor de 2,5 m. No total, 64 variações geométricas foram analisadas para a mesma configuração da turbina Savonius em rotação constante no interior do duto de ar do dispositivo CAO. A Fig. 3.4 ilustra o processo da análise realizada na presente tese.

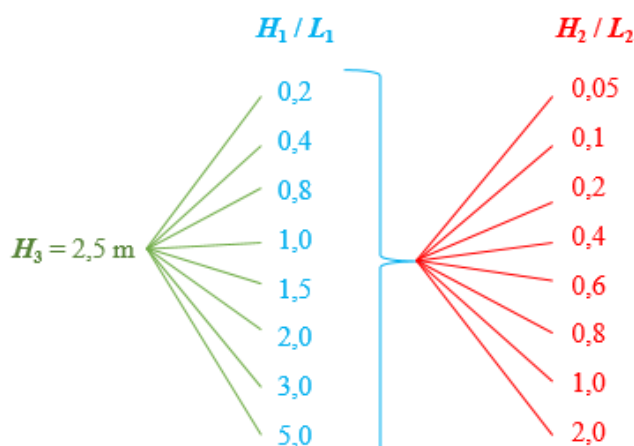


Figura 3.4 - Variações geométricas analisadas através do Design Construtal.

3.2.2. Softwares e Hardwares para resolução do problema (GMSH, ANSYS Fluent e VisIt)

Para a realização da etapa de pré-processamento, ou seja, a construção das geometrias, geração da malha computacional (discretização espacial do domínio) foi utilizado o software de código aberto GMSH 4.8.0. (Geuzaine e Remacle, 2009). O objetivo deste software é fornecer uma ferramenta para geração rápida das malhas computacionais. Além de leve, o software conta com entrada paramétrica e recursos de visualização da geometria e da malha gerada.

Para as etapas de processamento e pós-processamento, ou seja, para a resolução das equações de conservação e posterior apresentação dos resultados finais, o software comercial ANSYS Fluent 2021 R2 (Fluent, 2011) foi utilizado.

Na etapa de pós-processamento, também foi utilizado o software de código aberto VisIt 3.1.0 que permite o manejo das escalas de cores e numéricas, além da configuração de legendas para os campos das variáveis analisadas no estudo.

Para a simulação dos casos da presente tese, em termos de hardware, foi utilizado um computador AMD Ryzen 7 3700X 8-Core Processor 4,09 GHz com 16 GB de memória RAM.

4. VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Primeiramente, foi feita a análise do problema bifásico, através do método VOF, no modelo do canal de ondas contendo o dispositivo CAO sem a presença da turbina no duto de ar. Nesta verificação o regime de escoamento analisado é laminar, a teoria de Airy foi aplicada para a geração das ondas no canal e a pressão *RMS* disponível do equipamento foi comparada com os resultados encontrados por Letzow *et al.* (2020).

Após esta verificação, foi realizada a validação numérica do problema da turbina Savonius em um túnel de vento. Nesta validação, o ar foi modelado como um escoamento incompressível e no regime turbulento (modelo $k - \omega SST$). Os resultados obtidos foram comparados ao estudo experimental de Blackwell *et al.* (1977) e, também, com o estudo numérico de Akwa (2010) e Akwa *et al.* (2012).

4.1. Verificação Numérica do Canal de Ondas com o Dispositivo CAO sem inserção de turbina

A partir do estudo de Letzow *et al.* (2020), foi realizada a verificação numérica do modelo computacional do dispositivo CAO inserido a um canal de ondas, sem a presença de uma turbina no interior do duto de ar. Os autores validaram seu estudo em relação à pesquisa numérica/experimental de Liu *et al.* (2011), onde foram comparadas as soluções dos campos de pressão e velocidade variando o período de uma onda em movimento em um canal de ondas com 700 m de comprimento e 30 m de profundidade. A profundidade da lâmina de água no canal do experimento tinha a dimensão de 16 m e a onda gerada possuía uma altura de 2 m. Neste modelo físico, foram analisados nove períodos de onda, no intervalo entre $3,5 \text{ s} \leq T \leq 8 \text{ s}$. Ao final do canal experimental havia um dispositivo CAO com 6 m de comprimento e 5,6 m de altura. O duto de ar deste dispositivo possuía 2,5 m de diâmetro e comprimento de 6,5 m, sem turbina inserida no local.

A partir da validação dos resultados com Liu *et al.* (2011), Letzow *et al.* (2020) analisaram através do Design Construtal, aliado ao método de busca exaustiva, tendo a potência *RMS* disponível do equipamento como indicador de performance, a variação da geometria (razão entre a altura e o comprimento) de uma rampa localizada no fundo do canal de ondas, abaixo do dispositivo CAO e, variando também, a geometria da câmara hidropneumática. A potência disponível do equipamento e sua média *RMS* são dadas pelas seguintes expressões (Marjani *et al.*, 2006):

abaixo de 1×10^{-6} e o passo de tempo adotado foi de 0,02 s. Vale destacar que, no estudo de Letzow *et al.* (2020) foi considerado um escoamento no regime laminar.

A malha gerada para o presente trabalho seguiu as recomendações feitas em Letzow *et al.* (2020), que se utilizou dos estudos de Barreiro e Gil (2008), onde elementos tetraédricos de malha regular com 44 camadas na direção vertical e com volumes finitos de 0,16 m na superfície livre da água. Na direção horizontal, os volumes finitos foram gerados para que suas dimensões não ultrapassassem a razão, em relação ao comprimento da onda, de $L / 50$.

A geometria abordada para a verificação numérica desta parte do estudo foi dimensionada, conforme um dos casos simulados de Letzow *et al.* (2020), para as razões de $H_1/L_1 = 0,4$ e $H_2/L_2 = 0,05$. Este caso em questão foi selecionado por ter apresentado a menor diferença, na média quadrática, da potência pneumática (abaixo de 5 %) em relação a alguns casos comparados. A onda utilizada para o caso foi a da teoria de Airy, com período de $T = 7,5$ s que é similar ao encontrado na costa gaúcha. A Figura 4.2 ilustra a malha gerada pelo software *GMSH* para a verificação do caso.

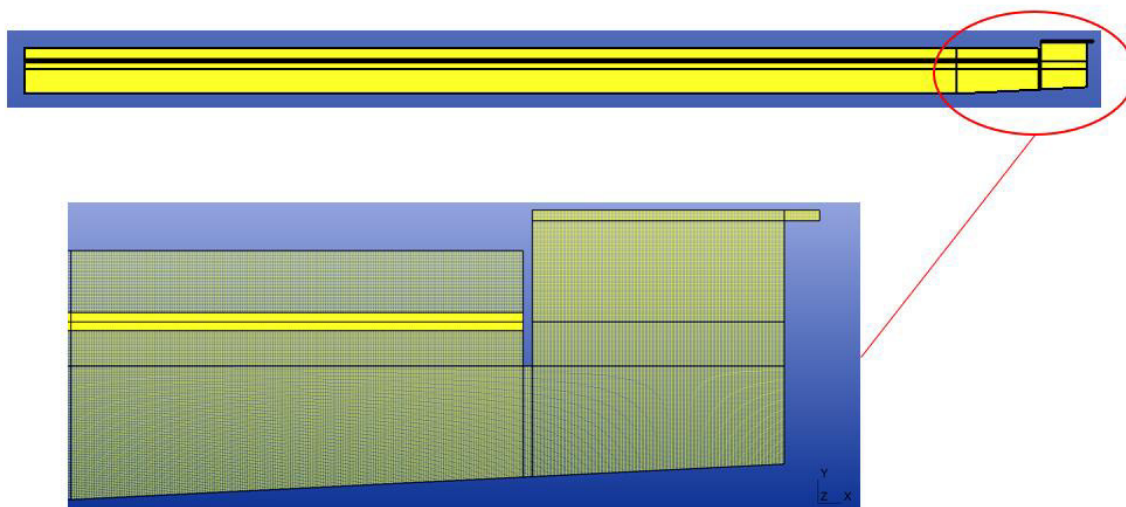


Figura 4.2 - Malha gerada pelo software *GMSH* para verificação numérica do canal de ondas contendo o equipamento CAO sem turbina inserida.

A partir da variação dos campos de pressão estática medidos pelas sondas 1 e 2, conforme visto na Fig. 4.2, o resultado comparativo para a potência disponível *RMS* obtido pela verificação numérica do presente estudo é mostrado pela Fig. 4.3.

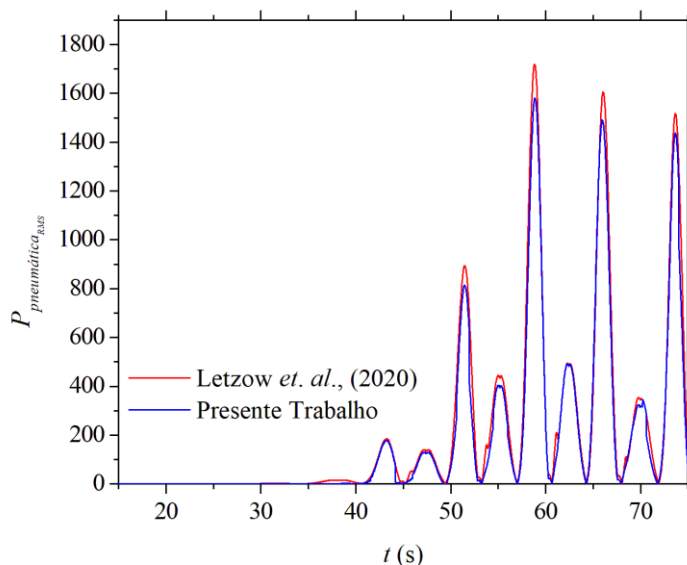


Figura 4.3 - Resultado comparativo da potência disponível RMS para tanque de ondas com CAO sem presença de turbina.

Pode-se observar algumas variações nos picos dos resultados comparativos. Essas diferenças ocorrem devido às diferentes versões dos programas que foram utilizados no processamento do código computacional, tendo em vista que na presente tese, o programa utilizado foi o ANSYS FLUENT 2021 R2, a qual já possui implementada em seu código fechado a equação das ondas lineares de Airy. A versão utilizada em Letzow *et al.* (2020) foi anterior a esta versão (FLUENT 2014) aonde era necessário implementar manualmente a equação das ondas lineares de Airy. É importante salientar que foram seguidas as recomendações da construção das malhas computacionais dos autores, porém, o software utilizado pelos mesmos foi o *GAMBIT*, que possuía seu código fechado, em contrapartida do software utilizado na presente tese, *GMSH*, que possui código aberto. Esta diferença dos softwares geradores de malha acarretam pequenas diferenças na quantidade e formato dos volumes finitos gerados, que, por sua vez, devido à complexidade da geometria do modelo computacional implementado, geram diferenças nos resultados. Com tudo isso, a diferença entre as duas comparações, analisada entre o período de 57 s até 75 s, de tempo de escoamento simulado, foi de 2,01%, sendo que a média da potência disponível RMS obtida por Letzow *et al.* (2020) foi $P_{pneumática\ RMS} = 276,73\ W$ e para o presente trabalho obteve-se $P_{pneumática\ RMS} = 271,16\ W$.

A vazão mássica de ar na saída do duto do dispositivo foi também um parâmetro de comparação para o caso de verificação. A Figura 4.4 faz a comparação de ambos os resultados obtidos.

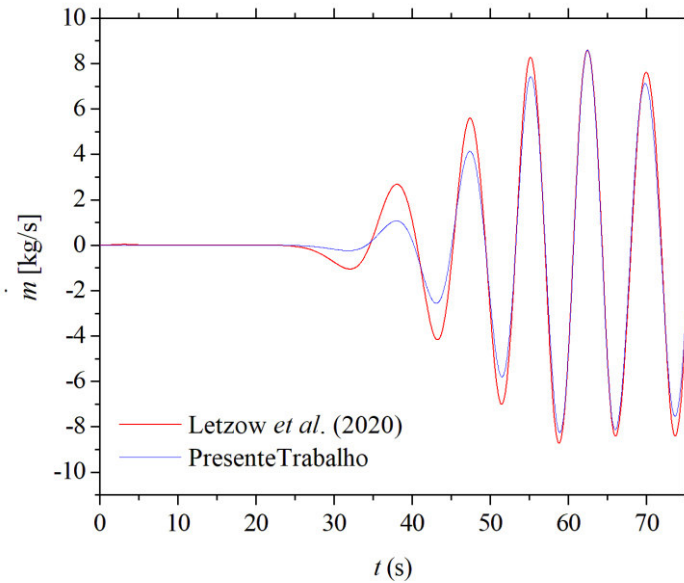


Figura 4.4 - Resultado comparativo da vazão mássica para tanque de ondas com CAO sem presença de turbina.

Da mesma forma conforme ocorrido para os resultados de $P_{\text{pneumática RMS}}$, ocorreram pequenas diferenças entre as duas análises, devido ao mesmo motivo exposto anteriormente. Para os resultados da vazão mássica, analisados no período de escoamento simulado de 57 s a 80 s, Letzow *et al.* (2020) obtiveram uma vazão mássica média de 0,541 kg/s e o presente trabalho obteve 0,544 kg/s, resultando em uma diferença de 0,5%. A fração volumétrica das fases ar e água para o tempo de simulação de $t = 68$ s pode ser observada na Fig. 4.5. Já, a Figura 4.6 ilustra os campos de velocidades obtidos nos dois estudos para $t = 68$ s.

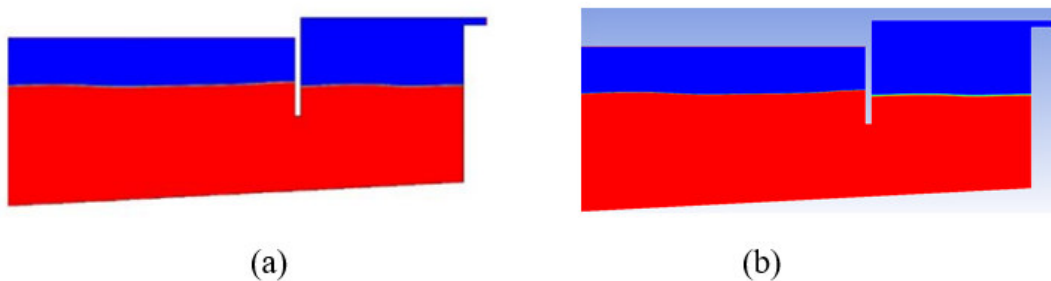


Figura 4.5 - Fração volumétrica no tanque de ondas e no interior do CAO para $t = 68$ s, (a) Letzow *et al.* (2020) e (b) presente trabalho.

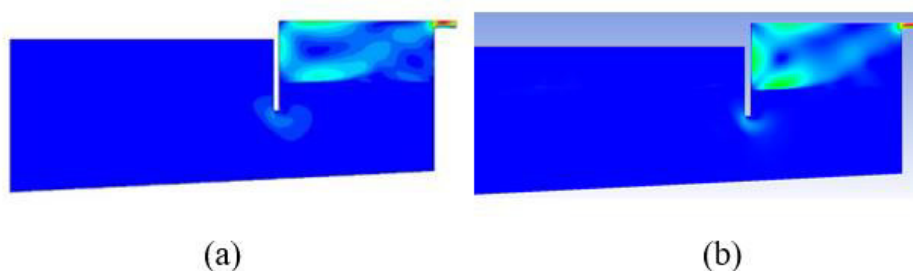


Figura 4.6 - Campo de velocidades para $t = 68$ s: (a) Letzow *et al.* (2020) e (b) presente trabalho.

Com os resultados qualitativos e quantitativos apresentados, a verificação do modelo do canal de ondas com o equipamento CAO sem a presença de turbina foi considerada satisfatória e qualifica o estudo para a investigação do dispositivo CAO caso se tenha uma verificação/validação do escoamento na turbina Savonius.

4.2. Validação e verificação numérica da turbina Savonius em um túnel de vento

Nesta etapa foi simulado um escoamento incompressível e turbulento de ar em um domínio bidimensional, que representa um túnel de vento, em regime transiente e com propriedades termo físicas constantes. Inserido neste túnel de vento está um domínio com uma zona rotacional com rotação constante imposta. Nesse domínio rotacional encontra-se o rotor de uma turbina Savonius, em rotação constante, juntamente ao domínio rotacional, conforme estudo experimental de Blackwell *et al.* (1977) – Fig. 4.7 (que apresenta o protótipo utilizado no estudo experimental).

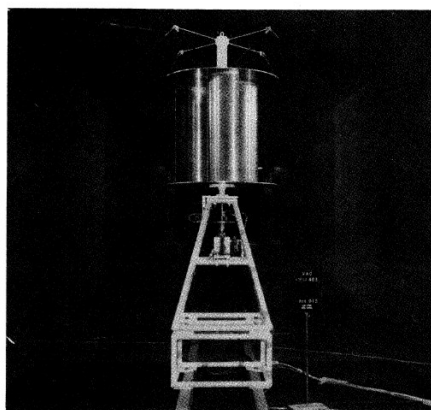


Figura 4.7 - Turbina Savonius experimental. Fonte: Blackwell *et al.* (1977).

A comparação dos resultados para o coeficiente de potência com o trabalho experimental de Blackwell *et al.* (1977) e com os trabalhos numéricos de Akwa (2010) e Akwa *et al.* (2012) é feita para as diferentes velocidades de ponta λ : 0,75; 1,00; 1,25 e 2,00. Ar em corrente livre com velocidade constante de $V_\infty = 7$ m/s e número de Reynolds de $Re_D = 867.000$ escoam no domínio retangular atravessando a região da turbina em rotação. O domínio analisado com suas dimensões e condições de contorno é apresentado na Fig. 4.8.

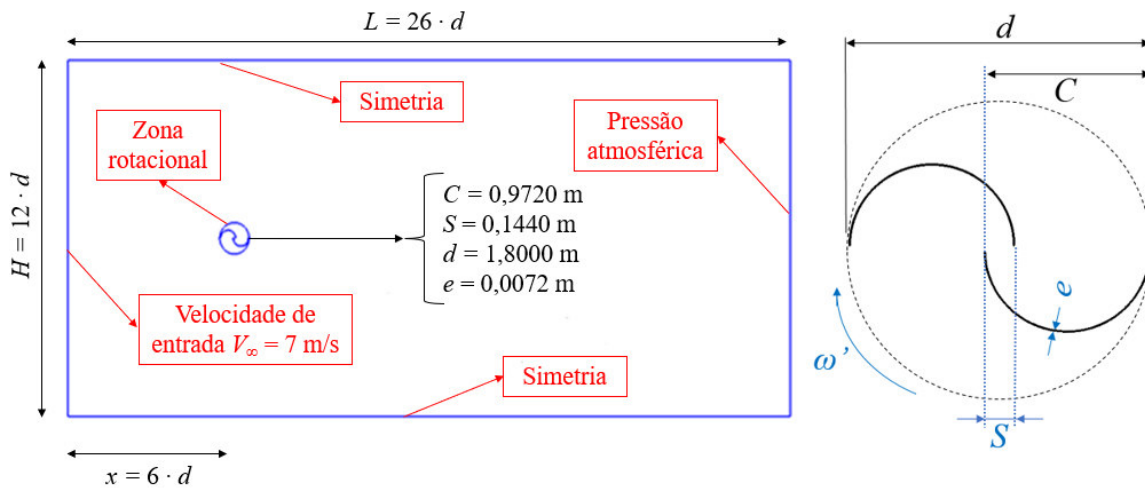


Figura 4.8 - Domínio computacional do túnel de vento com turbina Savonius (Adaptado de Akwa, 2010).

A malha computacional para a validação foi gerada de forma a se aproximar o máximo possível dos trabalhos de Akwa (2010) e Akwa *et al.* (2012). Estes autores utilizaram o código Star-CCM+, diferentemente do presente trabalho, que utilizou o programa *GMSH*. Na busca da melhor aproximação numérica dos resultados desta validação, para o presente trabalho, foi realizado um teste de independência de malha. Para este teste, o total de 6 malhas foram geradas, tendo o coeficiente de potência como parâmetro a ser investigado. Como a região de maior interferência do escoamento do ar sobre o equipamento se encontra nos aerofólios da turbina, os refinamentos foram concentrados nos arcos das ponteiros dessas pás e na curvatura ao longo da estrutura das mesmas.

O critério adotado para selecionar a malha foi dado por:

$$Diferença\ Relativa = 100 \times \left| \frac{C_p^{j*} - C_p^{j*+1}}{C_p^j} \right| \leq 2 \times 10^{-1}\% \quad (4.3)$$

onde j^* é a malha de menor refinamento e j^*+1 é a malha subsequente com maior refinamento que a anterior.

A Tabela 4.1 apresenta os dados das malhas analisadas.

Tabela 4.1 - Teste de independência de malha para validação numérica da turbina Savonius em um túnel de vento.

Malha (j^*)	Volumes finitos	C_P	Diferença Relativa (%)
1	168.659	0,21219	$5,47 \times 10^{-1}$
2	176.922	0,21103	$3,72 \times 10^{-1}$
3	181.425	0,21181	$7,14 \times 10^{-1}$
4	220.937	0,21030	$2,21 \times 10^{-1}$
5	268.157	0,20932	$1,50 \times 10^{-1}$
6	369.653	0,20963	-

A malha considerada independente foi a de $j^* = 5$ por ter atendido ao critério pré-estabelecido após sucessivos refinamentos. A Figura 4.9 ilustra a malha independente e a Fig. 4.10 demonstra um comparativo entre as malhas do presente trabalho e de Akwa *et al.* (2012) na região da pá da turbina, onde um maior refinamento é requerido.

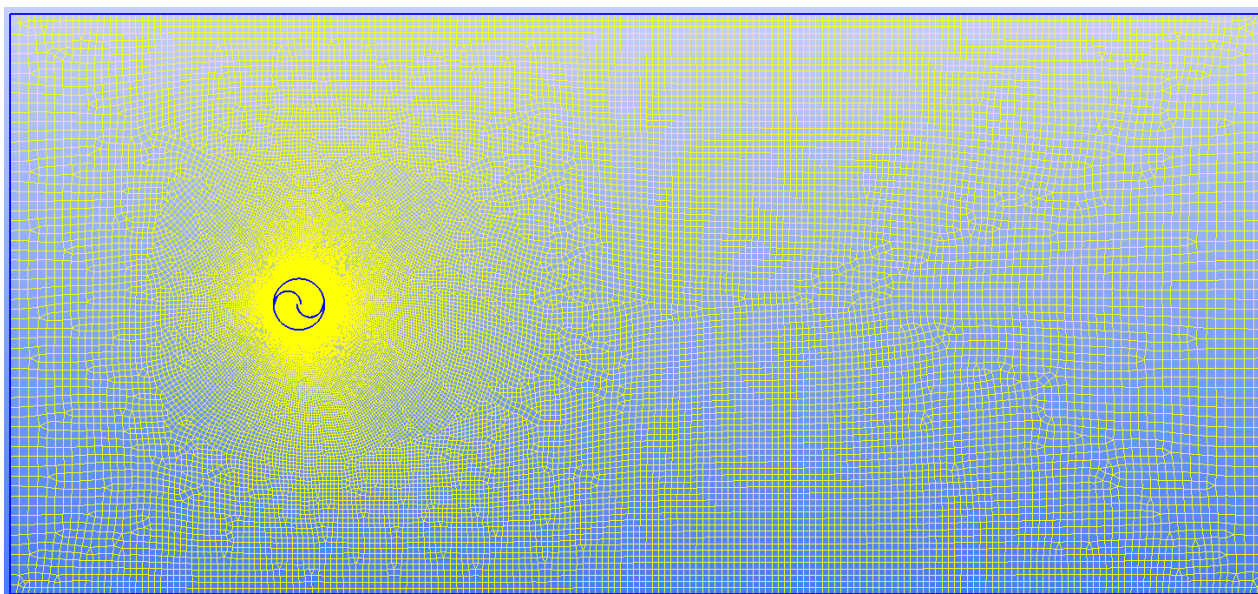


Figura 4.9- Malha independente do caso empregado para validação do escoamento turbulento sobre uma turbina Savonius.

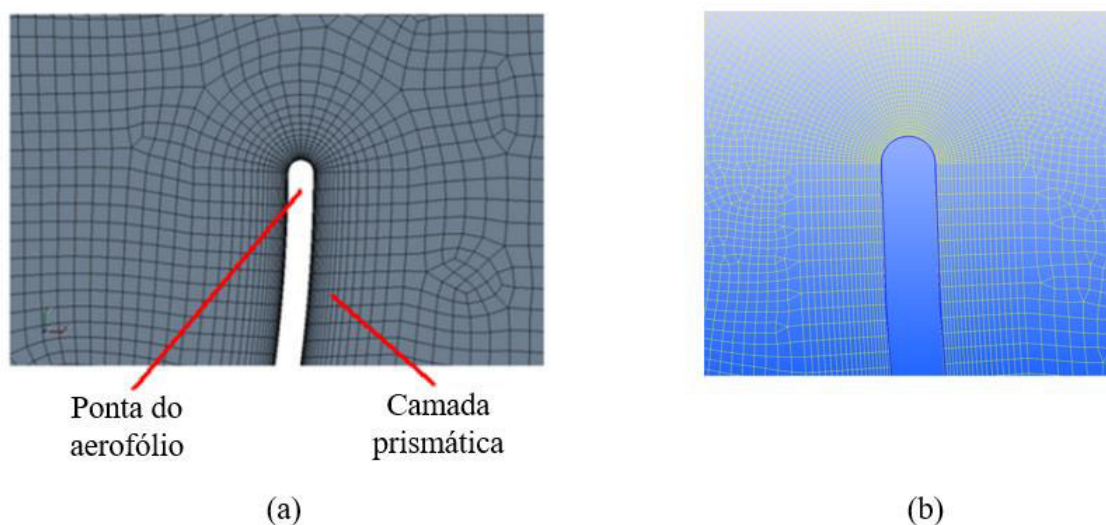
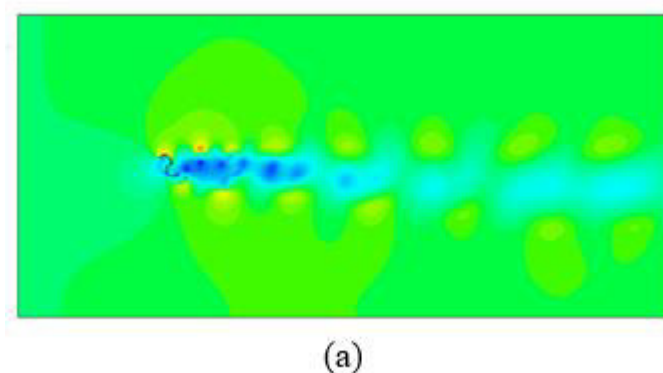


Figura 4.10 - Comparativo do refinamento da malha na região do aerofólio, (a) Akwa *et al.* (2012) e (b) Presente trabalho.

Para as simulações desta validação numérica, através do programa ANSYS FLUENT 2021 R2 foi utilizado o solver *pressure-based*. A discretização espacial para a pressão foi tratada com a formulação de segunda ordem e *Upwind* de segunda ordem para as equações da quantidade de movimento. Para o acoplamento pressão-velocidade, foi configurado o algoritmo *SIMPLE*. O modelo de turbulência $\kappa\text{-}\omega$ SST também foi implementado. A Figura 4.11 ilustra o campo de velocidades comparativo para $\lambda = 0,75$.



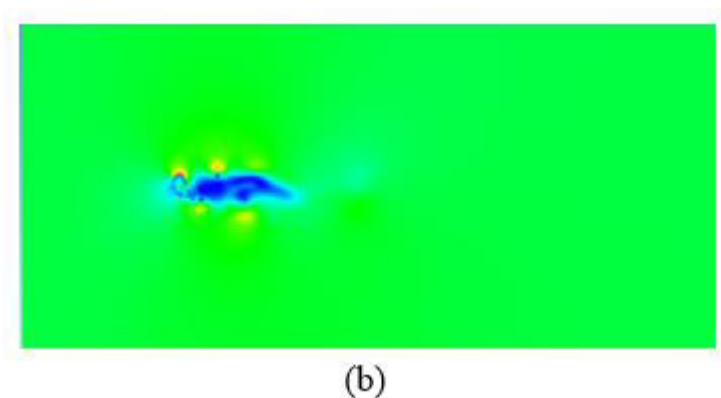


Figura 4.11 - Campo de velocidades para $\lambda = 0,75$, (a) Akwa *et al.* (2012) e (b) Presente trabalho.

É possível observar na Fig 4.11 a similaridade entre os campos de velocidade para as duas simulações. As maiores magnitudes na região da pá de avanço e a topologia das formações dos distúrbios sofridos pelo escoamento ao passar pela turbina em rotação demonstram compatibilidade. Os distúrbios mais afastados da região da turbina que são mais aparentes em Akwa *et al.* (2012) não são nítidos para o presente trabalho devido aos diferentes programas de pós processamento utilizados, e também, possivelmente, por diferentes períodos de captura das imagens. A Fig. 4.12 ilustra a comparação dos resultados do efeito da razão de velocidade de ponta de pá (λ) sobre o coeficiente de potência (C_p) do presente trabalho com os trabalhos experimental e numérico.

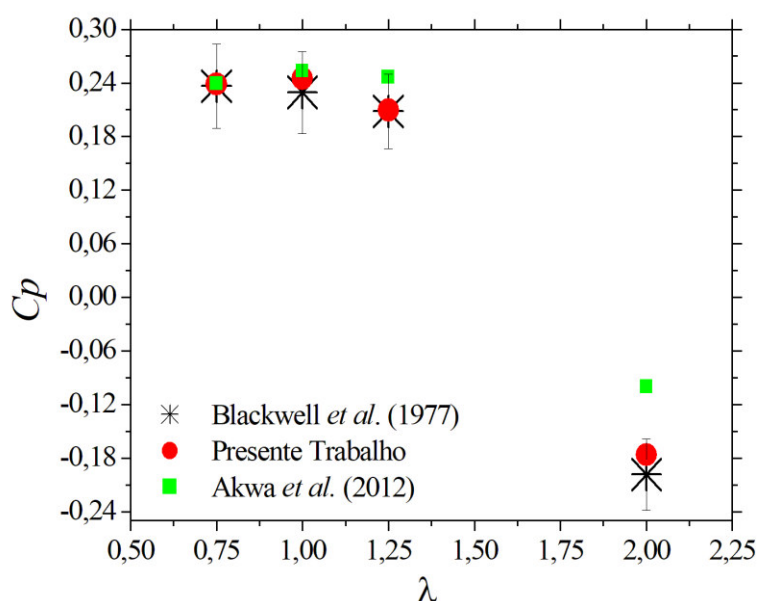


Figura 4.12 – Validação e verificação numérica do coeficiente de potência para turbina Savonius em túnel de vento.

Com os resultados apresentados na Fig. 4.12, observa-se a concordância tanto no comparativo com o estudo experimental de Blackwell *et al.* (1977) quanto com o estudo numérico de Akwa *et al.* (2012). Para todas as velocidades de ponta analisadas o presente estudo demonstrou resultados quantitativos dentro da margem de erro de 2%, sendo para $\lambda = 2$ a ocorrência da maior diferença em relação ao estudo experimental, onde, Blackwell *et al.* (1977) obtiveram, aproximadamente, $C_p = -0,1985$ e a presente tese obteve $C_p = -0,1763$. Esta diferença pode estar relacionada ao efeito de tridimensionalidade e à dificuldade de reprodução do escoamento nessa faixa de aplicação. Todavia, é importante ressaltar que, mesmo neste parâmetro de $\lambda = 2$ a concordância dos resultados foi satisfatória.

As médias de C_p , para o presente trabalho, foram obtidas através da análise do comportamento transiente dos valores instantâneos de C_p , para os diferentes valores de λ estudados, no período de simulação total de 1,75 s. A Figura 4.13 mostra as curvas resultantes das simulações da presente validação numérica.

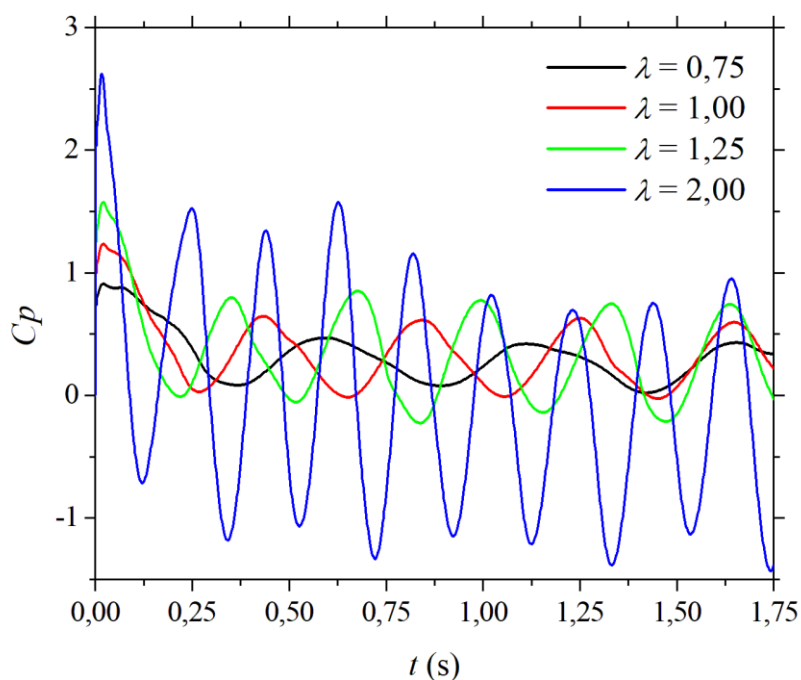


Figura 4.13 - Comportamento transiente do coeficiente de potência na validação da turbina Savonius em um túnel de vento.

Na Figura 4.13 é possível observar que, conforme o aumento de λ , há também maior flutuação das magnitudes de C_p . Este é um comportamento fisicamente esperado, tendo em vista que denota que a energia cinética da simulação do escoamento do ar no túnel de vento está sendo coerentemente

convertida em energia mecânica de rotação da turbina e, com o aumento dessa rotação, por consequência, ocorre um aumento do C_p da mesma.

Intervalos de tempo distintos foram utilizados para o cálculo da média, tendo em vista os diferentes intervalos de estabilização das curvas para cada velocidade de ponta analisada. A Tab. 4.2 descreve os períodos para cada um dos casos estudados.

Tabela 4.2 - Intervalo de tempo utilizado para cálculo da média do coeficiente de potência na validação da turbina Savonius em um túnel de vento.

λ	Δt (s)
0,75	de 0,75 até 1,75
1,00	de 0,95 até 1,75
1,25	de 0,74 até 1,75
2,00	de 0,91 até 1,75

Em suma, com os resultados obtidos, a validação e verificação numérica da turbina Savonius em rotação em um domínio bidimensional simulando um túnel de vento, conforme estudo experimental de Blackwell *et al.* (1977) e numérico de Akwa (2010) e Akwa *et al.* (2012), é considerada satisfatória para o prosseguimento do modelo acoplado ao qual a presente tese propõe.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção aborda todos os resultados obtidos na presente tese e as discussões acerca dos mesmos.

5.1. Resultados de Desenvolvimento do Modelo Acoplado

Após os resultados obtidos nos estudos de verificação e validação envolvendo o canal de ondas, com o dispositivo CAO sem turbina e o escoamento turbulento sobre a turbina de impulso do tipo Savonius em domínio aberto, o presente item apresenta a análise completa, unindo ambas as modelagens em uma única simulação.

Este acoplamento de ambos os modelos possibilita uma análise mais realística dos dispositivos reais já existentes, tanto no âmbito da fenomenologia do escoamento do ar que é gerado pelo movimento de pistão no interior da câmara do dispositivo CAO, quanto no âmbito do estudo aerodinâmico da turbina Savonius em rotação no interior do duto de ar do dispositivo, pois elimina simplificações comumente feitas nos trabalhos da atualidade.

O domínio do dispositivo CAO no canal de ondas é o mesmo abordado no item 4.1 da presente tese, ilustrado pela Fig. 4.1. O modelo da turbina Savonius foi a mesma utilizada no item 4.2, entretanto, tendo suas dimensões reduzidas em $3/8$ do tamanho original para possibilitar a adaptação da turbina no interior do duto de ar do CAO, tendo em vista que esse possui menor diâmetro em relação às dimensões da turbina analisada na validação e verificação numérica. A Figura 5.1 ilustra o domínio computacional completo para o estudo do problema acoplado.

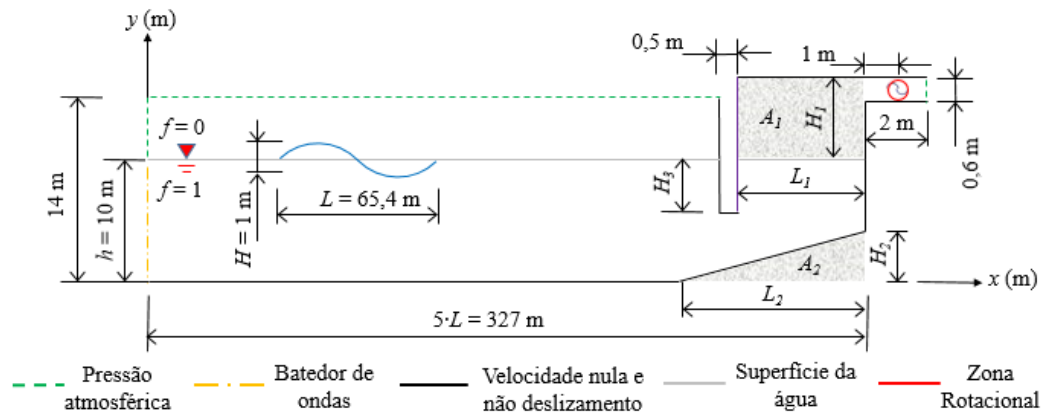


Figura 5.1 - Domínio computacional completo.

Para as dimensões da câmara hidropneumática, área A_1 , do dispositivo CAO e da rampa ao fundo do canal de ondas, área A_2 foram adotados as mesmas dimensões do caso usado na verificação numérica. A teoria de Airy foi aplicada para a onda gerada no canal e a inicialização do problema se deu com a sub-rotina “Wavy” selecionada, onde a simulação inicia com a onda formada em todo o domínio computacional (desde o bater de ondas até a parede ao final do canal de ondas).

A geometria da turbina Savonius que foi inserida na região central do duto de ar do dispositivo CAO e suas dimensões são vistas na Fig. 5.2.

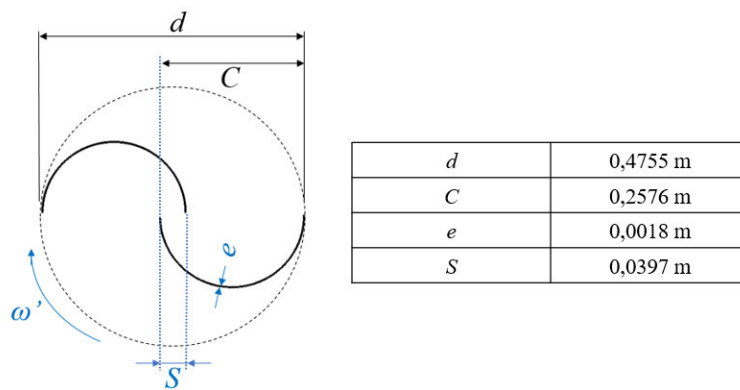


Figura 5.2 - Dimensões da turbina Savonius no domínio completo.

A malha computacional foi gerada observando-se as técnicas utilizadas nos casos de verificação e validação dos estudos computacionais. O total de volumes finitos obtidos após alguns testes com diversos refinamentos no interior do duto onde a turbina é inserida no CAO foi de 374.519. Esta malha foi considerada adequada para o estudo devido a distância adimensional da sua parede ter obtido o valor de $y^+ \leq 1$. Este parâmetro representa a qualidade do refinamento e, segundo Menter

(1993) é dado por:

$$y^+ = \frac{y' \sqrt{\tau_w / \rho}}{\nu} = \frac{y' u_\tau}{\nu} \quad (5.1)$$

onde y' é a distância normal à parede [m], τ_w é a tensão superficial na parede [N/m²], ν é a viscosidade cinemática [m²/s] e u_τ é a velocidade de atrito [m/s]. As Figuras 5.3 e 5.4 ilustram o refinamento da malha na região da câmara hidropneumática, do duto de ar do dispositivo CAO e da turbina Savonius.

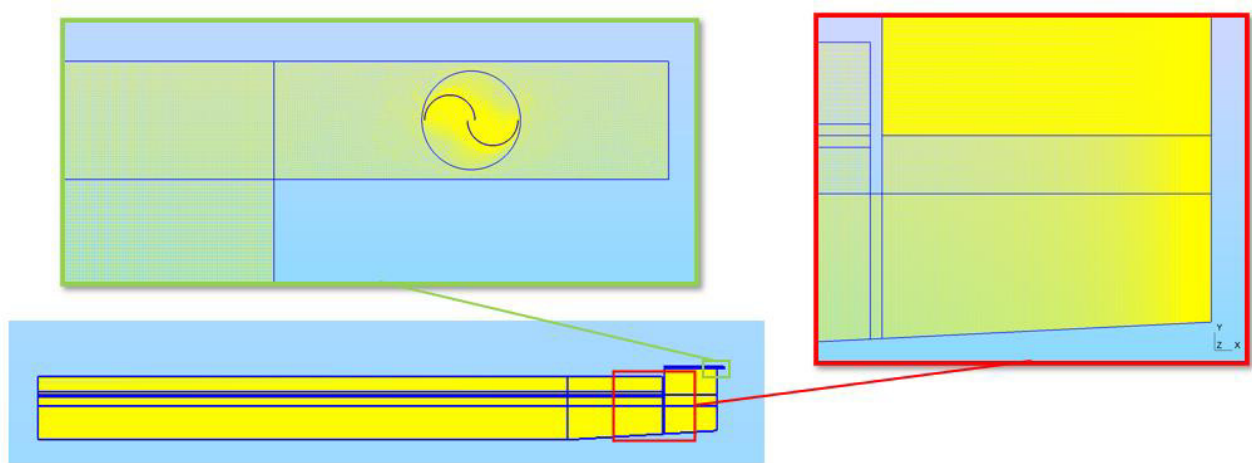


Figura 5.3 - Detalhe da malha na região da câmara e do duto no domínio completo.

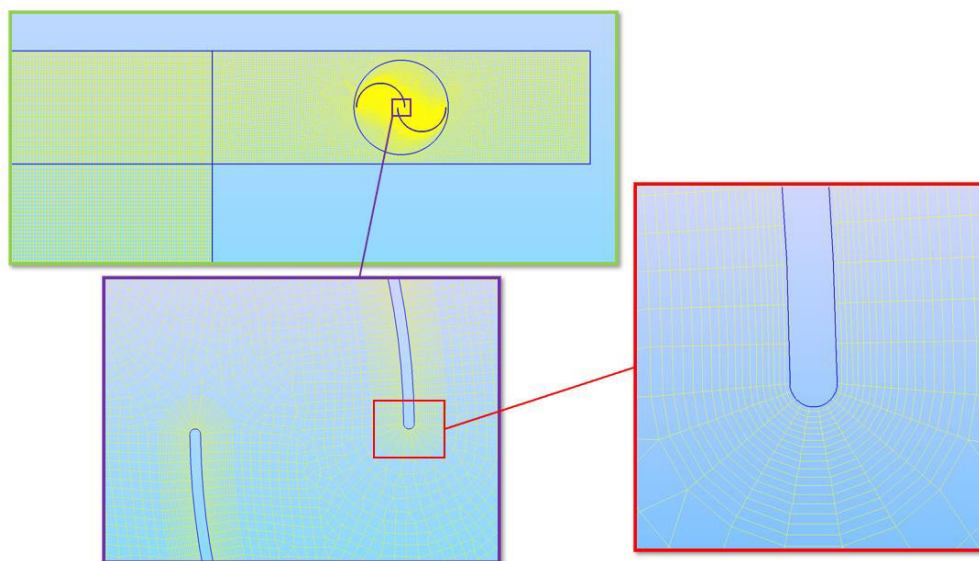


Figura 5.4 - Detalhe da malha na região da turbina Savonius no domínio completo.

As configurações da etapa de processamento do problema acoplado foram selecionadas de acordo com a etapa de verificação numérica do canal de ondas com o dispositivo CAO, onde, o solver do programa *FLUENT* utilizado foi o *pressure-based*; para a resolução dos termos advectivos, o esquema adotado foi o *Upwind* de primeira ordem; o algoritmo *PRESTO* foi escolhido para a discretização espacial da pressão. Todavia, o algoritmo *PISO*, que foi adotado para solução do acoplamento pressão-velocidade na etapa de verificação do estudo, foi substituído pelo algoritmo *SIMPLE* (o mesmo utilizado na validação do estudo). Esta modificação foi realizada devido à não convergência ocorrida nas simulações envolvendo o algoritmo *PISO*, além de o algoritmo *SIMPLE* ter proporcionado um menor esforço computacional comparado ao anterior. A interface água-ar foi simulada, da mesma forma, através do método *Geo-reconstruction*. Os fatores de relaxação adotados foram: para pressão, 0,3; para a quantidade de movimento, 0,7. O modelo de turbulência *URANS k- ω SST* foi utilizado nas simulações, desta forma, os fatores de relaxação para a energia cinética turbulenta e para a taxa de dissipação específica de turbulência utilizados foram de 0,8 (conforme padrão do programa). A convergência das equações da conservação da massa, quantidade de movimento e da modelagem da turbulência foram configurados para resíduos abaixo de 1×10^{-5} com passo de tempo fixo de 0,003 s. Todas as configurações adotadas, neste primeiro momento, foram levadas em consideração conforme os estudos de validação e verificação.

Nestas primeiras simulações do modelo acoplado, cinco velocidades angulares constantes da turbina Savonius foram abordadas com o intuito de analisar a aerodinâmica do dispositivo. Esses valores de ω' foram selecionados de forma a corresponder às velocidades de ponta analisadas no problema da turbina Savonius em um túnel de vento, dadas pela Eq. (3.17). Nesta configuração do problema, ω' é tomada como a propriedade constante, tendo em vista que devido à oscilação do sentido do escoamento de ar no dispositivo CAO, os valores de λ variam no tempo. Os valores para ω' [rad/s] analisados foram: 1,17; 1,55; 1,94; 2,33 e 3,11.

Para o monitoramento da altura da superfície livre da água no canal de ondas, da altura da superfície livre da água no interior da câmara do CAO, da magnitude da velocidade e da pressão estática do ar na câmara e no interior do duto de ar, foram posicionados linhas e ponto de monitoramento conforme ilustra a Fig. 5.5.

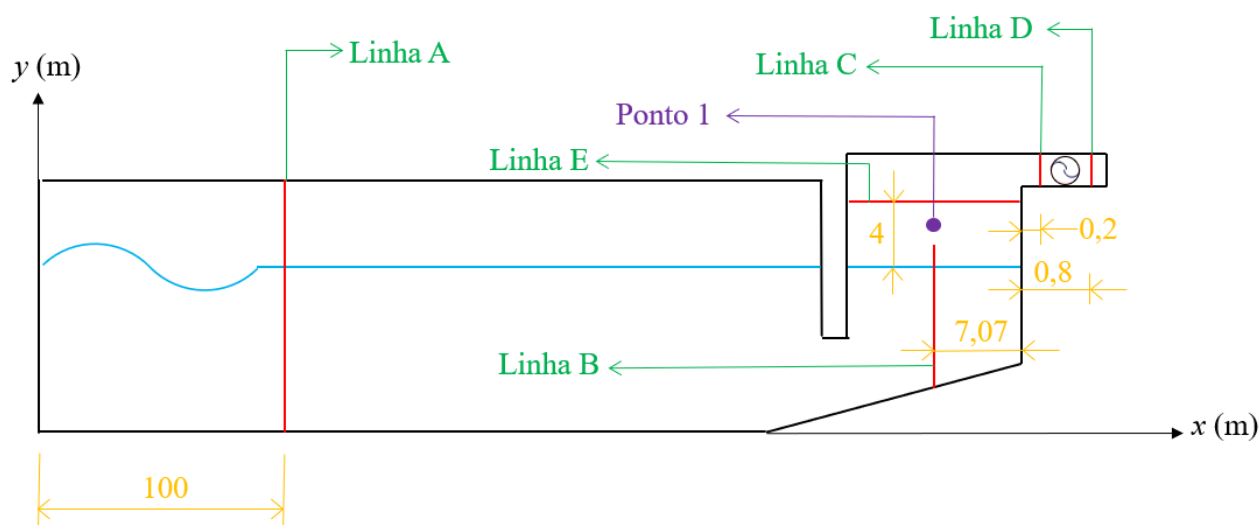


Figura 5.5 - Posicionamento das sondas de medição do domínio completo.

Conforme pode-se observar na Fig. 5.5, a linha de monitoramento “A” é configurada para análise transiente da altura do corpo de água conforme a passagem das ondas no local. Essa medição possibilita observar se o resultado numérico está de acordo com a equação da teoria das ondas aplicada no estudo. A linha “B” é configurada, também, para medição da altura do nível da água no interior da câmara do equipamento CAO. Esta medição é importante para a análise do efeito da reflexão da onda no interior da câmara. As linhas “C”, “D” e “E” são configuradas para captar os resultados quantitativos da vazão mássica e da magnitude da velocidade do ar no interior do duto de ar e da câmara do dispositivo CAO. O Ponto 1 é responsável pelo monitoramento dos resultados da pressão estática do ar no interior da câmara. O posicionamento das linhas no interior do duto de ar do dispositivo CAO possibilita a captura do diferencial das pressões estáticas em relação ao “Ponto 1”. Entre o “Ponto 1” e o ponto médio da linha “C” são calculadas a potência pneumática disponível no equipamento CAO e entre os pontos médios das linhas “E” e “D” é determinada a potência da turbina Savonius. Com os dados das potências citadas, através da Eq. (3.15), o coeficiente de potência C_p e sua média RMS, C_{pRMS} , são encontrados, com a finalidade de analisar o desempenho da turbina Savonius instalada no equipamento. O tempo médio para cada simulação realizada foi de 17 h e 40 min.

5.1.1. Resultados Iniciais do Primeiro Modelo Acoplado

Aqui são apresentados os resultados obtidos para a primeira série de simulações com o domínio completo para as cinco velocidades angulares descritas anteriormente.

Para $\omega' = 1,17$ rad/s, inicialmente, foi feita uma comparação com a solução analítica, através da Eq. (2.6) em relação aos resultados numéricos para a altura da onda, η , a 100 m de distância do batedor de ondas no canal (linha de monitoramento “A”). A Fig. 5.6 ilustra esta comparação feita para 50 s de simulação.

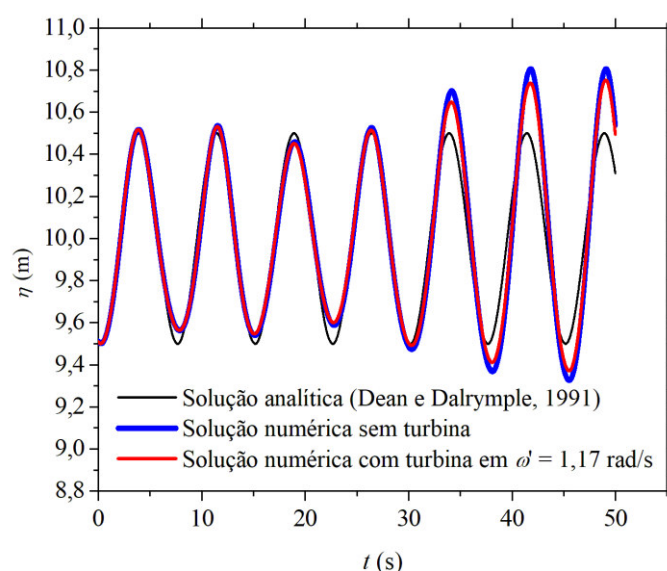


Figura 5.6 - Comparação da solução analítica da altura da onda com as soluções numéricas do equipamento CAO sem a turbina Savonius e com a turbina para $\omega' = 1,17$ rad/s obtida na linha de monitoramento A.

A partir dos resultados apresentados pela Fig. 5.6 observa-se concordância entre as soluções analítica e numéricas para a altura da onda. Os pequenos desvios nos picos e vales a partir de 10 s de simulação são ocasionados devido aos efeitos de reflexão da onda ao atingir as paredes do equipamento CAO e o final do canal de ondas (tendo em vista que as simulações são inicializadas com a onda formada em todo o domínio). Estas diferenças são atribuídas, também, pelo fato da Eq. (2.6) não levar em consideração os efeitos da turbulência, conforme modelado na solução numérica. Ao comparar os resultados numéricos para o problema sem a turbina inserida ao dispositivo CAO (linha cor azul) e o resultado para o modelo contendo a turbina Savonius em rotação constante de $\omega' = 1,17$ rad/s (linha na vermelha) é possível observar uma boa semelhança nas duas curvas, o que sugere que não ocorre influência da turbina no comportamento da onda neste problema. As diferenças nas amplitudes, que são observadas a partir de 35 s, de 0,09 % para a solução numérica sem turbina e de 0,1 % para a solução numérica com a turbina, ambas em relação à solução analítica, são prováveis efeitos das diferentes malhas utilizadas em cada um dos domínios. Pequenas diferenças podem ser

observadas, também, na Fig. 5.7 que ilustra o comportamento de η na região central do equipamento CAO, medida através da linha de monitoramento B.

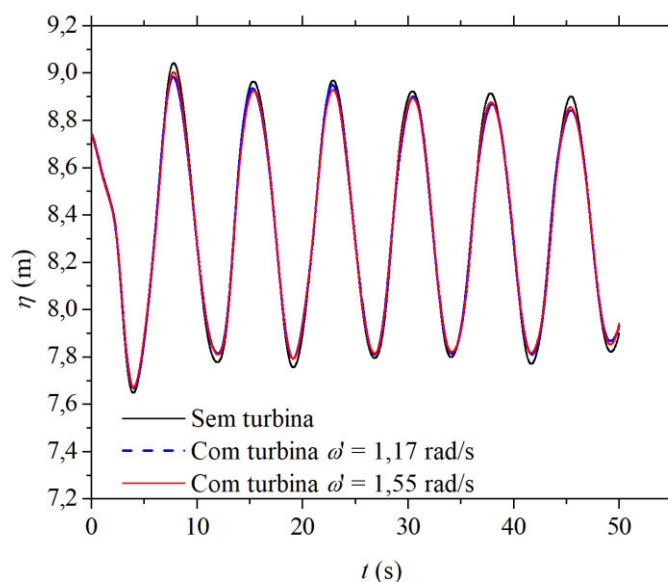


Figura 5.7 – Comparativo de η na câmara hidropneumática do dispositivo CAO obtida na linha de monitoramento B.

Observa-se na Fig. 5.7 a ocorrência de diferenças de 0,01 % nas cavas e cristas da onda no interior da câmara do equipamento CAO para as diferentes configurações simuladas em relação à simulação do equipamento sem a turbina. As menores elevações em relação aos resultados vistos para η medido no canal de ondas (ver Fig. 4.19) se dão devido à presença da rampa ao fundo do canal na região do dispositivo CAO. A Fig. 5.8 apresenta o comportamento da formação do movimento oscilatório das ondas no interior da câmara, a Fig. 5.9 ilustra a topologia do campo de velocidades no interior do duto e a Fig. 5.10 mostra o campo de pressões no mesmo local para uma rotação da turbina.

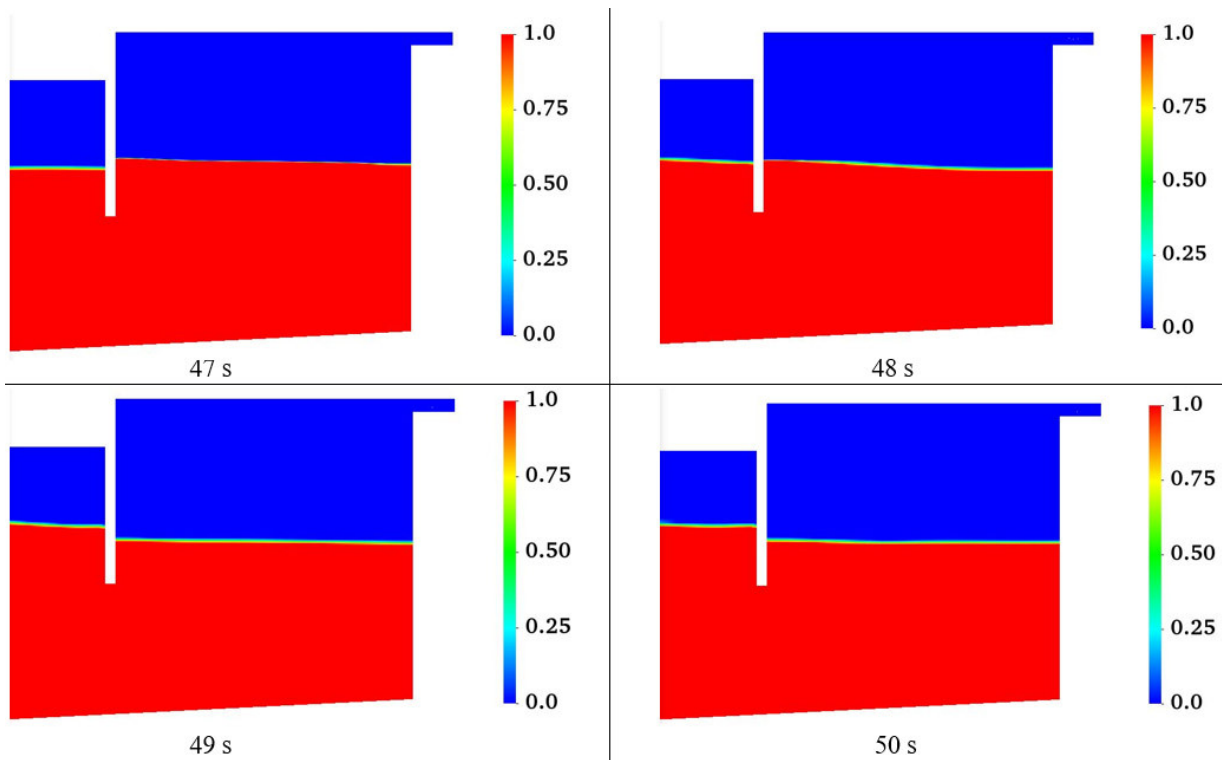


Figura 5.8 - Movimento da onda na câmara CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,17$ rad/s.

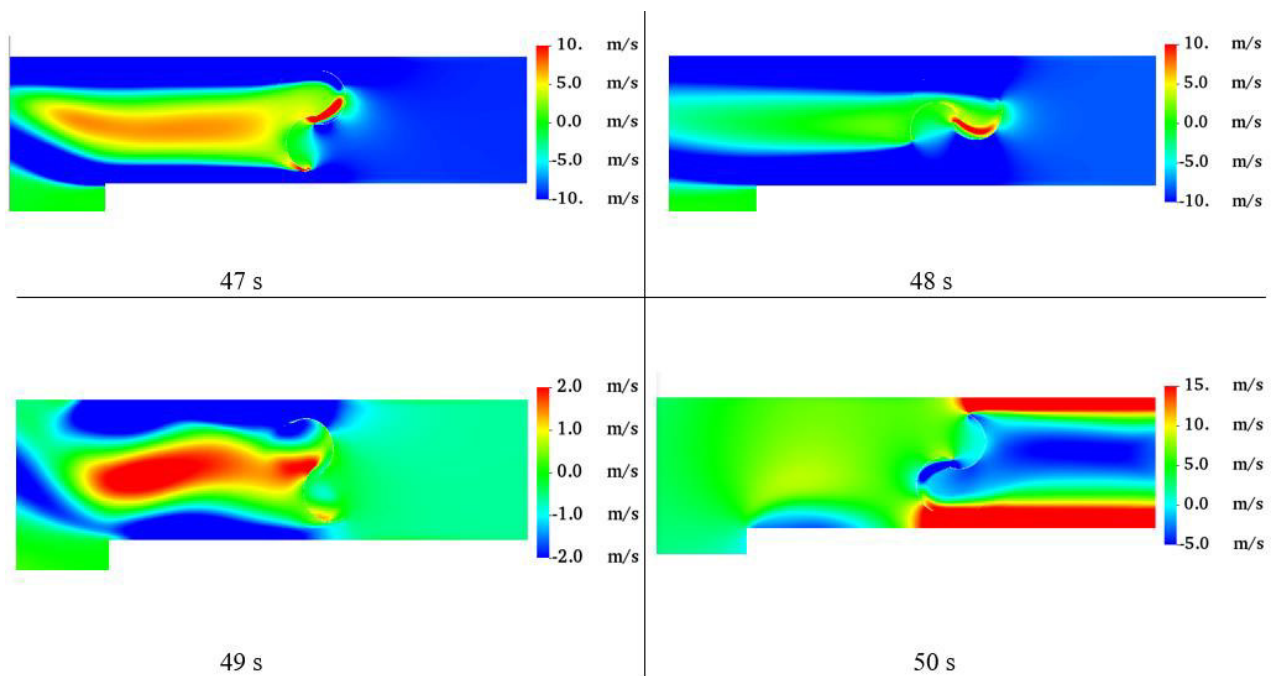


Figura 5.9 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,17$ rad/s.

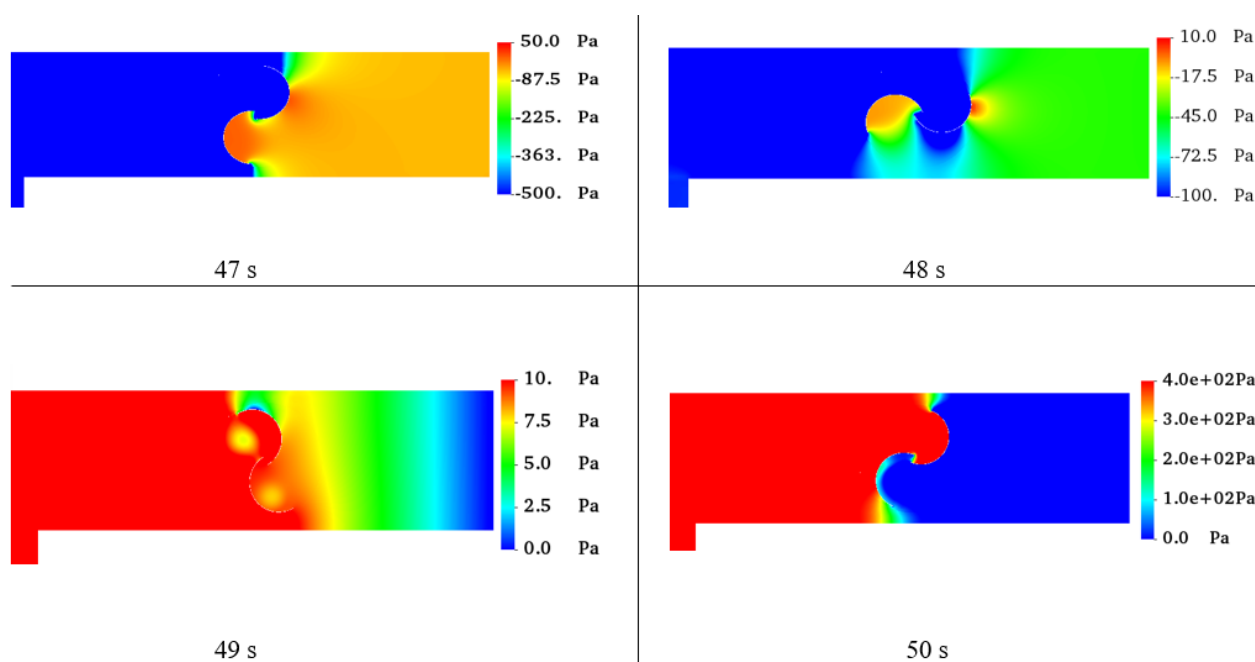


Figura 5.10 - Campo de pressões no duto do CAO nos instantes de $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,17$ rad/s.

De acordo com a ilustração da Fig. 5.8, a movimentação da coluna de água no interior da câmara hidropneumática, nos instantes de tempo analisados, é responsável por diferenças significativas nas magnitudes da velocidade no interior do duto do equipamento, conforme pode ser visto na Fig. 5.9. Pode ser notado, na Fig. 10, que, para os instantes $t = 47$ s e $t = 48$ s, as topologias apontam as menores magnitudes de pressão na região côncava da pá de avanço e na parte convexa da pá de retorno, indicando uma maior resistência da rotação da turbina pelo escoamento de ar. Todavia, para os instantes $t = 49$ s e $t = 50$ s, ocorre o oposto, onde as maiores magnitudes da pressão estão nas regiões côncava da pá de avanço e convexa da pá de retorno, indicando menor resistência ao movimento de rotação da turbina pelo escoamento do ar dentro do duto. Os comportamentos dos campos de velocidade e pressão para o caso da turbina com velocidade de ponta $\omega' = 1,55$ rad/s são vistos, na sequência, através das Figs. 5.11 e 5.12.

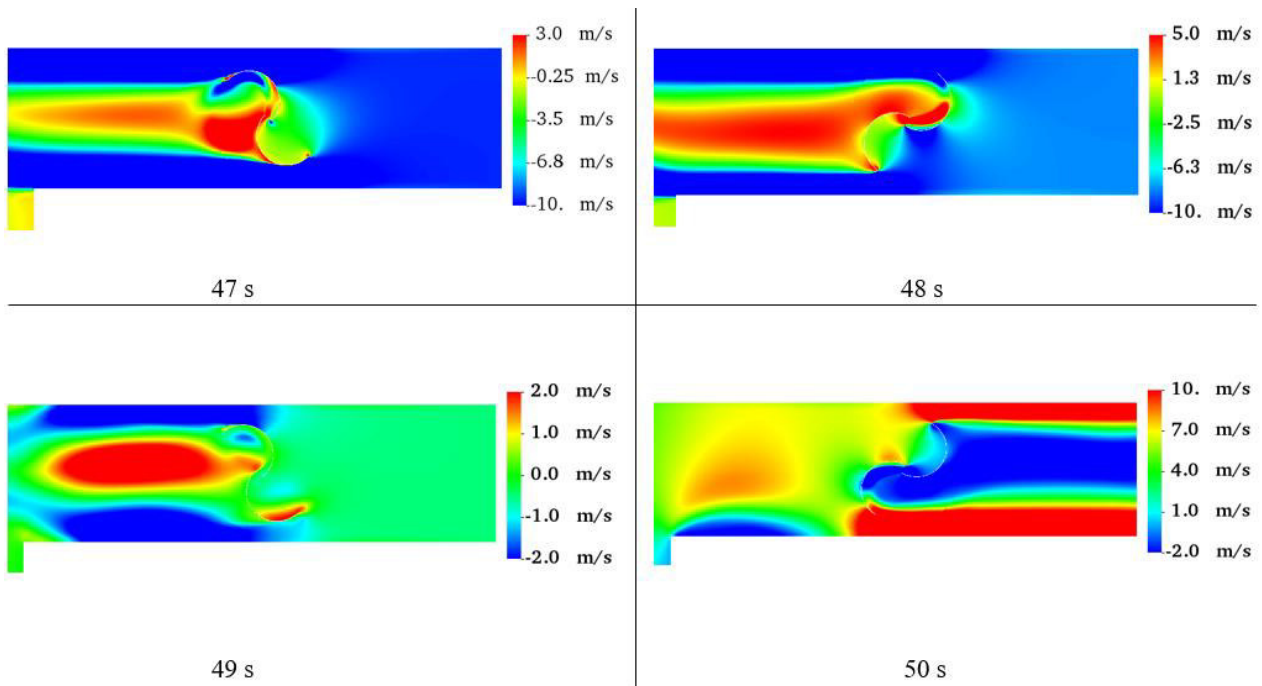


Figura 5.11 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,55$ rad/s.

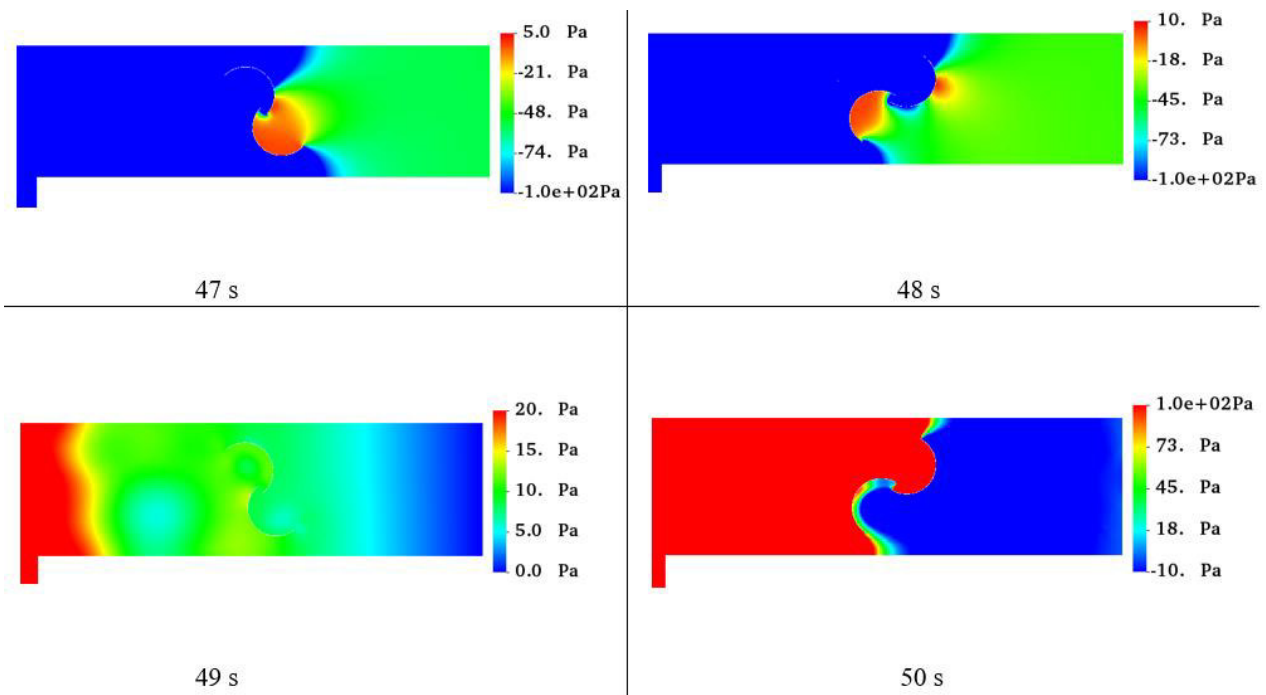


Figura 5.12 - Campo de pressão no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,55$ rad/s.

Da mesma forma como observado no comportamento dos campos de velocidade e pressão para $\omega' = 1,17$ rad/s, as topologias das mesmas propriedades mantêm o mesmo aspecto (com magnitudes diferentes) para $\omega' = 1,55$ rad/s, onde nos instantes $t = 47$ s e $t = 48$ s ocorre uma maior resistência ao movimento de rotação da turbina e nos instantes $t = 49$ s e $t = 50$ s ocorre uma menor resistência do mesmo movimento pelo escoamento do ar (de acordo com a Fig. 5.12) e variações significativas do campo de velocidades conforme movimentação da onda no interior da câmara hidropneumática (conforme Fig. 4.11).

Para as velocidades angulares de $\omega' = 1,94$ rad/s; 2,33 rad/s e 3,11 rad/s as mesmas características são apresentadas da Fig. 5.13 até a Fig. 5.18.

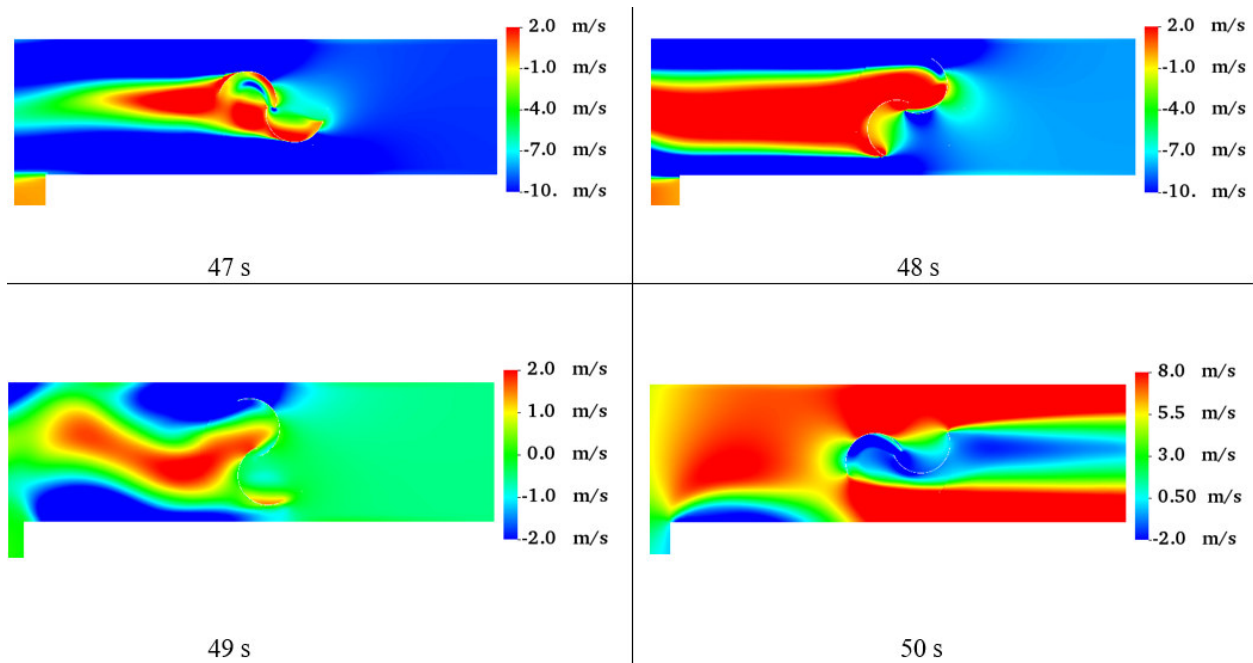


Figura 5.13 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,94$ rad/s.

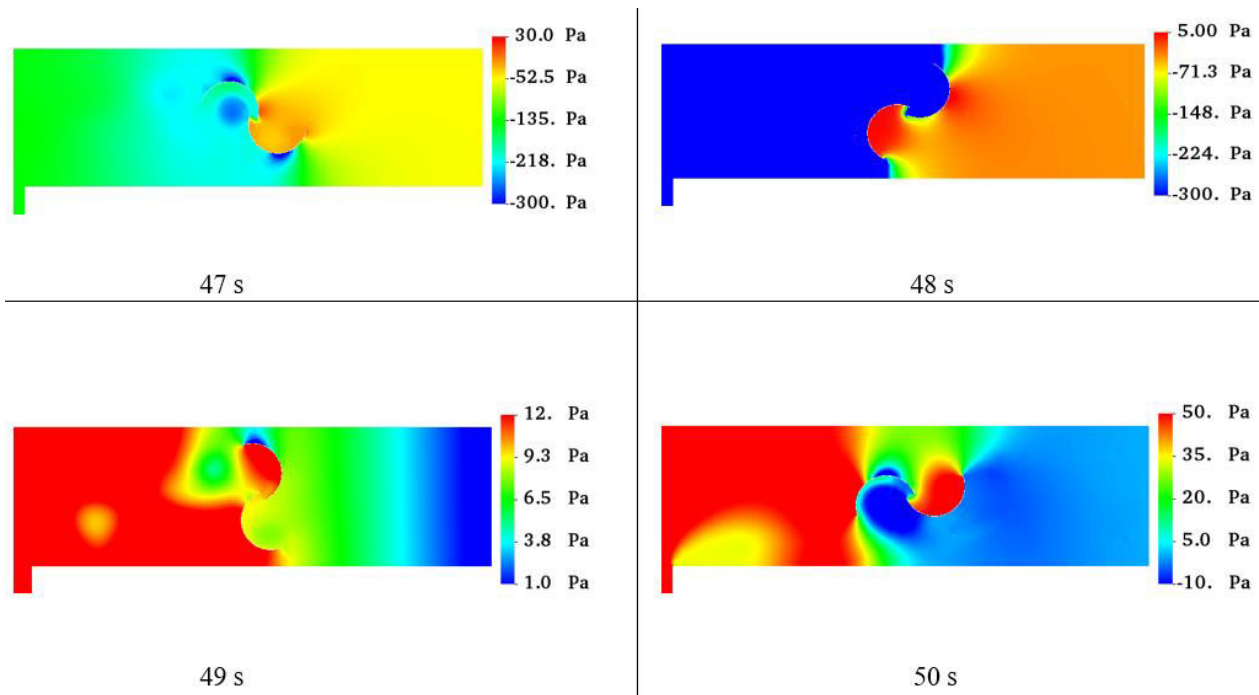


Figura 5.14 - Campo de pressão no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 1,94$ rad/s.

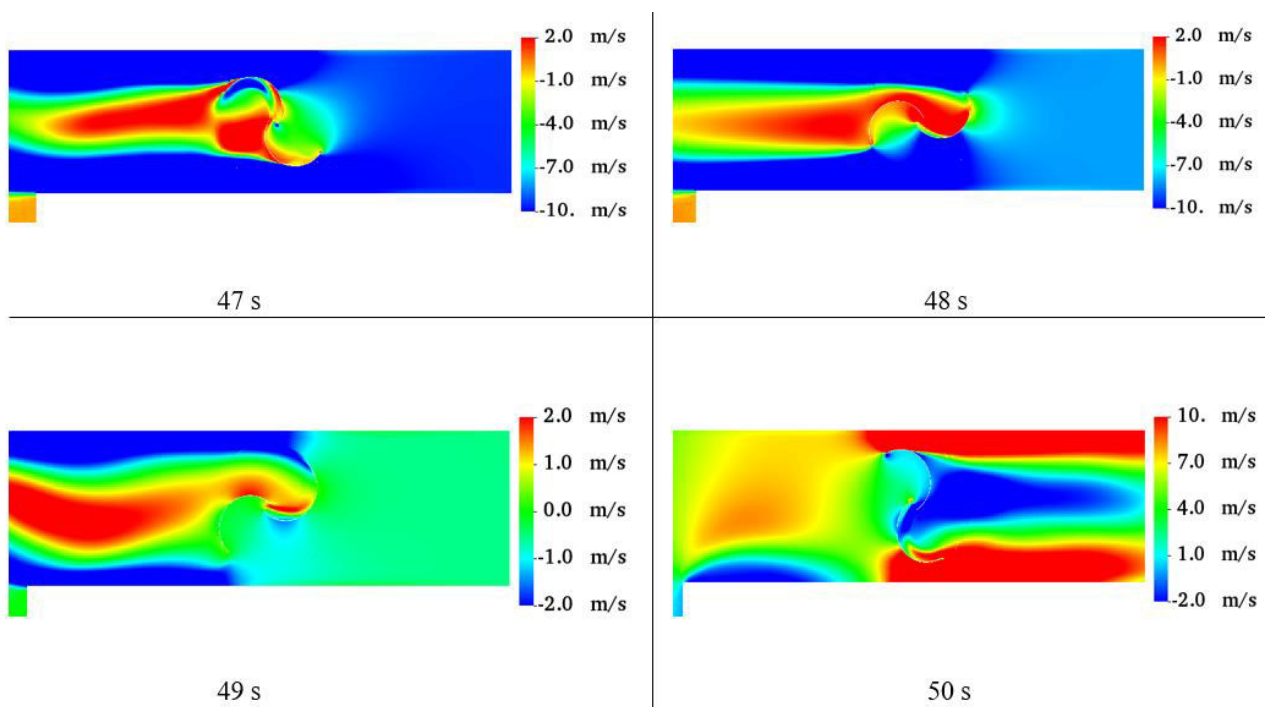


Figura 5.15 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 2,33$ rad/s.

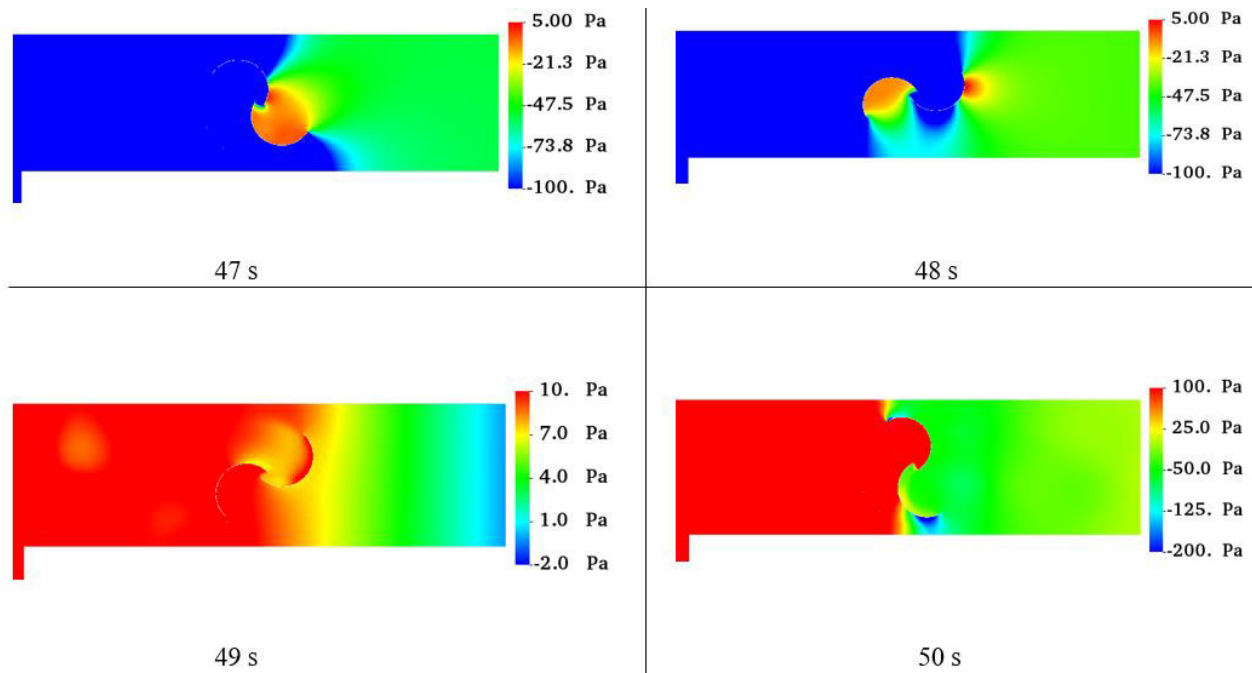


Figura 5.16 - Campo de pressão no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 2,33$ rad/s.

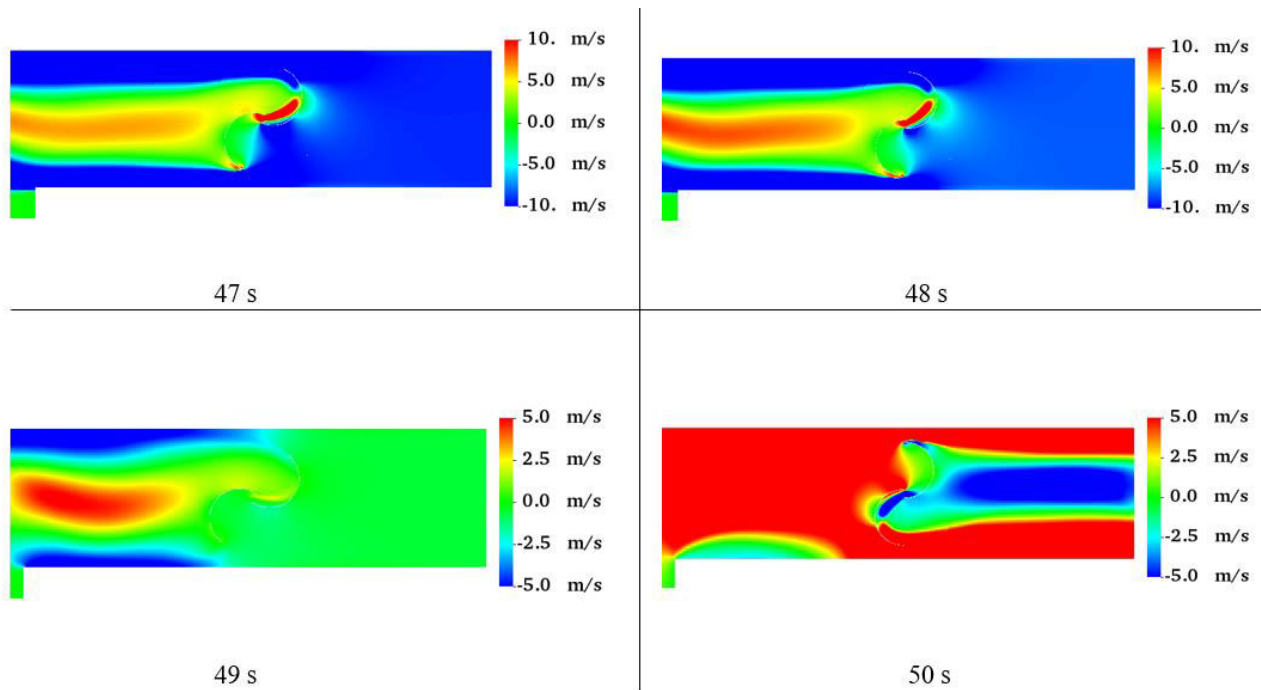


Figura 5.17 - Campo de velocidades no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 3,11$ rad/s.

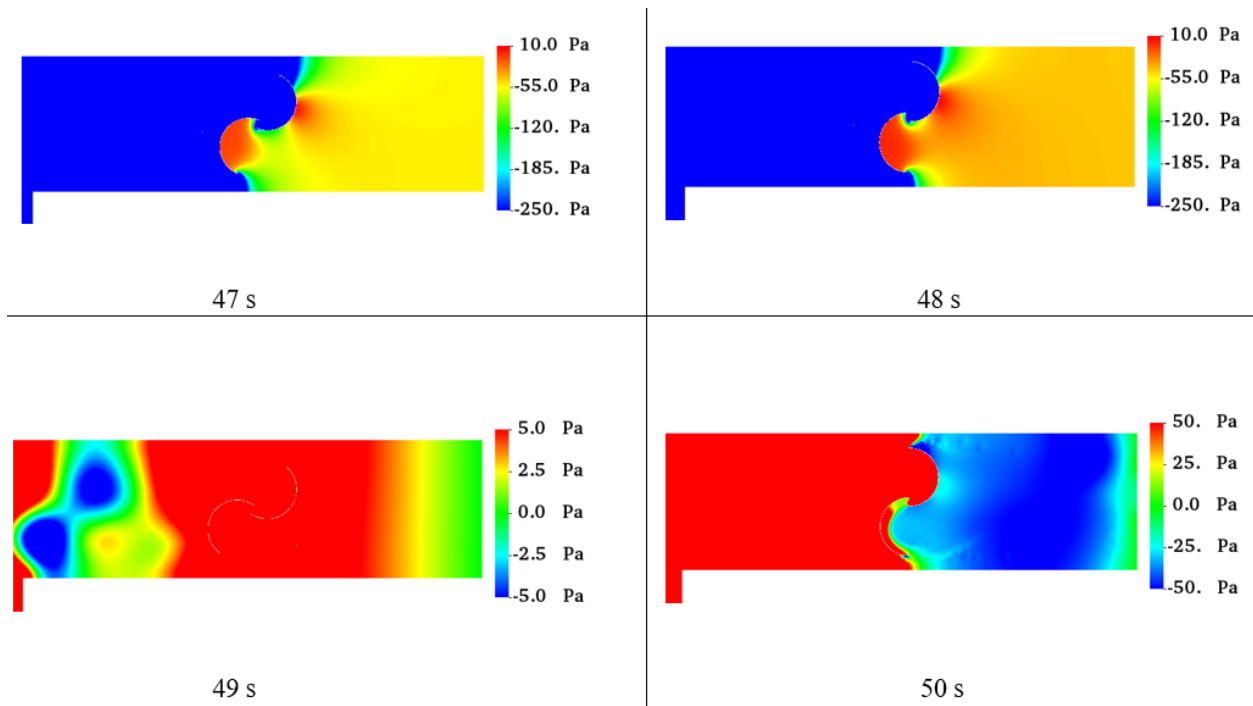


Figura 5.18 - Campo de pressão no duto do CAO nos instantes $t = 47$ s até $t = 50$ s para $\omega' = 3,11$ rad/s.

Pode-se observar que as mesmas características de maior resistência ao escoamento do ar para a rotação da turbina Savonius ocorrem para as velocidades angulares de 1,94 e 2,33 rad/s, assim como foi observado para as demais velocidades anteriormente analisadas. Todavia, na Fig. 5.18 é possível notar a ocorrência de uma zona com maior variação da magnitude de pressão, localizada na região côncava da pá de retorno (uma zona com maior variação de magnitude), no instante $t = 50$ s para $\omega' = 3,11$.

Neste sentido, para avaliar a média RMS da potência pneumática disponível no dispositivo CAO, a Fig. 5.19 apresenta o comparativo desta propriedade para três velocidades angulares constantes da turbina Savonius: 1,17; 1,94 e 3,11 rad/s.

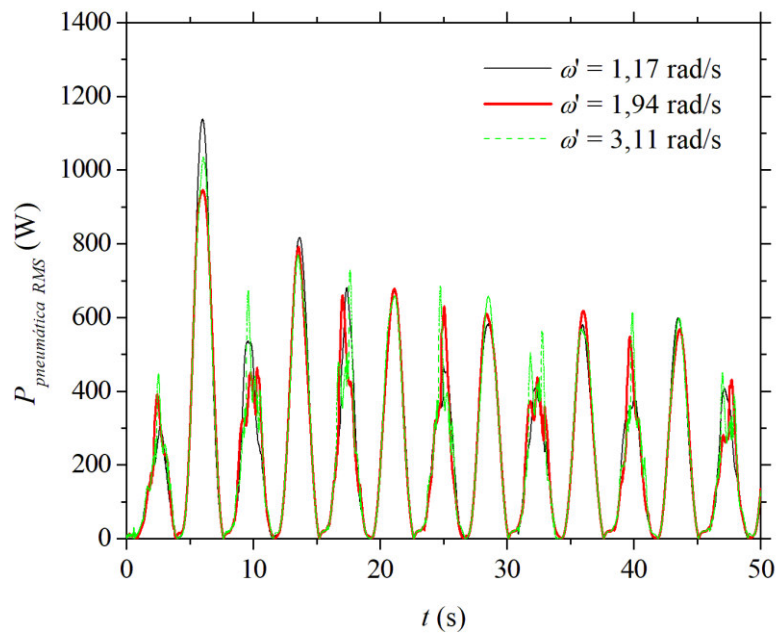


Figura 5.19 - Potência pneumática disponível RMS no dispositivo CAO do modelo acoplado para $\omega' = 1,17$ rad/s, $\omega' = 1,94$ rad/s e $\omega' = 3,11$ rad/s.

Com as médias RMS da potência pneumática que está disponível no equipamento, ilustradas na Fig. 5.19, percebe-se que a variação da velocidade de ponta da turbina interfere no perfil das curvas ao longo do intervalo analisado. Os perfis mantêm uma tendência similar em todo o intervalo, com variações nas magnitudes dos picos. Este fato pode ser relacionado ao posicionamento das pás da turbina em relação à compressão e descompressão exercida pelo movimento da água no escoamento do ar dentro do dispositivo CAO.

Para analisar a potência exercida pela turbina nesta configuração, a Fig. 5.20 ilustra os resultados obtidos para as mesmas velocidades angulares da análise da potência pneumática disponível.

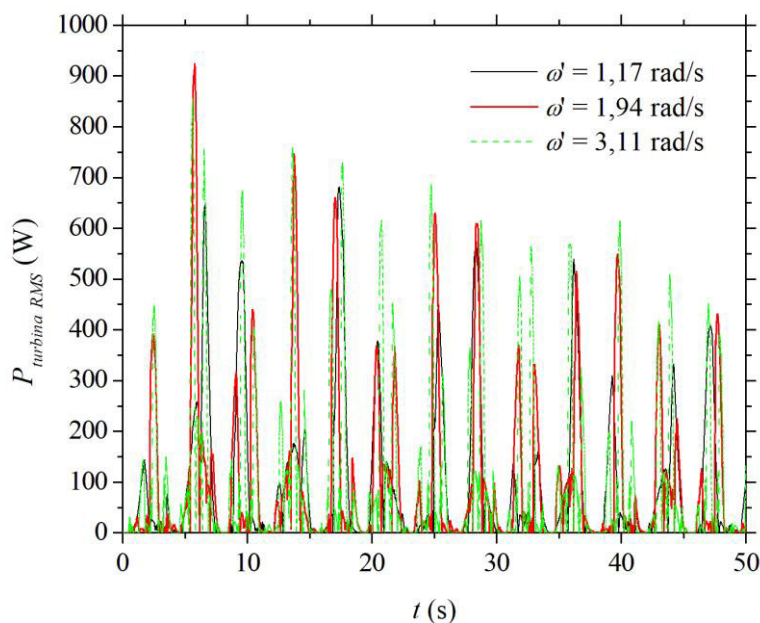


Figura 5.20 - Potência da turbina RMS no dispositivo CAO do modelo acoplado para $\omega' = 1,17$ rad/s, $\omega' = 1,94$ rad/s e $\omega' = 3,11$ rad/s.

Os resultados ilustrados denotam concordância entre os perfis das curvas de ω' apresentadas, com diferenças em suas magnitudes, o que era esperado. Pode-se observar a ocorrência de menores amplitudes para $P_{turbina\ RMS}$ para $\omega' = 1,17$ rad/s e maiores amplitudes para $\omega' = 3,11$ rad/s. É importante observar, também, que para $\omega' = 3,11$ rad/s ocorrem mais oscilações ao longo do tempo analisado, comparando com as demais velocidades, tendo em vista que a turbina completa uma rotação completa em um menor tempo com esta velocidade. A Tabela 5.1 apresenta os resultados quantitativos obtidos da $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$ para todos os casos simulados do modelo acoplado.

Tabela 5.1 - Resultados obtidos para $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$ para o modelo acoplado.

ω' [rad/s]	$P_{pneumática\ RMS}$ [W]	$P_{turbina\ RMS}$ [W]	Diferença [W]
1,17	521,04	101,82	419,22
1,55	530,34	106,97	423,37
1,94	530,22	109,78	420,44
2,33	535,30	122,53	412,76
3,11	538,14	121,54	416,60

Através dos resultados da Tabela 5.1 nota-se que a maior diferença entre $P_{pneumática\ RMS}$ na

câmara do dispositivo CAO é de 17,1 W (comparando os resultados de $\omega' = 3,11$ rad/s e $\omega' = 1,17$ rad/s), equivalente a 3,17 %. As diferenças que ocorrem são atribuídas às velocidades angulares da turbina que causam diferentes comportamentos no escoamento turbulento do ar no interior do duto de ar do dispositivo. Ao comparar as diferenças entre $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para cada caso, identifica-se que $\omega' = 1,55$ rad/s obteve a maior diferença, 423,37 W e para $\omega' = 1,17$ rad/s a menor potência na turbina foi obtida.

As relações entre $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para os diferentes valores de ω' são ilustradas pelas Fig. 5.21 até a Fig. 5.25.

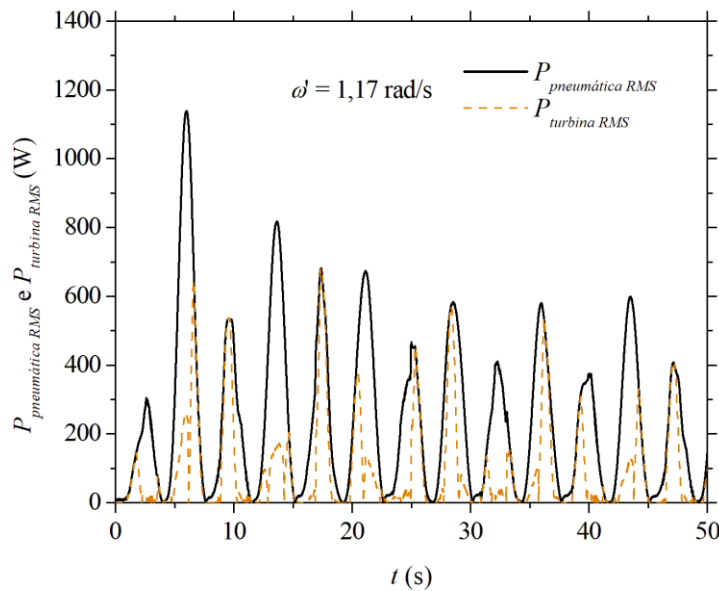


Figura 5.21 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 1,17$ rad/s.

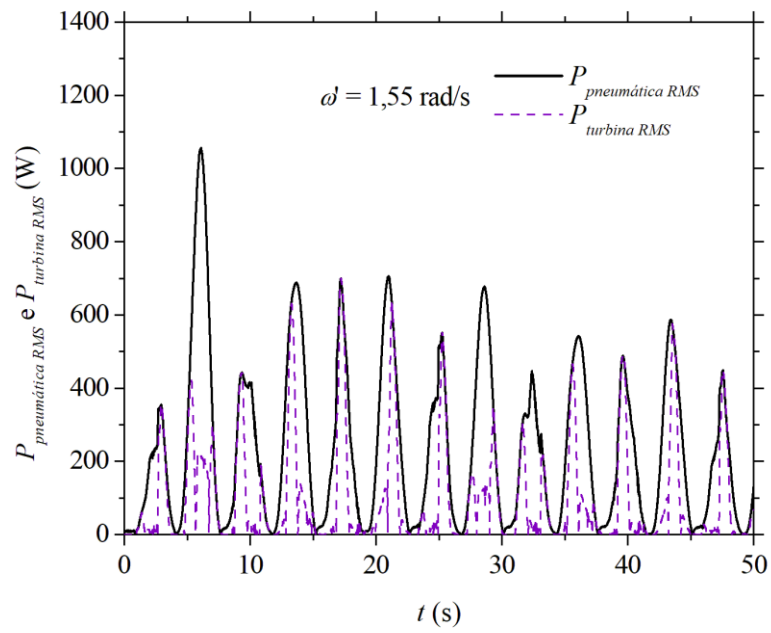


Figura 5.22 - Comparativo $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$ para $\omega' = 1,55\ rad/s$.

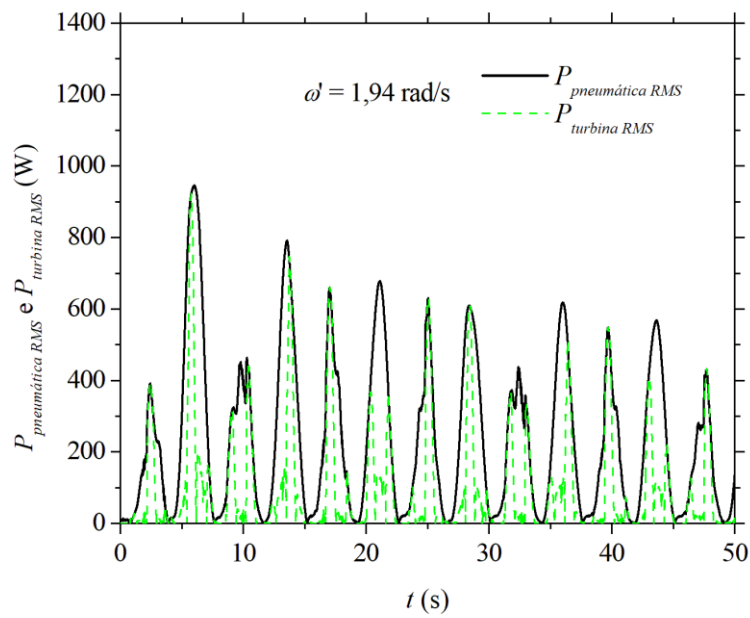


Figura 5.23 - Comparativo $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$ para $\omega' = 1,94\ rad/s$.

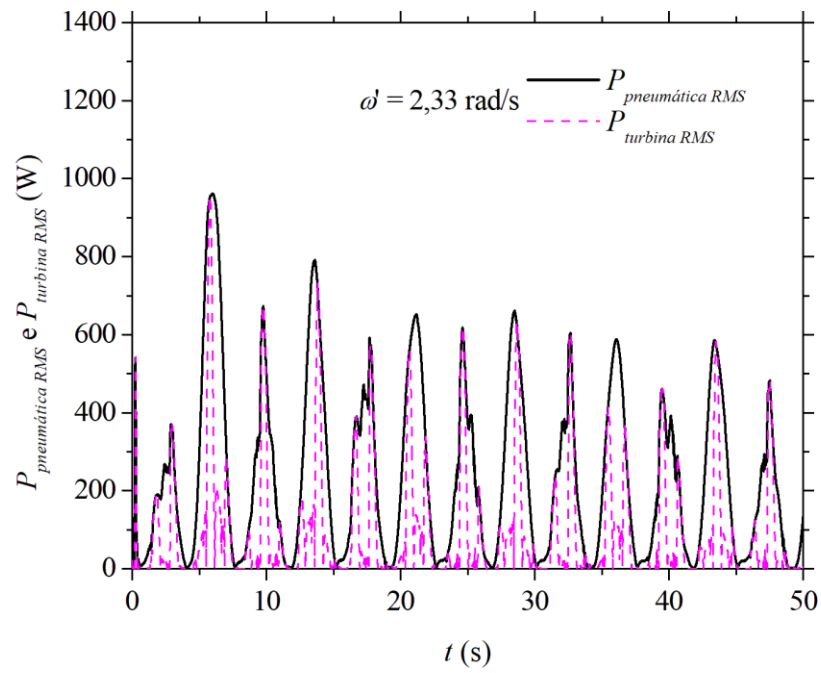


Figura 5.24 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 2,33 \text{ rad/s}$.

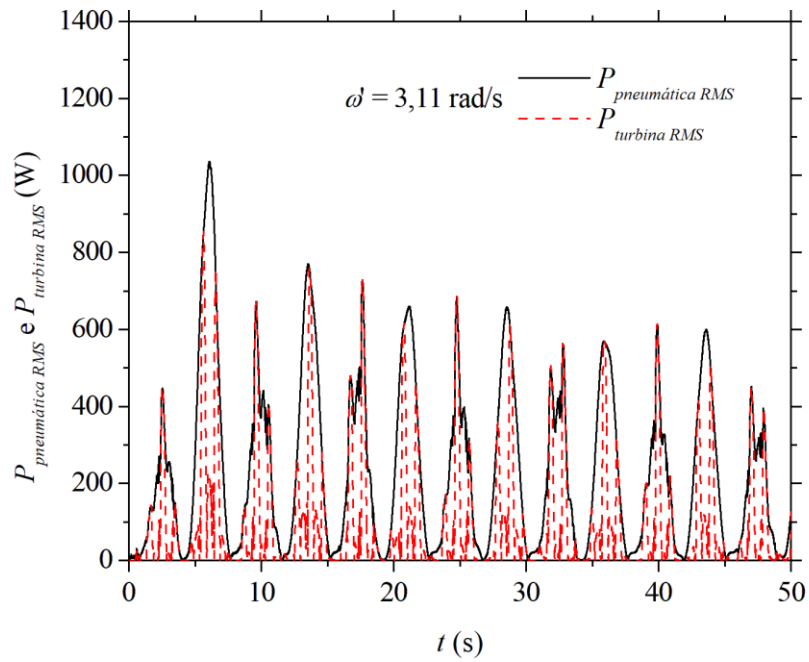


Figura 5.25 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 3,11 \text{ rad/s}$.

Com os gráficos comparativos da $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ de todos os casos pode-se afirmar que, em todas as análises, as curvas para potência da turbina mantiveram suas magnitudes em equivalência aos resultados da potência disponível no equipamento, ou seja, as maiores magnitudes de $P_{\text{turbina RMS}}$ não obtiveram valores superiores à $P_{\text{pneumática RMS}}$. Isto sinaliza que, para todos os valores de ω' simulados, o escoamento de ar transferiu energia cinética às pás da turbina. É importante ressaltar, também, que conforme o aumento de ω' , ocorrem maiores quantidades de oscilações nos resultados de $P_{\text{turbina RMS}}$ entre um pico e dois vales das curvas de $P_{\text{pneumática RMS}}$, onde para $\omega' = 3,11$ rad/s são notadas as maiores oscilações e para $\omega' = 1,17$ rad/s, as menores.

Neste sentido, a Fig. 5.26 ilustra a comparação da média RMS do coeficiente de potência da turbina, Cp_{RMS} (definido pela Eq. (2.18)), para os cinco valores de ω' .

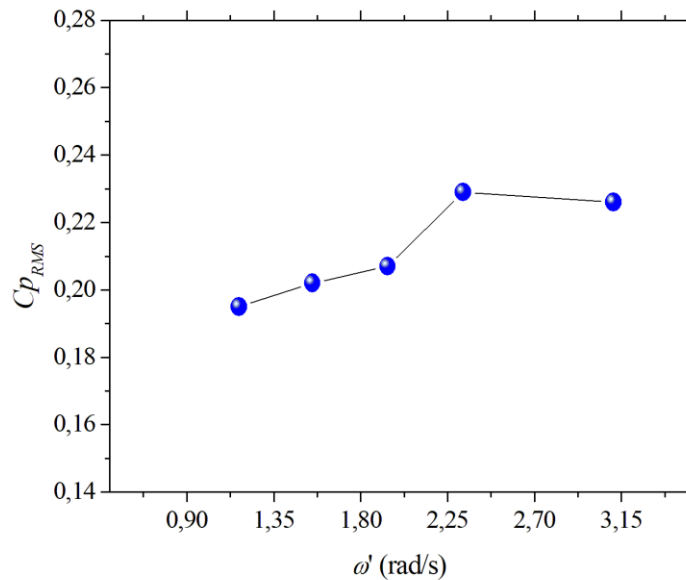


Figura 5.26 - Variação de Cp_{RMS} em relação a ω' para o modelo acoplado.

Com os resultados apresentados na Fig. 5.26, a turbina com $\omega' = 2,33$ rad/s obteve o melhor desempenho, em média, para o período de $0 \leq t \leq 50$ s, com $Cp_{\text{RMS}} = 0,229$. Dentre os demais casos analisados, $\omega' = 1,17$; 1,94 e 3,11 rad/s, praticamente obtiveram a mesma performance, onde $\omega' = 3,11$ rad/s apresentou o maior valor dentre os três casos, com $Cp_{\text{RMS}} = 0,226$. Por sua vez, $\omega' = 1,17$ rad/s obteve a menor performance de todos os casos analisados, com $Cp_{\text{RMS}} = 0,195$. Estes resultados denotam que, quanto maior for a oscilação das curvas da $P_{\text{turbina RMS}}$ no interior das curvas da $P_{\text{pneumática RMS}}$, em um intervalo de um pico e dois vales, maior é o Cp_{RMS} da turbina. Ficou denotado, também, uma tendência do aumento de $P_{\text{turbina RMS}}$ para velocidades angulares mais altas, para essa configuração do problema.

5.1.2. Simulações com valores de maior magnitude de ω'

Após os primeiros testes para o modelo acoplado, uma nova investigação para valores mais altos de ω' foi realizada, no intuito de averiguar os efeitos causados com este aumento nos resultados de $P_{\text{pneumática RMS}}$, $P_{\text{turbina RMS}}$ e Cp_{RMS} . Esta nova gama de valores foi avaliada, devido aos resultados vistos anteriormente na Fig.5.26 apontarem uma tendência no aumento de Cp_{RMS} .

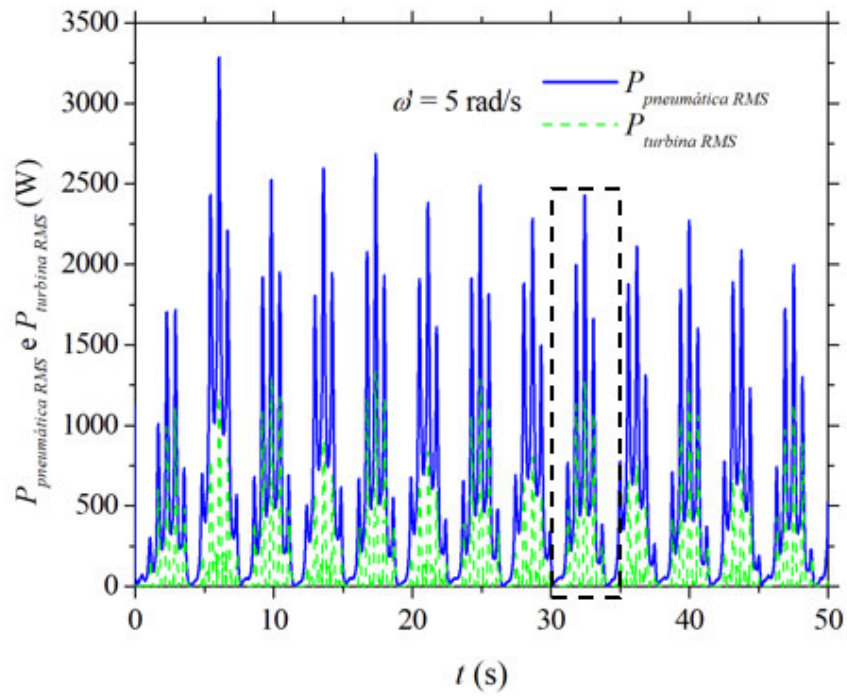
Para esta nova análise, os valores adotados para ω' da turbina foram: 5; 7,5; 10; 20 e 30 rad/s. Todas as configurações de simulação, previamente adotadas, foram mantidas para estes novos casos, assim como a malha computacional. A Tab. 5.2 apresenta os resultados para a nova avaliação de ω' :

Tabela 5.2 - Novos valores de ω' analisados para o problema acoplado.

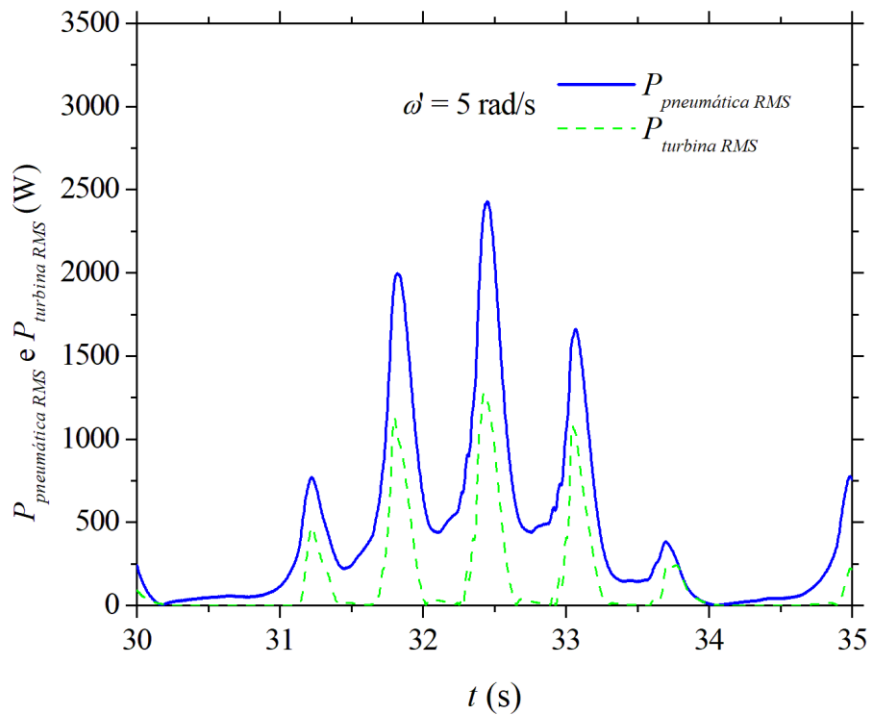
ω' [rad/s]	$P_{\text{pneumática RMS}}$ [W]	$P_{\text{turbina RMS}}$ [W]	Diferença [W]
5	533,24	150,99	402,25
7,5	568,35	184,15	384,21
10	578,28	201,96	376,32
20	561,48	117,27	444,21
30	554,12	70,70	483,42

Com os resultados da Tab. 5.2 observa-se um aumento gradativo da $P_{\text{pneumática RMS}}$ e da $P_{\text{turbina RMS}}$ conforme a elevação de ω' até 10 rad/s. Em contrapartida, a partir de $\omega' = 20$ rad/s ocorre uma diminuição drástica para $P_{\text{turbina RMS}}$, denotando que um grande aumento de ω' , nesta análise, acarreta a diminuição da performance da turbina.

As relações entre $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para os novos valores de ω' são ilustradas pela Fig. 5.27 até a Fig. 5.31.

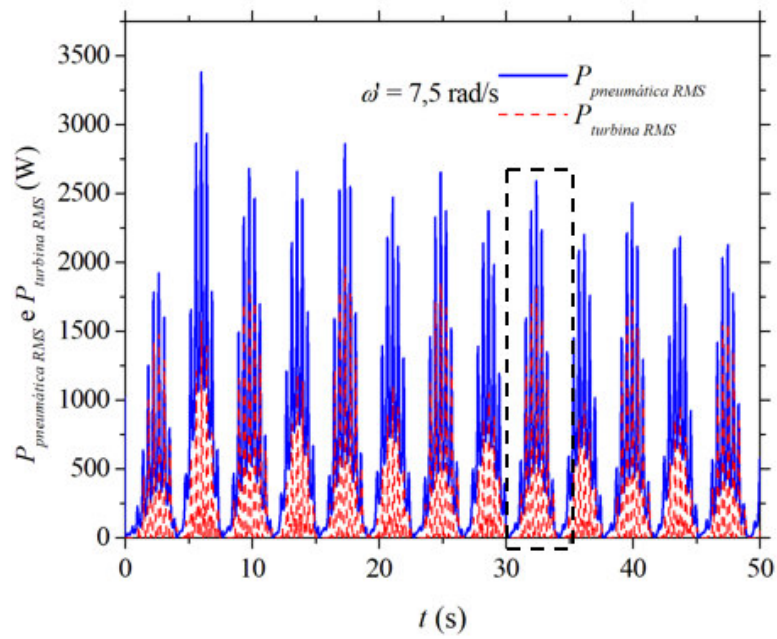


(a)

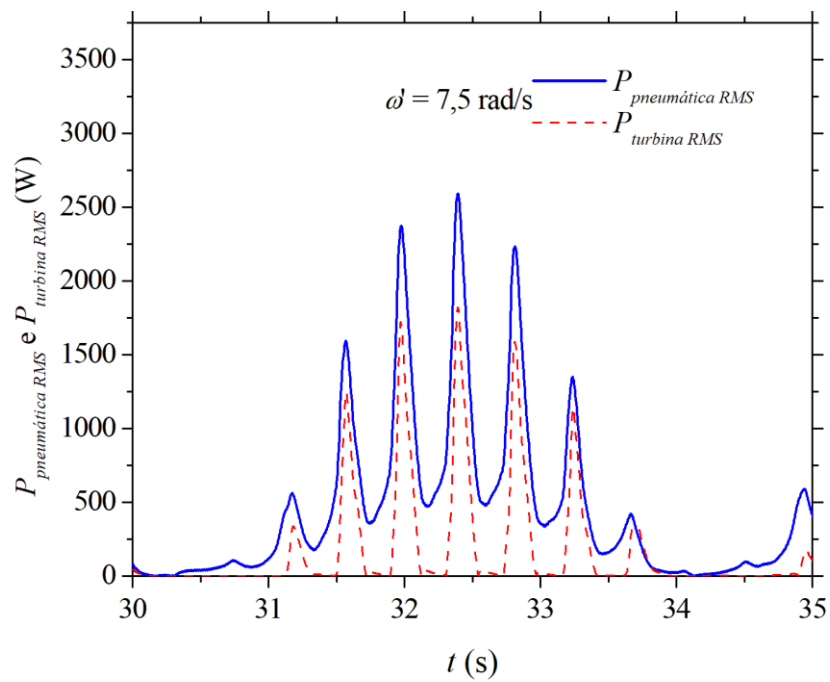


(b)

Figura 5.27 - Comparativo $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$ para $\omega' = 5\ rad/s$: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30\ s$ até $t = 35\ s$.

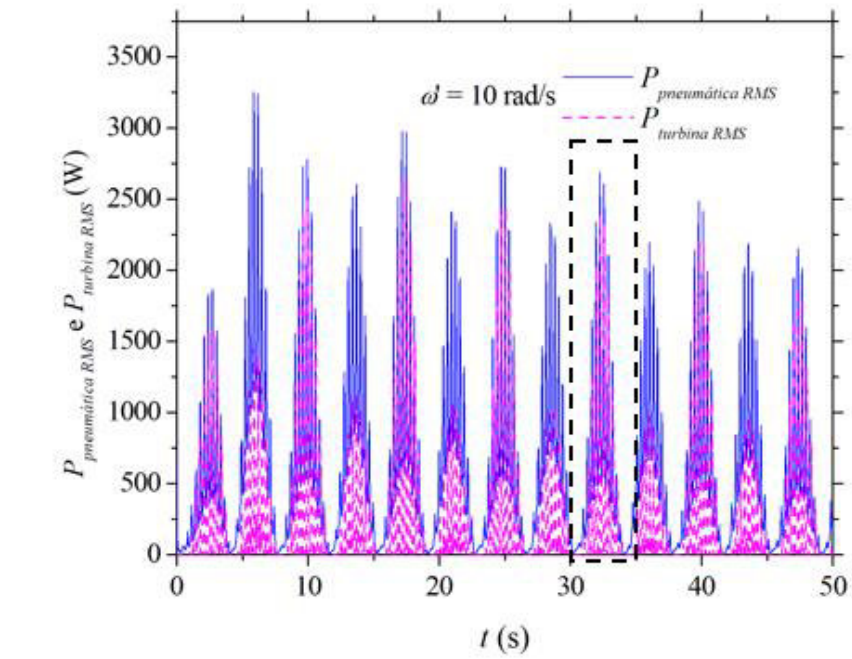


(a)

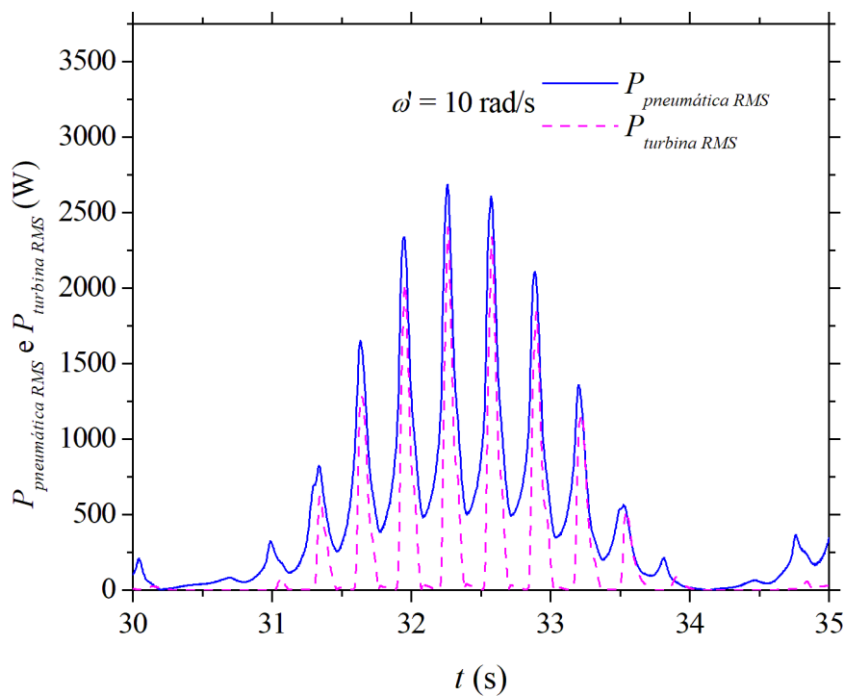


(b)

Figura 5.28 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 7,5 \text{ rad/s}$: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30 \text{ s}$ até $t = 35 \text{ s}$.

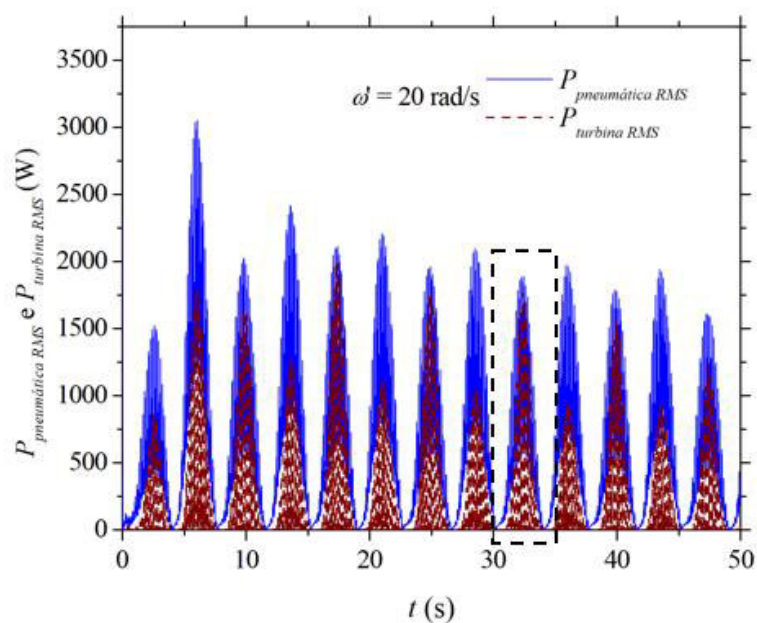


(a)

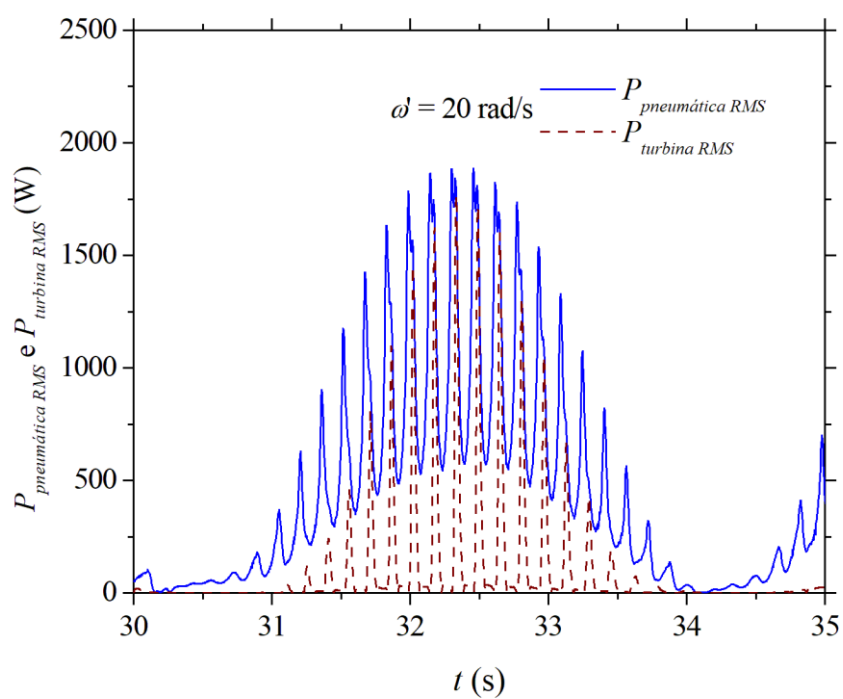


(b)

Figura 5.29 - Comparativo $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$ para $\omega' = 10\ rad/s$: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30\ s$ até $t = 35\ s$.

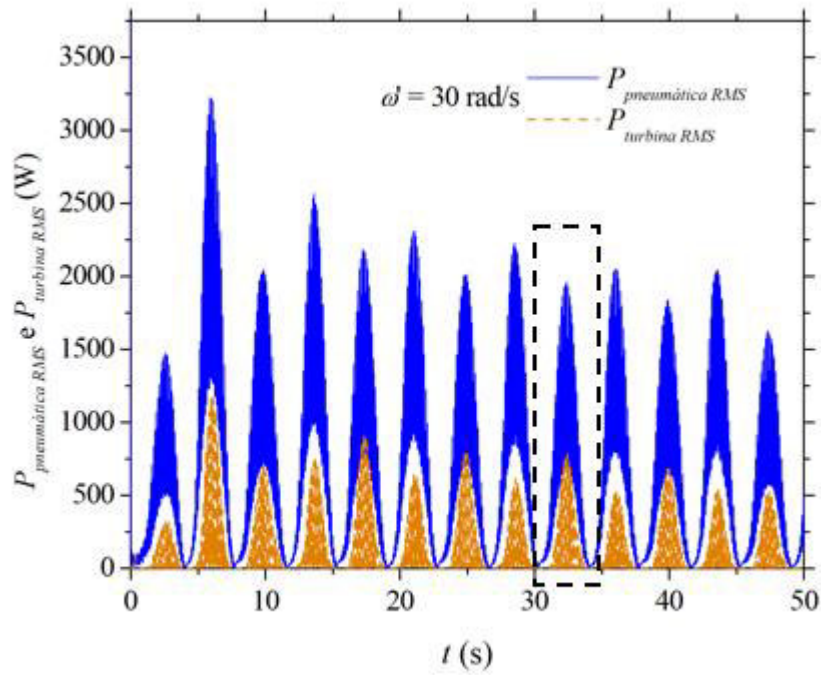


(a)

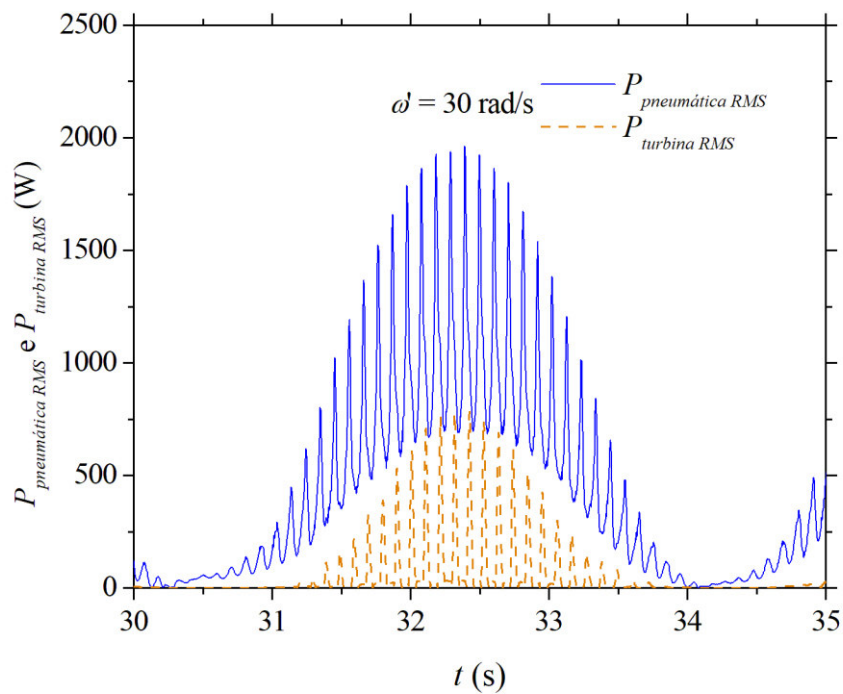


(b)

Figura 5.30 - Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 20 \text{ rad/s}$: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30 \text{ s}$ até $t = 35 \text{ s}$.



(a)



(b)

Figura 5.31- Comparativo $P_{\text{pneumática RMS}}$ e $P_{\text{turbina RMS}}$ para $\omega' = 30 \text{ rad/s}$: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de $t = 30 \text{ s}$ até $t = 35 \text{ s}$.

Com os resultados é observado que para todas as magnitudes de ω' simuladas na presente

seção os resultados de $P_{\text{turbina RMS}}$ obtiveram coerência em relação aos resultados de $P_{\text{pneumática RMS}}$, ou seja, em todos os casos, o escoamento de ar transfere energia cinética para as pás da turbina, fazendo com que a própria não funcione como uma bomba, mas sim de fato como uma turbina, recebendo energia cinética do escoamento de ar. Dentre os cinco valores de ω' analisados, como já citado anteriormente, $\omega' = 10 \text{ rad/s}$ foi a velocidade angular que estabeleceu as maiores magnitudes para $P_{\text{turbina RMS}}$ e $\omega' = 30 \text{ rad/s}$ estabeleceu as menores magnitudes para a mesma propriedade.

A Fig. 5.32 ilustra um compilado dos resultados obtidos para Cp_{RMS} da presente seção somados aos resultados da seção 5.1.1.

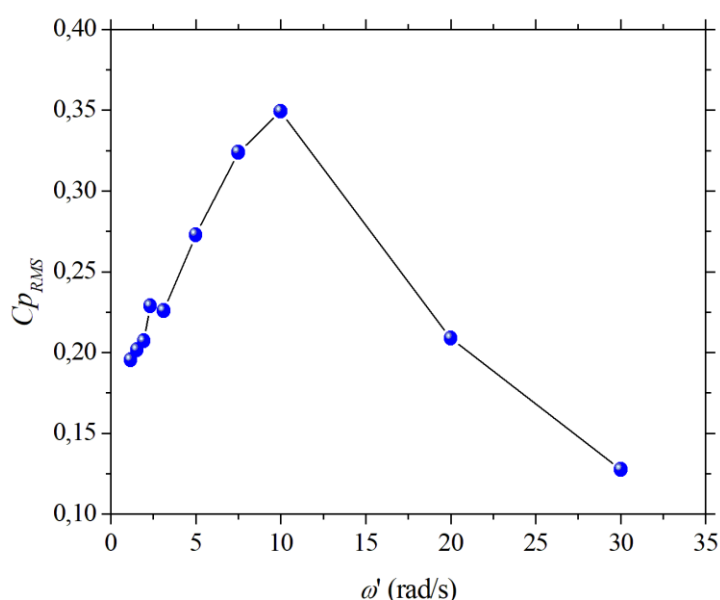


Figura 5.32 - Variação de Cp_{RMS} para todos os valores de ω' analisados.

Com a compilação dos resultados da Fig. 5.32 conclui-se que com as condições geométricas e fluidodinâmicas impostas neste problema acoplado, ocorre o aumento de Cp_{RMS} da turbina Savonius ao variar ω' de 1,17 rad/s até 10 rad/s, o que representa um acréscimo de performance de 44,04% da maior magnitude simulada em relação a menor magnitude. Todavia, para as magnitudes de ω' maiores de 10 rad/s, a performance da turbina, medida pelo seu Cp_{RMS} sofre um decréscimo de 63,46% relativo à maior magnitude ($\omega' = 10 \text{ rad/s}$) comparado à menor magnitude ($\omega' = 30 \text{ rad/s}$).

A Tabela 5.3 apresenta os resultados obtidos para os dois conjuntos de ω' analisados nas seções 5.1.1 e 5.1.2.

Tabela 5.3 - Resultados para todos os valores de ω' analisados nas seções 5.1.1 e 5.1.2.

ω' [rad/s]	$P_{\text{pneumática RMS}}$ [W]	$P_{\text{turbina RMS}}$ [W]	Cp_{RMS}
1,17	521,04	101,82	0,19
1,55	530,34	106,97	0,20
1,94	530,22	109,78	0,20
2,33	535,30	122,53	0,23
3,11	538,14	121,53	0,23
5	533,24	150,99	0,27
7,5	568,35	184,15	0,32
10	578,28	201,96	0,35
20	561,48	117,27	0,20
30	554,12	70,70	0,12

Com os resultados obtidos, para a sequência dos estudos da tese, foi adotado como rotação constante da turbina Savonius o valor de $\omega' = 10$ rad/s, por apresentar o melhor desempenho medido através de Cp_{RMS} , de $P_{\text{pneumática RMS}}$ e de $P_{\text{turbina RMS}}$ em relação aos demais valores analisados.

5.1.3. Teste de independência de passo de tempo do modelo acoplado

Após as análises referentes ao desempenho do modelo acoplado, ao serem simulados dez diferentes valores de ω' , um teste de independência para o passo de tempo foi realizado, assim como foi realizado em Letzow *et al.* (2020). No presente trabalho, este teste visou analisar a influência de diferentes valores de Δt aplicados ao processamento do problema, em relação aos resultados de Cp_{RMS} . Esta análise visa, também, diminuir o esforço computacional das simulações.

Para este estudo, os seguintes valores foram testados: $\Delta t = 2,5 \times 10^{-3}$ s; $\Delta t = 3,5 \times 10^{-3}$ s; $\Delta t = 4,0 \times 10^{-3}$ s; $\Delta t = 4,5 \times 10^{-3}$ s; $\Delta t = 5,0 \times 10^{-3}$ s; $\Delta t = 1,0 \times 10^{-2}$ s; $\Delta t = 1,5 \times 10^{-2}$ s; $\Delta t = 2,0 \times 10^{-2}$ s e $\Delta t = 2,5 \times 10^{-2}$ s. Para os cálculos, a mesma Eq. (4.3) foi utilizada para a obtenção da diferença relativa, que serve como o parâmetro de identificação da independência dos resultados em relação ao passo de tempo aplicado. Todavia, devido ao diferente critério adotado, a equação foi reescrita como:

$$Diferença\ Relativa = 100 \times \left| \frac{C_{pRMS_P}^{j*} - C_{pRMS_P}^{j*+1}}{C_{pRMS_P}^j} \right| \leq 2,5 \times 10^{-1}\% \quad (5.2)$$

É importante destacar que, para todos os casos simulados, o tempo total de simulação foi de 50 s. A Tab. 5.4 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 5.4 - Resultados do teste de independência de passo de tempo.

j	Δt (s)	C_{pRMS}	Diferença Relativa (%)
1	0,0025	0,2090	$4,78 \times 10^{-1}$
2	0,0035	0,2080	$3,85 \times 10^{-1}$
3	0,0040	0,2072	$2,90 \times 10^{-1}$
4	0,0045	0,2066	$2,90 \times 10^{-1}$
5	0,0050	0,2060	$4,21 \times 10^{-1}$
6	0,0100	0,2051	$2,59 \times 10^{-1}$
7	0,0150	0,2046	$2,66 \times 10^{-1}$
8	0,0200	0,2041	$2,18 \times 10^{-1}$
9	0,0250	0,2036	-

Com os resultados, $\Delta t = 0,0200$ s foi considerado o passo de tempo independente, dentro do critério adotado. Esse valor de Δt obteve um esforço computacional de cerca de 7 h para simular um tempo total de escoamento de 50 s, mostrando que além de obter resultados confiáveis para a solução do problema, reduz drasticamente o tempo computacional necessário para o processamento dos dados (para $\Delta t = 0,0025$ s, o esforço computacional foi de cerca de 18 h). A Fig. 5.33 ilustra as curvas dos resultados de C_{pRMS} para alguns dos diferentes valores de Δt simulados.

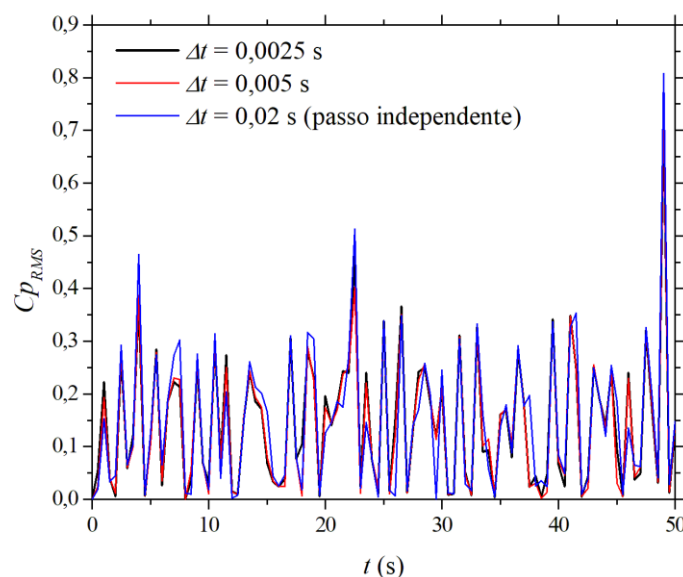


Figura 5.33 - Comportamento de Cp_{RMS} para os valores de Δt analisados.

5.1.4. Resultados da investigação geométrica

Após a determinação da velocidade angular da turbina Savonius a ser utilizada ($\omega = 10$ rad/s) e do passo de tempo ideal para o processamento do problema acoplado ($\Delta t = 0,02$ s), a análise geométrica através do Design Construtal foi realizada para o modelo em estudo.

Nesta avaliação geométrica, conforme já descrito, as restrições consideradas para o problema foram as áreas da câmara hidropneumática do CAO, $A_1 = 80$ m² e a área da rampa abaixo do dispositivo, $A_2 = 40$ m².

O problema possui dois graus de liberdade, que são a razão da altura pelo comprimento da câmara hidropneumática, H_1 / L_1 (que foi variada pelos seguintes valores: 0,2; 0,4; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0; 3,0 e 5,0) e a inclinação da rampa abaixo do CAO, variada através da razão da base pela altura da mesma, H_2 / L_2 (variado pelos seguintes valores: 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 e 2,0).

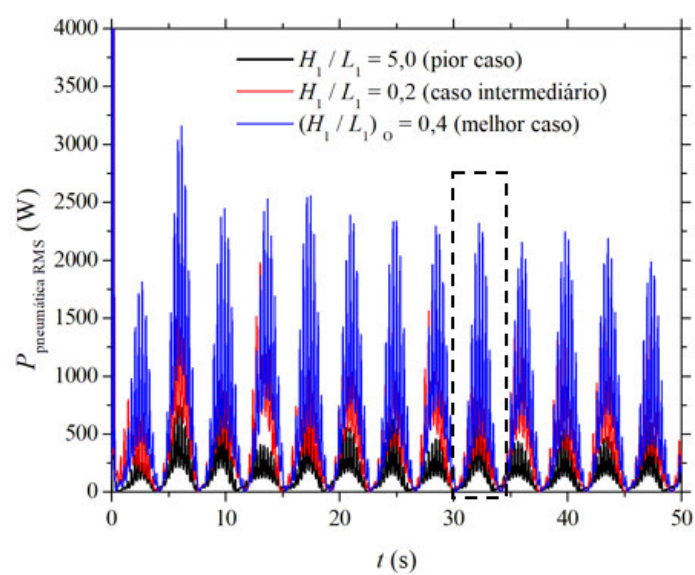
Os parâmetros de onda utilizados nas simulações foram: $L_{onda} = 65,4$ m; $h = 10$ m; $H_{onda} = 1$ m e $T = 7,5$ s. O tipo de onda utilizado foi modelado através da teoria das ondas lineares de Airy.

A turbina Savonius, em rotação constante através de uma malha móvel, possui as seguintes dimensões: $d = 0,4755$ m, $C = 0,2576$ m, $e = 0,0018$ m e $S = 0,0397$ m.

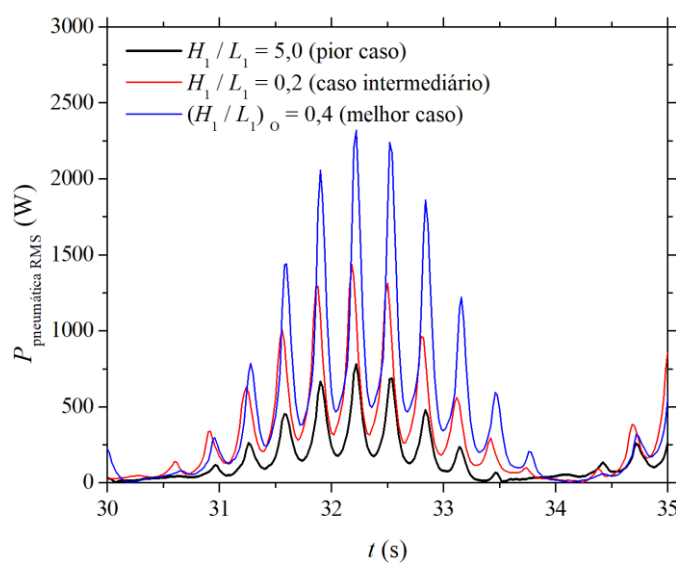
Com os parâmetros apresentados, os resultados foram aferidos tendo como indicador de performance $P_{turbina\ RMS}$ da turbina Savonius em rotação constante posicionada no centro do duto de

ar do CAO.

Em uma primeira análise, mantendo constante $H_2 / L_2 = 0,05$ e variando-se apenas H_1 / L_1 , foi obtido como o caso com o melhor indicador de performance, uma vez maximizado, o grau de liberdade $(H_1 / L_1)_o = 0,4$. A Fig. 5.34 ilustra os resultados da $P_{\text{pneumática RMS}}$ para os casos de melhor, pior e desempenho intermediário e a Fig. 5.35 apresenta os resultados para $P_{\text{turbina RMS}}$ para os mesmos casos.

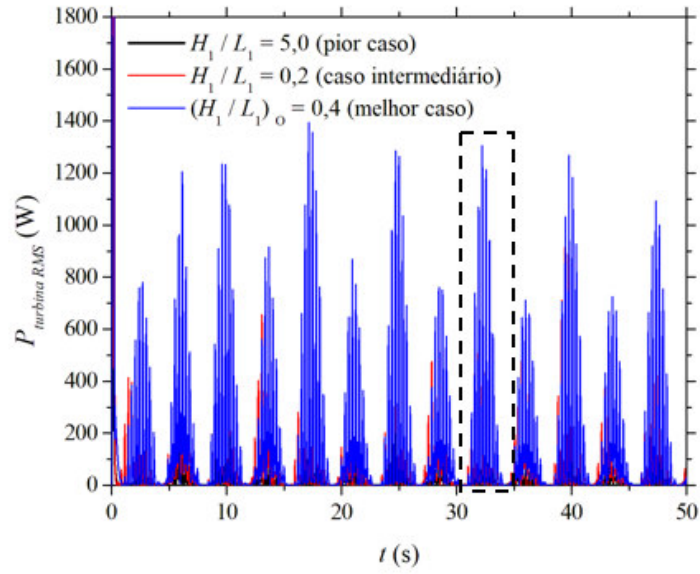


(a)



(b)

Figura 5.34 - $P_{\text{pneumática RMS}}$ comparativa para variação em um grau de liberdade: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de 30 s até 35 s.



(a)

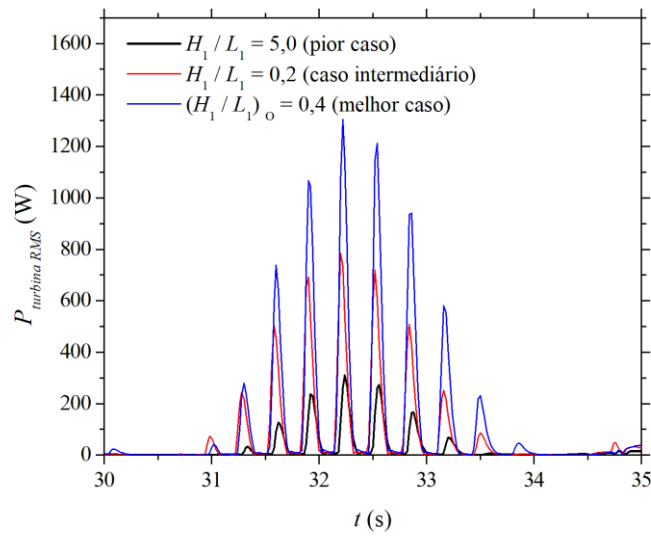


Figura 5.35 - $P_{\text{turbina RMS}}$ comparativa para variação em um grau de liberdade: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de 30 s até 35 s.

Com os resultados apresentados na Figs. 5.34, observa-se, da mesma forma, conforme pode ser visto para os resultados de $P_{\text{pneumática RMS}}$ em Letzow *et al.* (2020) em que, para uma altura mais elevada da câmara hidropneumática ($H_1 / L_1 = 5,0$), o escoamento do ar no interior da câmara do dispositivo CAO sofre uma perda de carga maior do que os casos com a razão de $H_1 / L_1 < 5,0$, ocasionando uma perda de energia cinética do escoamento e por sua vez fazendo a magnitude da $P_{\text{pneumática RMS}}$ ser inferior aos demais casos. Em consequência dos mesmos motivos citados, os efeitos

para os resultados da $P_{\text{turbina RMS}}$ são os mesmos, conforme visto na Fig. 3.35. Neste sentido, ocorre uma condução de maior quantidade de movimento para o caso de melhor performance $(H_1 / L_1)_o = 0,4$, proporcionando um maior valor para $P_{\text{turbina RMS}}$. Pode-se observar, também, um comportamento intermitente para as curvas apresentadas, onde ocorrem picos de até 1,4 kW para $P_{\text{turbina RMS}}$ e acima de 3,0 kW para $P_{\text{pneumática RMS}}$, oriundas da rotação das pás da turbina que em alguns instantes ocupam praticamente toda a extensão do duto do dispositivo CAO, na direção vertical, causando uma grande variação da velocidade do escoamento de ar nesta região.

O comportamento do escoamento de ar pode ser analisado, através da Fig. 5.36 que ilustra o comportamento da vazão mássica do ar para os três casos representativos.

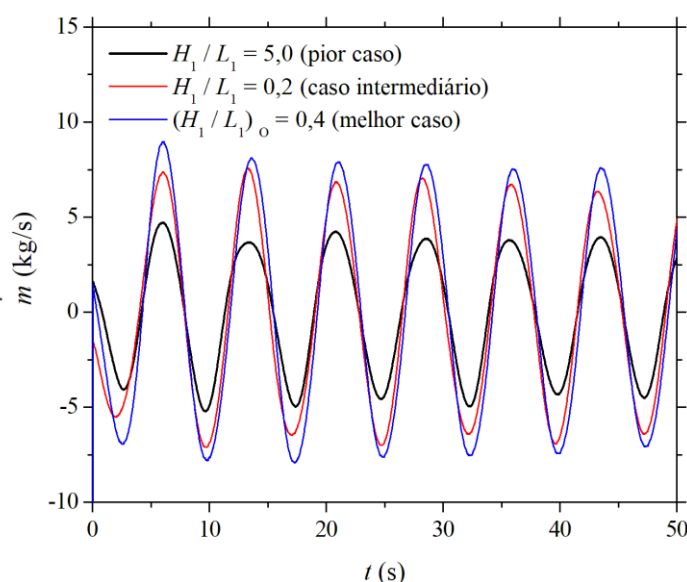
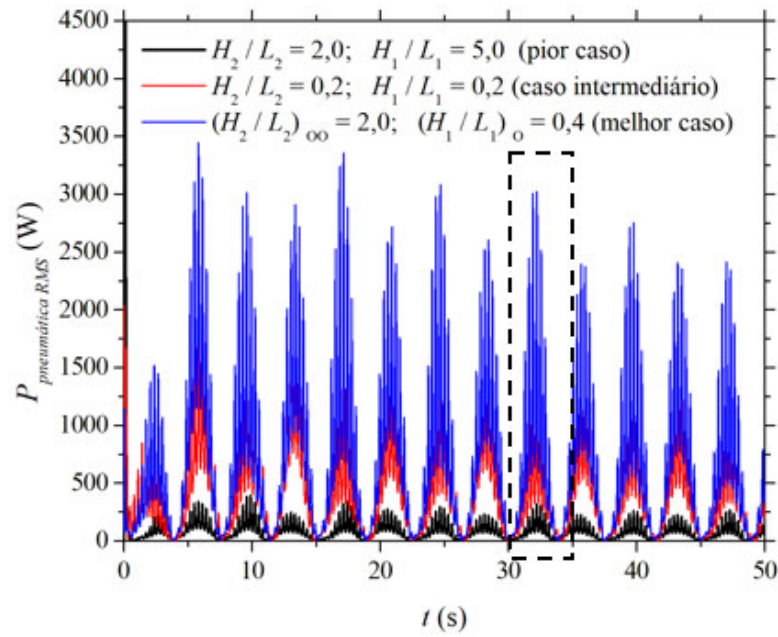


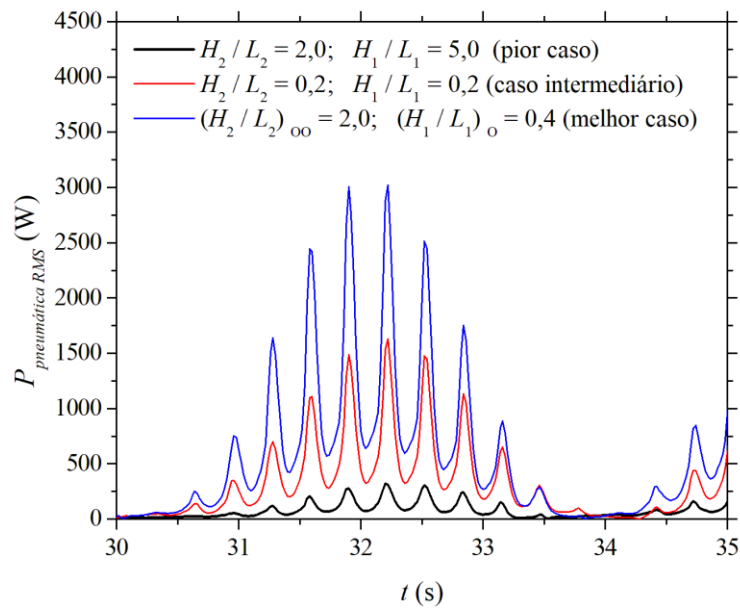
Figura 5.36 - Vazão mássica comparativa para variação em um grau de liberdade.

Com esses resultados, o caso com melhor performance para um grau de liberdade, $(H_1 / L_1)_o = 0,4$ atingiu uma $P_{\text{turbina RMS}} = 137,23 \text{ W}$ contra $P_{\text{turbina RMS}} = 20,56 \text{ W}$ do pior caso $(H_1 / L_1 = 5,0)$, resultando numa diferença de 85 %.

Na sequência, variando o segundo grau de liberdade, obteve-se o caso de melhor performance, duas vezes maximizado, a razão $(H_2 / L_2)_{oo} = 2$. A Fig. 5.37 mostra os resultados para $P_{\text{pneumática RMS}}$ e a Fig. 5.38 apresenta os resultados para $P_{\text{turbina RMS}}$ dos três casos representativos para a variação com dois graus de liberdade.

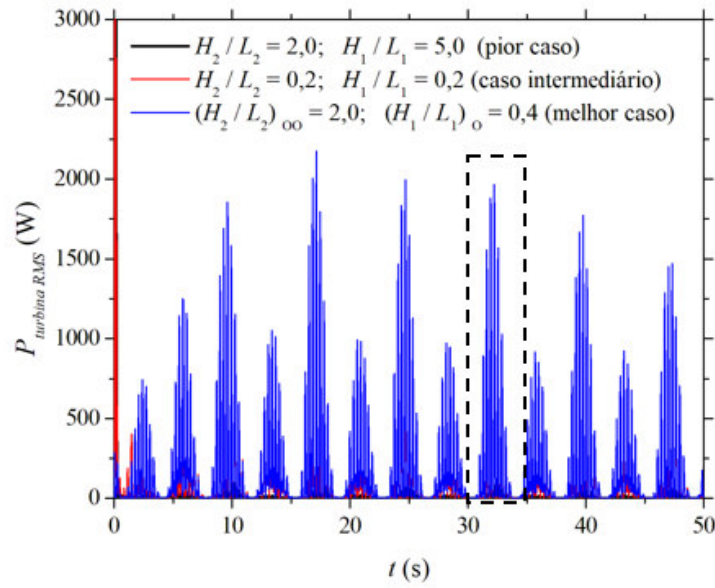


(a)

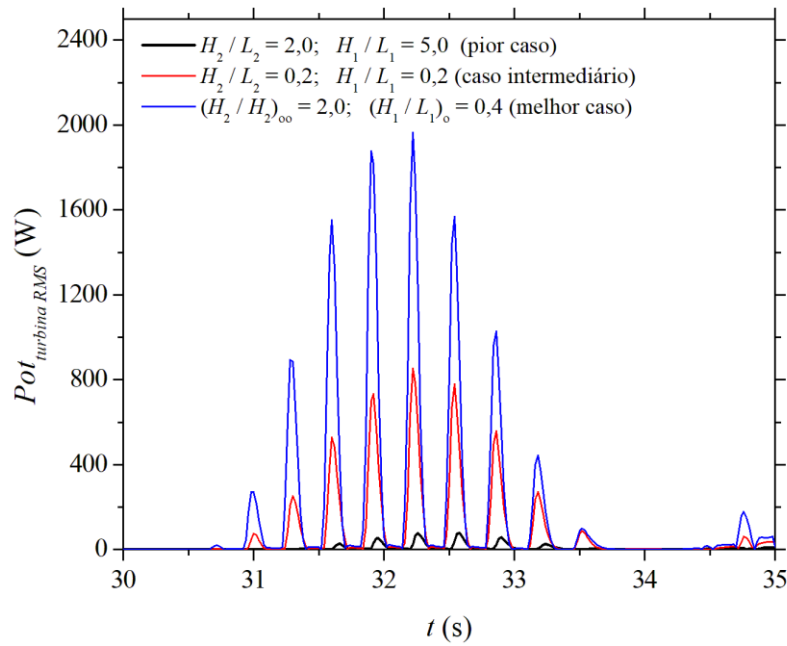


(b)

Figura 5.37 - $P_{\text{pneumática RMS}}$ comparativa para variação em dois graus de liberdade: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de 30 s até 35 s.



(a)



(b)

Figura 5.38 - $P_{\text{turbina RMS}}$ comparativa para variação em dois graus de liberdade: (a) Intervalo completo e (b) Detalhe de 30 s até 35 s.

Nesta análise pode-se observar que para uma maior inclinação da rampa abaixo do CAO, obteve-se uma melhor performance para uma configuração intermediária da relação de H_1 / L_1 . Em contrapartida, a mesma relação de $H_2 / L_2 = 2,0$ aponta a pior performance de todas as variações

geométricas analisadas, para o caso com a maior dimensão de H_1 / L_1 . Neste sentido, o caso com melhor performance obteve $P_{\text{turbina RMS}} = 175,00 \text{ W}$ e o caso com a performance de resultado inferior, $P_{\text{turbina RMS}} = 18,90 \text{ W}$. A diferença entre as duas variações geométricas em questão foi de 89,20 %.

Estes resultados indicam que, quanto maior a altura da câmara hidropneumática, maior a dificuldade do escoamento de ar causado pelo movimento da onda atingir a região da turbina e, aliado a isso, a maior inclinação da rampa induz a piores resultados conforme o aumento da altura da câmara hidropneumática. A Fig. 5.39 apresenta os resultados para a vazão mássica na câmara hidropneumática para os três casos representativos.

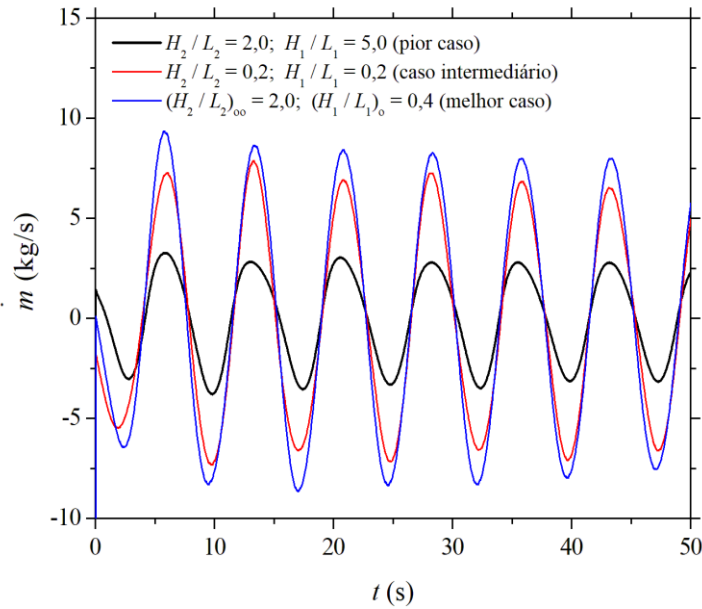


Figura 5.39 - Vazão mássica comparativa para variação em dois graus de liberdade.

Para melhor ilustrar o comportamento da variação da inclinação da rampa abaixo do CAO em função da variação da geometria da câmara hidropneumática do mesmo dispositivo, a Fig. 5.40 mostra o efeito da razão H_1 / L_1 sobre $P_{\text{turbina RMS}}$ para os diferentes valores de H_2 / L_2 investigados.

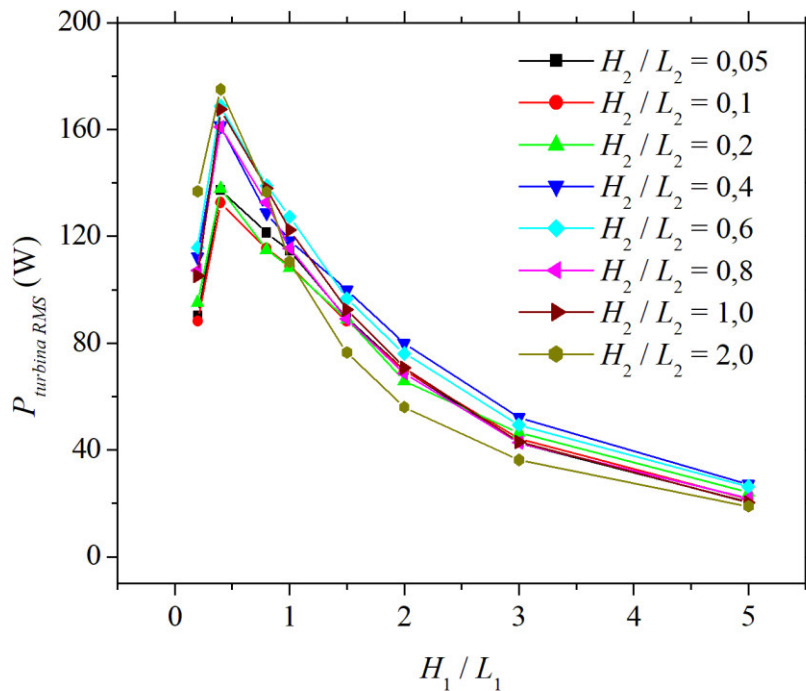


Figura 5.40 - Efeito da $P_{\text{turbina RMS}}$ conforme variação de H_1 / L_1 .

Com as curvas plotadas em conjunto é possível observar que para $H_1 / L_1 = 0,4$ ocorrem as maiores variações para $P_{\text{turbina RMS}}$, onde a diferença entre o melhor caso global ($H_1 / L_1 = 0,4$ e $H_2 / L_2 = 2,0$) e o pior caso ($H_1 / L_1 = 0,4$ e $H_2 / L_2 = 0,1$) está na casa dos 24,22 %.

Por outro lado, as demais variações de H_1 / L_1 apresentaram menores diferenças entre si, conforme a variação da inclinação da rampa, com uma mesma característica no comportamento das curvas. Em todas as curvas observa-se que os melhores resultados para cada uma das variações de H_2 / L_2 ocorre, também para $H_1 / L_1 = 0,4$, o que denota que essa configuração da câmara hidropneumática possui a melhor geometria para conduzir o escoamento de ar até a passagem pela turbina Savonius no duto de ar do CAO.

Os resultados para a maior inclinação da rampa, de razão $H_2 / L_2 = 2,0$ foram os que maior variação sofreram ao longo das variações de H_1 / L_1 , denotando que esse grau de liberdade é o mais influente, pois representa o melhor e pior resultado (uma diferença de 89,19 % entre os dois extremos). Esta maior variação se dá devido a maior inclinação da rampa que resulta em uma maior sensibilidade do comportamento do escoamento de ar formado na câmara. Esta sensibilidade é oriunda da arrebentação da onda ocorrer com menor amortecimento ao final do canal. O comportamento das curvas de variação geométrica é o mesmo para os resultados de $P_{\text{pneumática RMS}}$ que

são vistos na Fig. 5.41.

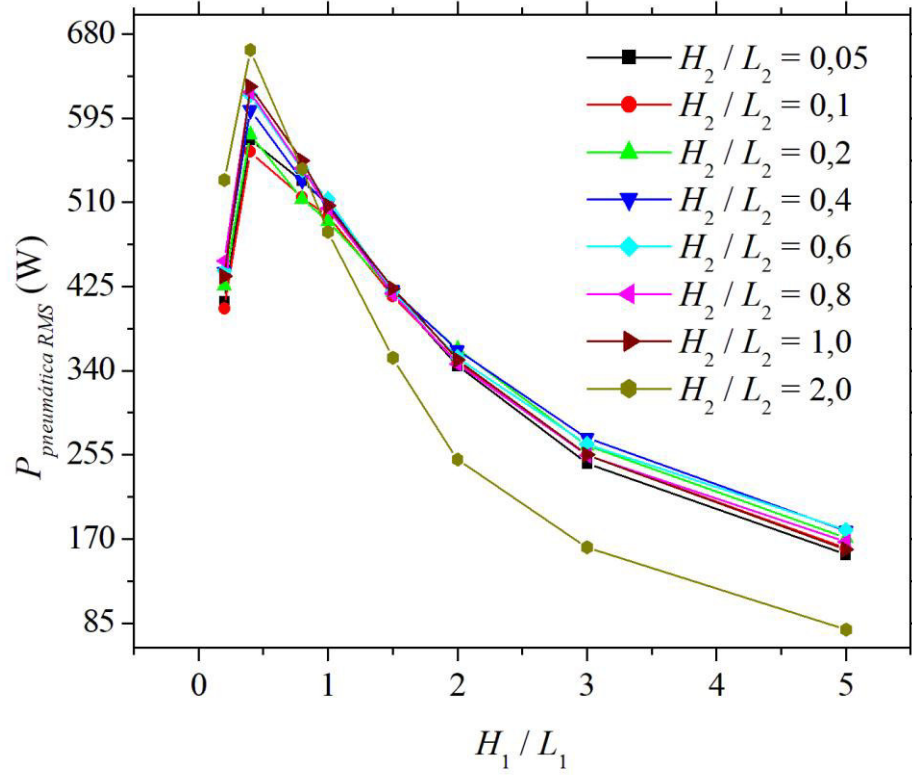


Figura 5.41 - Efeito da $P_{pneumática\ RMS}$ conforme variação de H_1 / L_1 .

Em relação ao efeito de $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$ ao ser variado H_2 / L_2 , as Figs. 5.42 e 5.43 ilustram, respectivamente, as curvas obtidas para esses parâmetros.

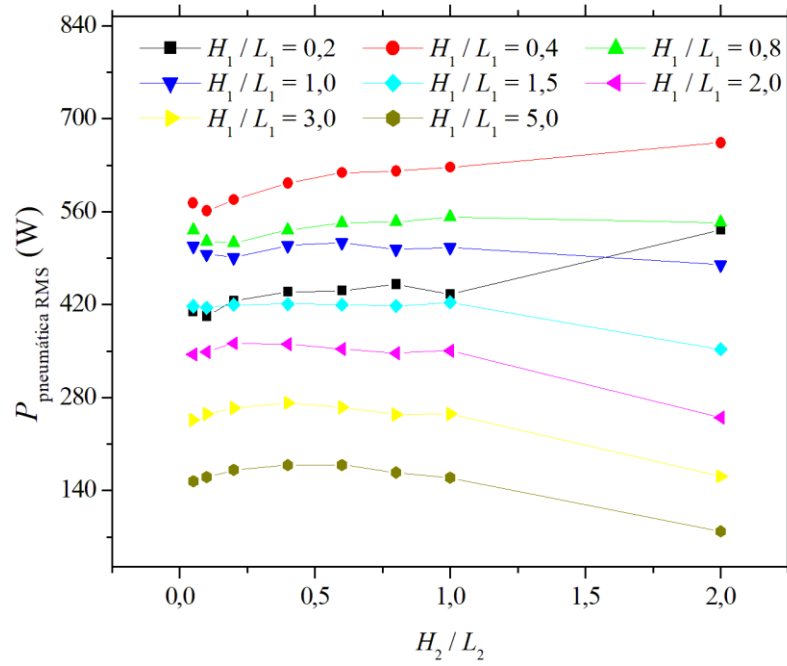


Figura 5.42 - Efeito de $P_{\text{pneumática}}$ variando H_2/L_2 .

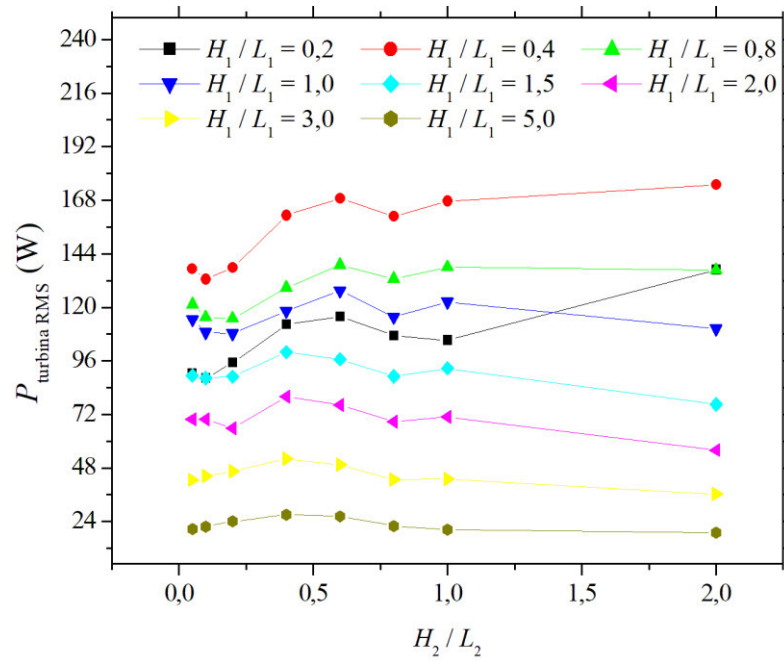


Figura 5.43 - Efeito de P_{turbina} variando H_2/L_2 .

Com as curvas plotadas nas Figs. 5.42 e 5.43 pode-se observar um comportamento similar dos resultados. Destacando-se as curvas de $H_1 / L_1 = 0,2$ e $H_1 / L_1 = 0,4$, as mesmas apresentam similaridades com uma taxa de crescimento maior para a região entre $1,0 \leq H_2 / L_2 \leq 2,0$ para $H_1 / L_1 = 0,2$ do que para $H_1 / L_1 = 0,4$. A partir de $H_1 / L_1 = 0,4$ ocorre queda na magnitude de $P_{\text{pneumática RMS}}$ e por consequência de $P_{\text{turbina RMS}}$, tendo em vista o aumento de H_2 / L_2 para a faixa de $1,0 \leq H_2 / L_2 \leq 2,0$. Com os resultados para $P_{\text{pneumática RMS}}$ a diferença entre o melhor caso (uma vez e duas vezes maximizados) e o pior caso, dados respectivamente por $(H_1 / L_1)_O = 0,4$ para $(H_2 / L_2)_{OO} = 2,0$ e $H_1 / L_1 = 5,0$ para $H_2 / L_2 = 2,0$ foi de 88,19 %.

É importante frisar que o comportamento observado para as curvas das variações geométricas, em relação à $P_{\text{pneumática RMS}}$, mantiveram-se semelhantes aos estudos onde não foi considerada a presença da turbina (Letzow (2014) e Letzow *et al.* (2020)). Assim como no presente estudo, a variação geométrica que obteve os melhores resultados nos estudos citados também foi $H_1 / L_1 = 0,4$. Todavia, a magnitude de $P_{\text{pneumática RMS}}$ observada para o presente trabalho teve um acréscimo de 100,24 % em relação aos estudos sem a presença da turbina ($P_{\text{pneumática RMS}} = 663,96 \text{ W}$ para a presente tese e $P_{\text{pneumática RMS}} = 331,57 \text{ W}$ para Letzow (2014) e Letzow *et al.* (2020)).

Este aumento expressivo de $P_{\text{pneumática RMS}}$ está relacionado à presença da turbina que ocasiona uma restrição de espaço para a passagem do escoamento de ar no duto do CAO e por consequência aumentando a velocidade do mesmo ao passar pela região da turbina.

Em termos dos resultados para $C_{p\text{RMS}}$, a Fig. 5.44 apresenta o comportamento das curvas para a análise geométrica estudada.

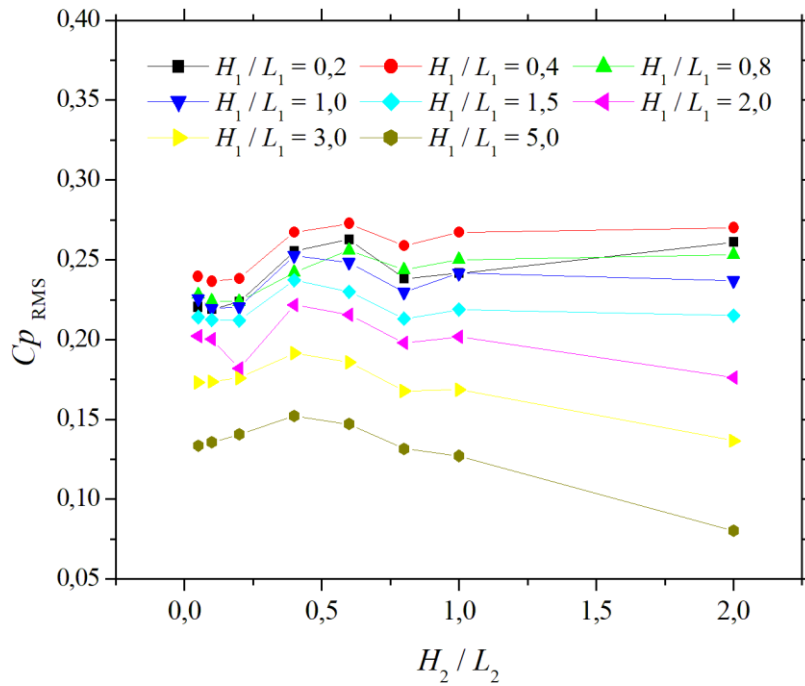


Figura 5.44 - Resultados de Cp_{RMS} para as variações geométricas do modelo completo.

Com as curvas de Cp_{RMS} apresentadas, é possível observar que não ocorre uma grande variação nos resultados, mantendo a relação de $H_1 / L_1 = 0,4$ com os melhores resultados, devido às magnitudes de $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$ serem as maiores da análise. Em termos de $P_{pneumática\ RMS}$ e $P_{turbina\ RMS}$, o resultado de Cp_{RMS} para o melhor caso encontrado, uma vez maximizado, $(H_1 / L_1)_{oo} = 0,4$ e duas vezes maximizado, $(H_2 / L_2)_{oo} = 2,0$, obteve um resultado de 0,27.

A Fig. 5.45 apresenta a topologia para a fração volumétrica dos dois casos extremos da análise geométrica, para $t = 38\ s$ de simulação do escoamento.

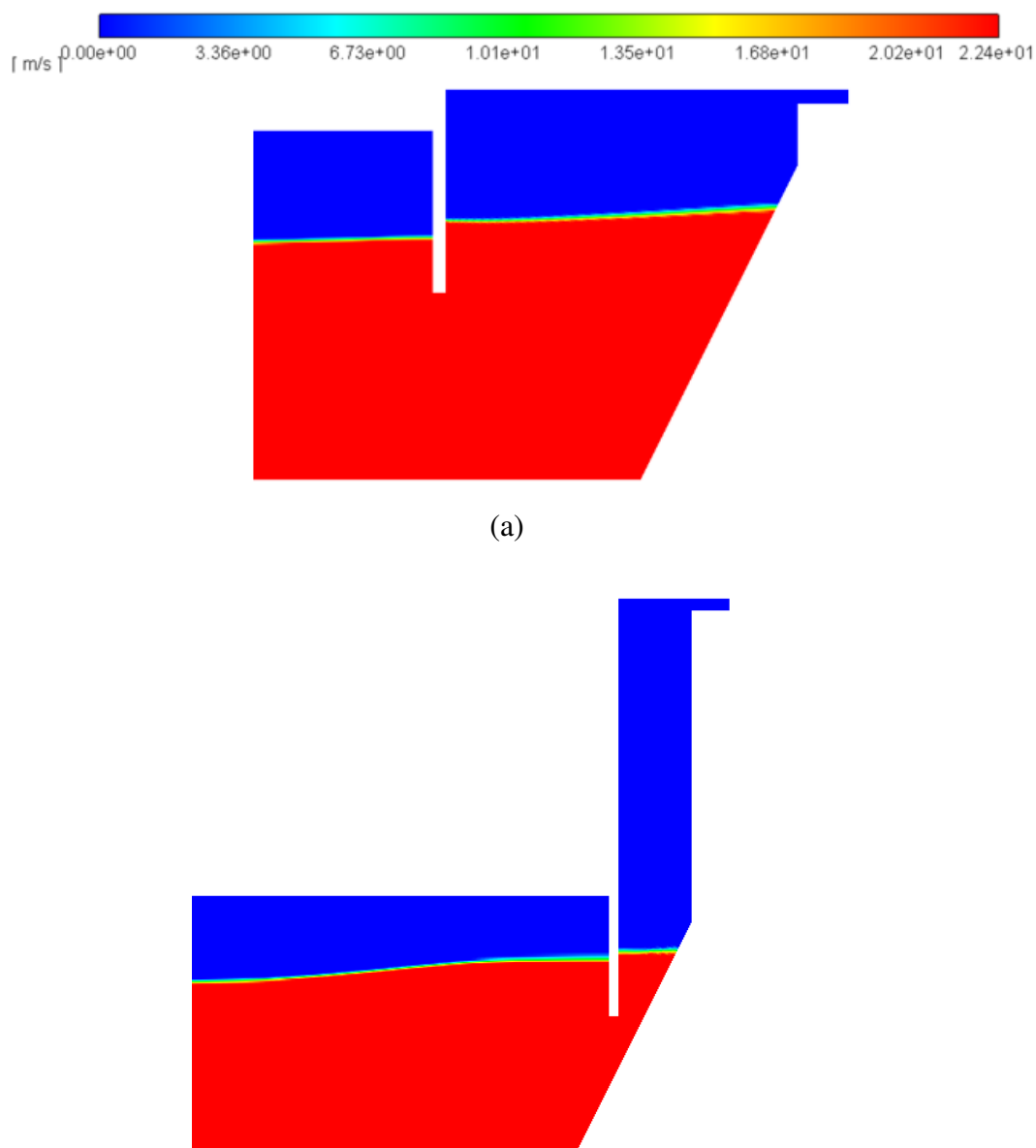
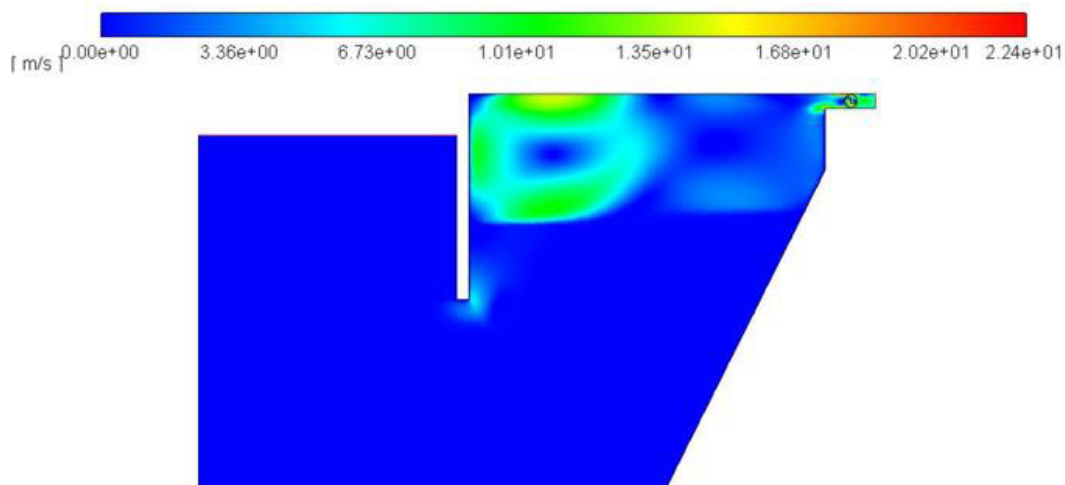


Figura 5.45 - Topologia da fração volumétrica em $t = 38$ s: (a) caso de melhor performance: $(H_1 / L_1)_o = 0,4$ e $(H_2 / L_2)_{oo} = 2,0$ e (b) caso de pior performance: $H_1 / L_1 = 5,0$ e $H_2 / L_2 = 2,0$.

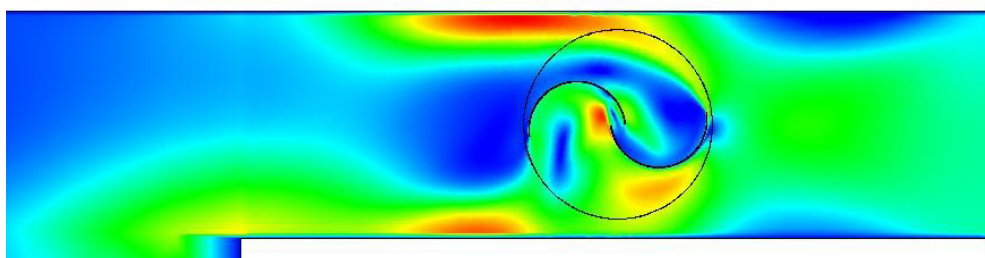
Através das topologias apresentadas na Fig. 5.45 é possível observar que para o caso com a pior performance do estudo (Fig. 5.12(b)), além da questão do menor amortecimento da arrebentação da onda ao final do canal, existe uma estricção formada pela borda frontal do dispositivo CAO com a parede da rampa. Esta estricção somada a grande elevação da altura da câmara hidropneumática dificultam o escoamento da coluna de ar que se movimenta na direção do duto de ar onde está contida a turbina Savonius.

Em contrapartida, para o caso de melhor performance do estudo (Fig. 5.12(a)), mesmo com uma grande inclinação da rampa, a dimensão menor da altura da câmara e maior do comprimento da

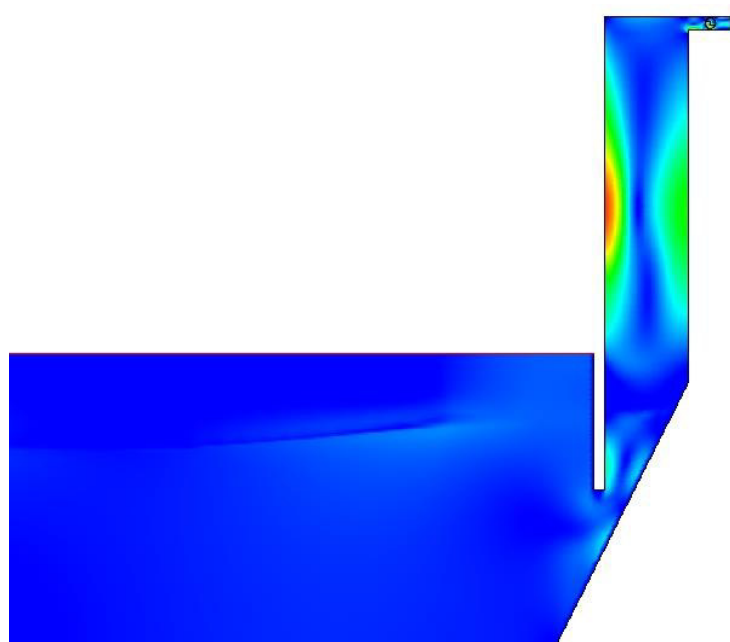
mesma (o que elimina a estricção comentada para o pior caso) proporcionam uma movimentação regular da passagem da onda, ocasionando uma maior facilidade para a passagem do escoamento de ar em direção ao duto do CAO, gerando assim os resultados com maior magnitude para $P_{\text{pneumática RMS}}$ e para $P_{\text{turbina RMS}}$. A Fig. 5.46 ilustra os campos de velocidade para os casos extremos do estudo.



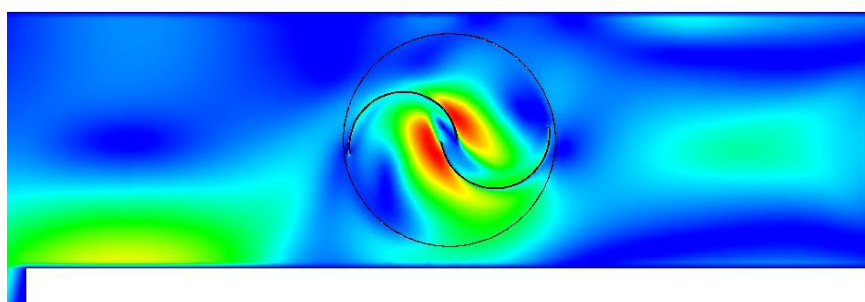
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 5.46 – Campo de velocidades do ar em $t = 38$ s: (a) caso de melhor performance no câmara: $(H_1 / L_1)_{oo} = 0,4$ e $(H_2 / L_2)_o = 2,0$; (b) detalhe do duto para melhor performance; (c) caso de pior performance: $H_1 / L_1 = 5,0$ e $H_2 / L_2 = 2,0$ e (d) detalhe do duto para pior performance.

Com os campos de velocidades observa-se uma menor variação de velocidades ao longo do duto para o caso de melhor performance (Fig. 5.46 (a) e (b)). Esta menor variação proporciona uma maior regularidade da passagem do escoamento do ar, causando menos regiões de recirculação de ar e desta forma proporcionando uma melhor regularidade da passagem do escoamento pela turbina Savonius. Todavia, para o caso de pior performance, (Fig. 5.46 (c) e (d)) observa-se maior variação de velocidade e mais regiões com recirculação de ar, desfavorecendo a regularidade da passagem do escoamento através da turbina e assim gerando uma menor magnitude da $P_{\text{turbina RMS}}$. Para ilustrar com maior detalhamento, as Figs. 5.47 e 5.48 apresentam uma sequência de 4 instantes de tempo para o

pior e para o melhor resultado respectivamente.

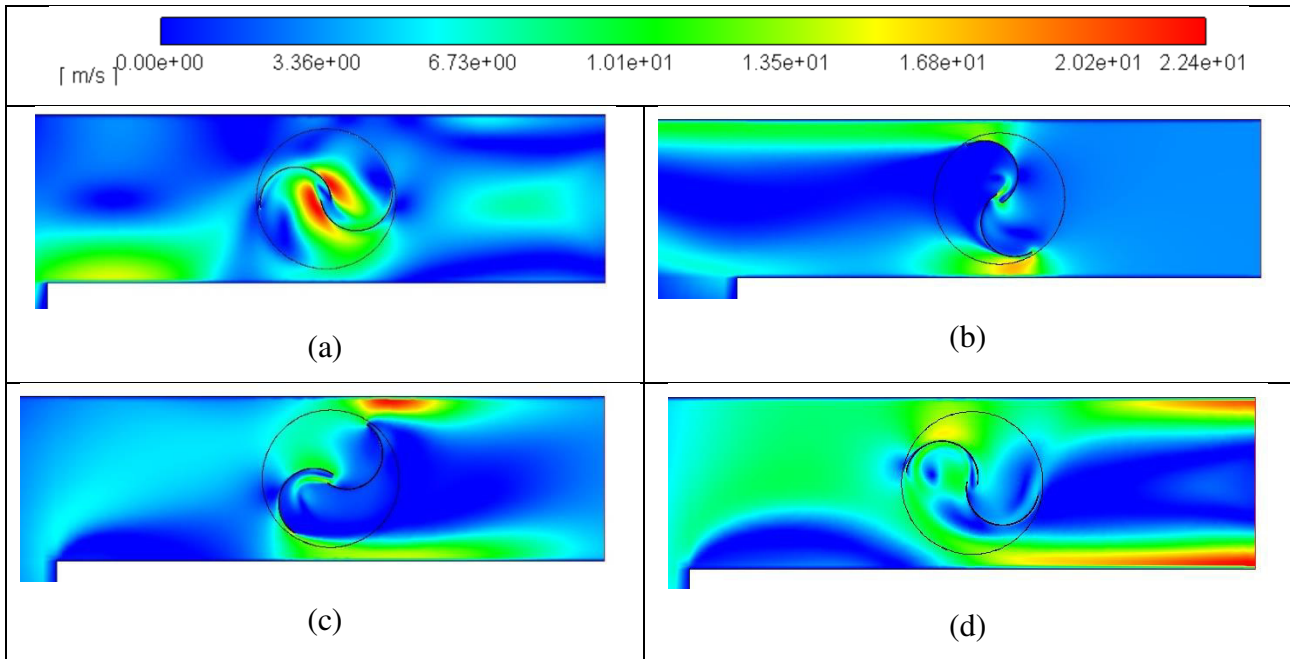


Figura 5.47 - Comportamento do campo de velocidades para o caso com $H_1 / L_1 = 5,0$ e $H_2 / L_2 = 2,0$ em sequência dos instantes de tempo: (a) 38 s; (b) 40 s; (c) 42 s e (d) 44 s.

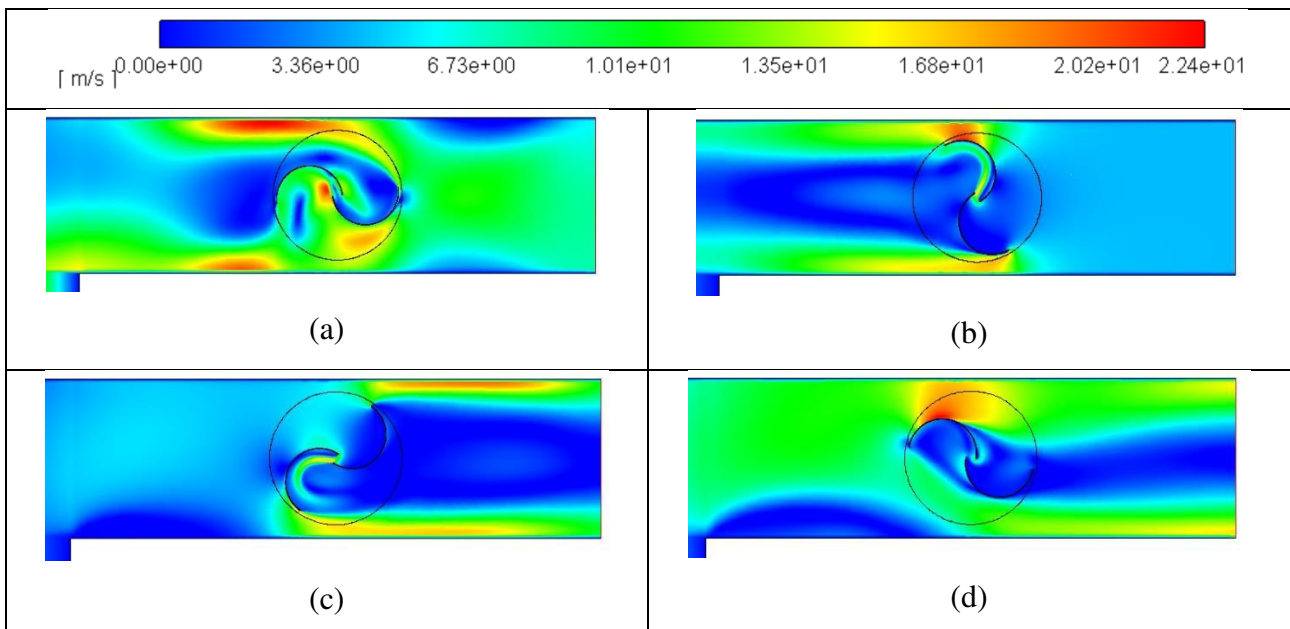


Figura 5.48 - Comportamento do campo de velocidades para o caso com $(H_1 / L_1)_{oo} = 0,4$ e $(H_2 / L_2)_{oo} = 2,0$ em sequência dos instantes de tempo: (a) 38 s; (b) 40 s; (c) 42 s e (d) 44 s.

6. CONCLUSÕES

Na presente tese foi feita uma análise geométrica, bidimensional, de um dispositivo conversor de energia das ondas em energia elétrica do tipo CAO, em conjunto com uma turbina do tipo Savonius em rotação constante no interior do duto de ar do dispositivo. Esta análise foi feita utilizando a Teoria Construtal em conjunto com o método de busca exaustiva, considerando a câmara hidropneumática do CAO com área constante, variando as dimensões da sua altura e comprimento. Foi considerado, também, uma rampa ao fundo do canal de ondas, abaixo do dispositivo, com sua área constante, variando sua inclinação.

A simulação deste estudo foi realizada através do Método dos Volumes Finitos, utilizando a metodologia VOF (*Volume of Fluid*) para simular a interação multifásica entre as fases ar e água, onde, em um canal, foram geradas ondas regulares de primeira ordem, através da teoria das ondas de Airy.

Acoplado a este problema do canal de ondas com o dispositivo CAO, foi incluída uma turbina do tipo Savonius no interior do duto de ar do CAO, em malha móvel, com velocidade angular constante. Ambos os problemas foram simulados de forma simultânea, no regime transiente. Foi considerado, também, um escoamento turbulento, utilizando o modelo $\kappa - \omega$ SST para o fechamento das equações.

A criação das geometrias e geração das malhas computacionais foram feitas através do software livre GMSH. O processamento do problema foi efetuado pelo software comercial ANSYS Fluent 2021 R2 e o pós processamento foi realizado através do software livre VisIt 3.1.

Para a análise do problema, dois graus de liberdade foram variados: a razão da altura pelo comprimento da câmara hidropneumática do CAO, H_1 / L_1 e a razão da altura pelo comprimento da rampa ao fundo do canal de ondas, H_2 / L_2 . O problema teve como restrição as áreas da câmara hidropneumática, A_1 , e da rampa abaixo do CAO, A_2 .

Com estas variáveis do problema, as simulações foram realizadas para um total de 64 variações geométricas, na busca de observar o comportamento dos resultados para $P_{\text{turbina RMS}}$, $P_{\text{pneumática RMS}}$.

Na análise do domínio completo foi concluído que o acoplamento dos dois problemas distintos em uma única simulação não causou influência significativa na altura da superfície livre da água ao longo do canal de ondas e dentro da câmara hidropneumática, fato que poderia comprometer a obtenção dos resultados. Da mesma forma, o modelo de turbulência adotado para a presente tese, $\kappa - \omega$ SST, não gerou interferências indesejadas para a estimativa do comportamento do escoamento da

água na formação das ondas dentro do canal em comparação ao caso verificado no regime laminar.

A verificação do escoamento de ondas sobre um equipamento CAO sem turbina e a validação do escoamento turbulento sobre a turbina Savonius em um túnel de vento foi realizada, permitindo obter confiabilidade na metodologia numérica para desenvolver o estudo do problema acoplado. Neste sentido, os campos de velocidade no interior do duto de saída de ar do equipamento CAO, contendo a turbina Savonius apresentaram resultados coerentes, com aumento da magnitude nos locais de maior obstrução dos aerofólios e menor magnitude nas regiões côncavas das pás no sentido oposto ao deslocamento do ar. Este resultado possibilitou a continuidade do estudo na melhoria da geometria do dispositivo, de forma a melhorar a performance do seu funcionamento.

A variação de ω' da turbina Savonius resultou em variações em $P_{\text{turbina RMS}}$, $P_{\text{pneumática RMS}}$ e também em Cp_{RMS} , onde, conforme a elevação da magnitude de ω' , obteve-se, de forma coerente, a elevação das propriedades descritas, até o valor de $\omega' = 10$ rad/s. Para os demais valores testados, acima de $\omega' = 10$ rad/s, as propriedades obtiveram decréscimo nas suas magnitudes, sendo dessa forma descartados da análise. Foi observado, também, que quanto maior a diferença entre a velocidade do escoamento do ar antes de atingir a turbina e após passagem pelos aerofólios da mesma, maior é o valor obtido para Cp_{RMS} da turbina. Esta diferença se dá nos instantes em que ocorre uma maior obstrução do escoamento pelo posicionamento das pás da turbina Savonius ao longo da altura das paredes do duto de saída do dispositivo CAO.

Neste sentido, a hipótese científica que a presente tese se propôs apresentar (desenvolvimento do domínio completo acoplado) foi cumprida, possibilitando a investigação geométrica inédita do dispositivo CAO com uma turbina Savonius inserida no duto de saída/entrada de ar aplicando o Design Construtal.

Ao realizar a variação geométrica com dois graus de liberdade, obteve-se a melhor performance uma vez maximizada para a razão $(H_1 / L_1)_{\text{oo}} = 0,4$ e duas vezes maximizada para a razão $(H_2 / L_2)_{\text{oo}} = 2,0$, tendo resultados de: $P_{\text{pneumática RMS}} = 663,96$ kW, $P_{\text{turbina RMS}} = 175,01$ kW e $Cp_{\text{RMS}} = 0,27$. Comparando com o conjunto de razões que obtiveram a pior performance do estudo, $H_1 / L_1 = 5,0$ e $H_2 / L_2 = 2,0$, foi obtida uma diferença de 88,19 % nos resultados para $P_{\text{turbina RMS}}$ e também para $P_{\text{pneumática RMS}}$ e uma diferença de 70,24 % para Cp_{RMS} . Comparando com o estudo de Letzow *et al.* (2020), que obteve as mesmas razões para a melhor performance do dispositivo CAO, porém sem a inserção de uma turbina, observou-se um acréscimo de 51,05 % da presente tese em relação à $P_{\text{pneumática RMS}}$, denotando que a presença da turbina Savonius impacta de forma significativa na magnitude de $P_{\text{pneumática RMS}}$, além de gerar resultados de $P_{\text{turbina RMS}}$, o que não é possível com o modelo simplificado.

Em relação à configuração geométrica em geral, observou-se que razões intermediárias de H_1 / L_1 associadas as maiores razões de H_2 / L_2 conduziram aos melhores desempenhos para potência na turbina devido à elevação mais homogênea do pistão hidropneumático e intensificação da altura da onda com o uso de rampa auxiliar. Por outro lado, quanto maior a altura da câmara do dispositivo CAO, maior a dificuldade do escoamento de ar atingir o duto de ar, proporcionando, assim, as piores performances. Esta observação se mostrou verdadeira, também, em relação à altura da rampa no fundo do canal de ondas, onde, conforme maior esta dimensão, aliada à altura do CAO, menor a absorção do impacto da onda ao final do canal, proporcionando baixa performance para o dispositivo CAO e por consequência para a turbina Savonius. Os resultados de geometrias ótimas foram semelhantes aos obtidos para o caso com modelo simplificado, investigado em Letzow *et al.* (2020), corroborando as recomendações geométricas obtidas em trabalhos anteriores sem o uso da turbina.

Como prosseguimento do presente trabalho, as seguintes propostas de continuidade são listadas:

- Análise do mesmo problema em três dimensões e com outro tipo de turbina inserida ao duto de ar do dispositivo CAO;
- Avaliação de performance das melhores razões da variação geométrica obtida no presente estudo, variando o posicionamento do dispositivo CAO ao longo do canal de ondas;
- Análise da variação geométrica do duto de ar do dispositivo CAO como um novo grau de liberdade do mesmo problema;
- Variação do distanciamento das pás da turbina Savonius como um novo grau de liberdade para o presente problema;
- Variação do diâmetro da turbina Savonius como um novo grau de liberdade para o presente problema.
- Análise considerando ondas incidentes irregulares realísticas de um estado de mar.
- Modelo computacional com turbina se movimentando apenas devido ao movimento do fluido (sem imposição de movimento na turbina).

7. REFERÊNCIAS

- AKWA, J. V. **Análise Aerodinâmica de Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica dos Fluidos Computacional**, 2010. Tese de Doutorado, Porto Alegre, RS, Brasil; Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS.
- AKWA, J. V., DA SILVA JÚNIOR, G. A., PETRY, A. P. Discussion on the Verification of the Overlap Ratio Influence on Performance Coefficients of a Savonius Wind Rotor Using Computational Fluid Dynamics. **Renewable Energy**, vol. 38, pp. 141-149, 2012.
- ANEEL, 2023 - site eletrônico com informações da matriz energética brasileira. Disponível em: <https://app.powerbi.com/view?r=eyJrIjoibG9yZWI0NzgtMGRlOC00M2ZjLTljZDYtZTVkYjIjZjZjZDBkIiwidCI6IjQwZDZmOWI4LWVjYTctNDZhMi05MmQ0LWVhNGU5YzAxNzBIMSIsImMiOiR9>.
- BARAKAZ, A., MARJANI, E. A. The Oscillatory Free Water Surface Motion Inside OWC Chamber for Wave Energy Conversion. **IEEE International Renewable and Sustainable Energy Conference**, 2016.
- BARAKAZ, A., MARJANI, E. A. Water Oscillation Modelling Inside the Oscillating Water Column for Wave Energy Conversion. **International Journal of Renewable Energy Research**. v. 11, nº 2, p. 826 – 841, 2021.
- BARREIRO, T. G., GIL, L. Energia das ondas marítimas: tecnologias e a experiência portuguesa. **Anais do Clube Militar Naval**. v. 138, p. 403-422, 2008.
- BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. Durham, USA: John Wiley, 2004.
- BEJAN, A. **Shape and Structure, from Engineering to Nature**. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2000.
- BEJAN, A. Thermodynamics today. **Energy**, vol. 160, pp. 1208-1219, 2018.
- BEJAN, A. ZANE, J. P. **Design in Nature**. New York, Doubleday, 2012.
- BEJAN, A., LORENTE, S. **Design with Constructal Theory**. New Jersey: John Wiley Sons, 2008.
- BLACKWELL, B. F., SHEDAHL, R. E., FELTZ, L. V. Wind Tunnel Performance Data for Two and Three-Bucket Savonius Rotors. **Final Report SAND76-0131**, Sandia Laboratories, Albuquerque, USA, 1977.
- CHENG, Y., DU, W., DAI, S., YUAN, Z., INCECIK, A. Wave energy conversion by an array of oscillating water columns deployed along a long-flexible floating breakwater. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v.192, 114206, 2024.
- CRESESB, Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito. **Energia Eólica Princípios e Tecnologias**, 2008. Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br/>>.

- CRUZ, J. M.; SARMENTO, A. J. **Energia das ondas: introdução aos aspectos tecnológicos, económicos e ambientais**. Portugal: Instituto do Ambiente Alfragide, 2004.
- CUI, L., ZHENG, S., ZHANG, Y., MILES, J., IGLESIAS, G. Wave power extraction from a hybrid oscillating water column-oscillating buoy wave energy converter. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 135, 110234, 2021.
- CUSTÓDIO, R. **Energia Eólica para Produção de Energia Elétrica**. Editora Eletrobrás, Rio de Janeiro, 2009.
- DAS N. GOMES, M., LORENZINI, G., ROCHA, L. A. O., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Constructal Design Applied to the Geometric Evaluation of an Oscillating Water Column Wave Energy Converter Considering Different Real Scale Wave Periods. **Journal of Engineering Thermophysics**, v. 27, p. 173-190, 2018.
- DE OLIVEIRA, S. S., PINTO JR., E. A., OLEINIK, P. H., RODRIGUES, L., GOMES, M. DAS N., ROCHA, L. A. O., DOS SANTOS, E. D., MARQUES, W. C., ISOLDI, L. A. Verificação de um Modelo Computacional Proposto para um Conversor de Energia do Tipo Coluna de Água Oscilante Considerando Dados de Estado de Mar. **XXXVIII Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering**, 2017.
- DEAN, R. G., DALRYMPLE, R. A. Water wave mechanics for engineers and scientists. **Advanced Series on Ocean Engineering**. v. 2 Singapore; Teaneck, NJ, 353 p, 1991.
- DISMUKES, J. P., MILLER, L. K., SOLOCHA, A., JAGANI, S., BERS, J. A. Wind Energy Electrical Power Generation: Industrial Life Cycle of a Radical Innovation. **PICMET '07**, Portland, Oregon, 2007.
- 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. Development of a Computational Model for Investigation of an Oscillating Water Column Device with a Savonius Turbine. **Journal of Marine Science and Engineering**, Vol. 10 (79), p.79, 2022.
- DOS SANTOS, D. B. **Análise Numérica das Razões de Sobreposição e Afastamento Sobre os Coeficientes Aerodinâmicos do Rotor Savonius Utilizando o Software OpenFOAM**, 2020. Dissertação de Mestrado, Rio Grande, RS, Brasil; Universidade Federal do Rio Grande – FURG.
- DOS SANTOS, E. D. **Análise Numérica de Escoamentos Turbulentos não Reativos com Transferência de Calor por Convecção e Radiação Térmica em Meios Participantes**. 2011. Tese de doutorado, Porto Alegre, RS, Brasil; Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS.
- FALCÃO, A. F. DE O. Wave energy utilization: A review of the technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 899-918, 2010.
- FERZIGER, J. Simulation of Complex Turbulent Flows: Recent Advances and Prospects in Wing Engineering. **J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.**, vol. 46 & 47, p. 195-212, 1993.
- FLUENT. User's Guide. **ANSYS Inc.**, 2011.

- GASPAR, L. A., TEIXEIRA, P. R. F., DIDIER, E. Numerical analysis of the performance of two onshore oscillating water column wave energy converters at different chamber wall slopes. **Ocean Engineering**. v. 201, 107119, 2020.
- GEUZAIN, C., REMACLE, J. F. Gmsh: a three-dimensional finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities. **International Journal For Numerical Methods In Engineering**. Vol 79(11), pp. 1309-1331, 2009.
- GOMES, M. DAS N., LORENZINI, G., ROCHA, L. A. O., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L.A. Constructal Design Applied to the Geometric Evaluation of an Oscillating Water Column Wave Energy Converter Considering Different Real Scale Wave Periods. **Journal of Engineering Thermophysics**. Vol. 27, No. 2, pp. 173-190, 2018.
- GOMES, M. DAS N. **Modelagem Computacional de um Dispositivo Coluna D'água Oscilante para a Conversão da Energia das Ondas do Mar em Energia Elétrica**, 2010. Dissertação de Mestrado, Rio Grande, RS, Brasil; Universidade Federal do Rio Grande – FURG.
- GOMES, M. DAS N., OLINTO, C. R., ISOLDI, L. A., SOUZA, J. A., ROCHA, L. A. O. Computational Modeling of the Air-Flow in an Oscillating Water Column System. **Proceedings of 20th International Congress of Mechanical Engineering**, 2009.
- GONZALES, G. V. **Otimização Geométrica de Cavidades Resfriadoras Através da Aplicação da Teoria Construtal e Inteligência Computacional**, 2020. Tese de Doutorado, Rio Grande, RS, Brasil; Universidade Federal do Rio Grande – FURG.
- HAGHIGHI, A. T., NIKSERESHT, A. H., HAYATI, M. Numerical analysis of hydrodynamic performance of a dual-chamber Oscillating Water Column. **Energy**. v. 221, 119892, 2021.
- HIRT, C.W., NICHOLS, B.D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. **Journal of Computational Physics**, vol. 39, n. 1, pp. 201-225, 1981.
- HUANG, Z., HUANG, S. Two-phase flow simulations of fixed 3D oscillating water columns using OpenFOAM: A comparison of two methods for modeling quadratic power takeoff. **Ocean Engineering**. v. 232, 108600, 2021.
- KHALIGH, A., ONAR, O. C. **Energy Harvesting – Solar, Wind and Ocean Energy Conversion Systems**; CRC Press: Boca Raton, FL, USA; Taylor and Francis: Abingdon, UK, 2010.
- KUMAR, A., SAINI, R. P. Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine – A Review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 64, pp. 289-310, 2016.
- LETZOW, M. **Avaliação Geométrica da Câmara de um Dispositivo OWC Onshore Inserido em um Tanque com Rampa Triangular em Escala Real Empregando Constructal Design**, 2014. Dissertação de Mestrado, Rio Grande, RS, Brasil; Universidade Federal do Rio Grande – FURG.
- LETZOW, M., LORENZINI, G., BARBOSA, D.V.E., HÜBNER, R.G., ROCHA, L.A.O., GOMES, M.N., ISOLDI, L.A., DOS SANTOS, E.D. Numerical analysis of the influence of geometry on a large scale onshore oscillating water column device with associated seabed ramp. **International**

Journal of Design & Nature and Ecodynamics, Vol. 15, No. 6, pp. 873-884, 2020.

- LIMA, Y. T. B., ROCHA, L. A. O., GOMES, M. N., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Análise numérica e geométrica com Design Construtal da região de transição para um dispositivo do tipo coluna de água oscilante (CAO). **Scientia Plena**. v. 13, num. 04, p. 1 – 12, 2017.
- LIU, Z., XU, C., ZHANG, X., NING, D. Experimental study on an isolated oscillating water column wave energy converting device in oblique waves. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 184, 113559, 2023.
- LIU, Z., XU, C., KIM, K., CHOI, J., HYUN, B. An integrated numerical model for the chamber-turbine system of an oscillating water column wave energy converter. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 149, 111350, 2021.
- LIU, Z., HYUN, B., HONG, K. Numerical study of air chamber for oscillating water column wave energy convertor. **China Ocean Engineering**, vol. 25, pp. 169-178, 2011.
- LLUESMA-RODRÍGUEZ, F., ÁLCANTARA-ÁVILA, F., PÉREZ-QUILES, M. J., HOYAS, S. A code for Simulating Heat Transfer in Turbulent Channel Flow. **Mathematics (Basel)**, Vol.9 (756), p.756, 2021.
- MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, LTC – Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, Brasil, 453 p, 2004.
- MANWELL, J. F., MCGOWAN, J. G., ROGERS, A. L. **Wind Energy Explained: theory, design and application**. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 689 p, 2009.
- MARJANI, A. EL., CASTRO, F., BAHAJI, M. FILALI, B. 3D Unsteady Flow Simulation in an OWC Wave Converter Plant. **ICREPQ'06**. Palma de Mallorca, Spain, 2006.
- MARJANI, E. A., RUIZ, F. C., RODRIGUEZ, M. A., SANTOS, M. T. P. Numerical Modelling in Wave Energy Conversion Systems, **Energy**. v. 85, p. 1391-1256, 2008.
- MAURO, S., BRUSCA, S., LANZAFAME, R., MESSINA, M. CFD modeling of a ducted Savonius wind turbine for the evaluation of the blockage effects on rotor performance. **Renewable Energy**. v. 141, p. 28-39, 2019.
- MENTER, F.R. Zonal Two Equation j-x Turbulence Models for Aerodynamic Flows. In Proceedings of the AIAA 24th Fluid Dynamics Conference, Orlando, FL, USA, 6-9 July, 1993.
- MENTER, F.R., KUNTZ, M., LANGTRY, R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. **Turbulence, Heat and Mass Transfer**, vol. 4 p625-632, 2003.
- MÖLLER, S. V., SILVESTRINI, J. H. **Turbulência**, Volume 4, Editores: Möller, S. V e Silvestrini, J. H., Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, Rio de Janeiro, Brasil.
- PINTO JR, E. A., GOMES, M. N., ROCHA, L. A. O., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Evaluation of Static Pressure Behavior in an Oscillating Water Column Wave Energy Converter. **RETERM – Engenharia Térmica/ Thermal Engineering**. v. 18, p. 36-42, 2019.

- RAGHEB, M., RAGHEB, A. M. **Wind Turbines Theory – The Betz Equation and Optimal Rotor Tip Speed Ratio, Fundamental and Advanced Topics in Wind Power**, Dr. Rupp Carriveau (Ed.), 2011 Disponível em: <<http://www.intechopen.com/books/fundamental-and-advanced-topics-in-wind-power/wind-turbines-theory-the-betz-equation-and-optimal-rotor-tip-speed-ratio>>.
- RANJAN, P. e DEWAN, A., Partially Averaged Navier Stokes simulation of turbulent heat transfer from a square cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.89, p. 251-266, 2015.
- REYNOLDS, O. On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion. **Philosophical Transactions of the Royal Society of London**, Series A, Vol. 186, p. 123-164, 1895.
- REZENDE, A. L. T. **Análise Numérica da Bolha de Separação do Escoamento Turbulento sobre Placa Plana Fina Inclinada**. Tese de Doutorado, 2009, Rio de Janeiro, Brasil. Pontifícia Universidade Católica – Departamento de Engenharia Mecânica.
- RIBEIRO E SILVA, S., GOMES, R.P.F., LOPES, B.S., CARRELHAS, A.A.D., GATO, L.M.C., HENRIQUES, J.C.C., GORDO, J.M., FALCÃO, A.F.O. Model testing of a floating wave energy converter with an internal U-shaped oscillating water column. **Energy Conversion and Management**. v. 240, 114211, 2021.
- SAGAUT, P., **Large eddy simulation for incompressible flows: an introduction**. Springer Science & Business Media, 2006.
- SAMAK, M. M., ELGAMAL, H., ELMEKAWY, A. M. N. The contribution of L-shaped front wall in the improvement of the oscillating water column wave energy converter performance. **Energy**. v. 226, 120421, 2021.
- SANTOS, A. L. G. **Simulação Numérica de um Dispositivo Conversor de Energia das Ondas em Energia Elétrica do tipo OWC Comparando o Regime Laminar com Modelos de Turbulência**, 2018. Dissertação de Mestrado, Rio Grande, RS, Brasil; Universidade Federal do Rio Grande – FURG.
- SAVONIUS, S.J. **UNITED STATES PATENT OFFICE** - Sigurd J. Savonius, of Helsingfors, Finland - Wind Rotor, 1930.
- TRIVEDI, K. AND KOLEY, S. Mathematical modeling of breakwater-integrated oscillating water column wave energy converter devices under irregular incident waves. **Renewable Energy**. v. 178, p. 403-419, 2021.
- TUMMALA, A., VELAMATI, R. K., SINHA, D. K., INDRAJA, V., KRISHNA, V. H. A review on small scale wind turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. Vol. 56, pp. 1351-1371, 2016.
- TWIDELL, J., AND WEIR, T., **Renewable Energy Resources**. 3th Ed., Taylor & Francis., 2015.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method**, Malaysia: Pearson, 2007.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. 3rd ed., [Nachdr.] ed. La Cañada, Calif: DCW Industries, 2006.