

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

ANÁLISE NUMÉRICA DO DISPOSITIVO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE VISANDO SUA APLICAÇÃO COMO FONTE AUXILIAR DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA EM PLATAFORMAS DE EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO

por

Sersana Sabedra de Oliveira

Tese para obtenção do Título de
Doutora em Modelagem Computacional

Rio Grande
2026

SERSANA SABEDRA DE OLIVEIRA

ANÁLISE NUMÉRICA DO DISPOSITIVO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE VISANDO SUA APLICAÇÃO COMO FONTE AUXILIAR DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA EM PLATAFORMAS DE EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO

Tese apresentada a Universidade Federal de Rio Grande (FURG) como requisito parcial para a obtenção do título de Doutora em Modelagem Computacional.

Rio Grande
2026

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

S489o Oliveira, Sersana Sabedra de

Análise numérica do dispositivo coluna de água oscilante visando sua aplicação como fonte auxiliar de geração de energia elétrica em plataformas de extração de petróleo./ Sersana Sabedra de Oliveira. - 2026.

114p.

Tese (doutorado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós- Graduação em Modelagem Computacional. Rio Grande/RS, 2026.

Orientador: Dr. Liércio André Isoldi.
Coorientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

1. Coluna de Água Oscilante 2. Análise Numérica 3. Conversão de Energia. I. Título. CDU: 004:537

Elaborado pela Bibliotecária Eliziane Lopes CRB 10/2330

Sersana Sabedra de Oliveira

“ANÁLISE NUMÉRICA DO DISPOSITIVO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE VISANDO SUA APLICAÇÃO COMO FONTE AUXILIAR DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA EM PLATAFORMAS DE EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO”

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: 16/01/2026

BANCA EXAMINADORA

Documento assinado digitalmente
gov.br
LIERCIO ANDRE ISOLDI
Data: 06/03/2026 16:32:02-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Liércio André Isoldi (Orientador - FURG)

Documento assinado digitalmente
gov.br
ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS
Data: 18/03/2026 16:24:42-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos (Co-orientador - FURG)

Documento assinado digitalmente
gov.br
ANDRE LUIS RAZERA
Data: 10/03/2026 09:13:53-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Andre Luis Razera (FURG)

Documento assinado digitalmente
gov.br
LUIZ ALBERTO OLIVEIRA ROCHA
Data: 10/03/2026 15:29:53-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha Guimarães (FURG)

Documento assinado digitalmente
gov.br
BIANCA NEVES MACHADO
Data: 09/03/2026 20:22:46-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Profa. Dra. Bianca Neves Machado (UFRGS)

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE - FURG PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

Av. Itália, km 8 s/nº - Campus Carreiros - CEP 96201-900 –Rio Grande/RS E-mail: ppgmc@furg.br -Telefone: (53) 3293-5055

ATA DE DEFESA DE TESE ATA Nº 01/2026

Ao décimo sexto dia do mês de janeiro de dois mil e vinte e seis, por meio de videoconferência, realizou-se a 45ª sessão de defesa de tese do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional. A doutoranda **Sersana Sabedra de Oliveira** apresentou e defendeu a tese **"ANÁLISE NUMÉRICA DO DISPOSITIVO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE VISANDO SUA APLICAÇÃO COMO FONTE AUXILIAR DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA EM PLATAFORMAS DE EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO"** como requisito parcial para a obtenção do grau de Doutora em Modelagem Computacional. A sessão foi aberta às quatorze horas pelo Prof. Dr. Liércio André Isoldi, orientador da tese e presidente da Comissão de Avaliação. A referida Comissão esteve integrada, além do presidente e orientadora pelo Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos (Co-orientador - FURG), pelo Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha (FURG), pelo Prof. Dr. Andre Luis Razera (FURG) e pela Profa. Dra. Bianca Neves Machado (UFRGS). Após a apresentação do trabalho, a banca arguiu a candidata e, a seguir, deliberou pela

( ) aprovação da Tese.
(X) aprovação da Tese, sugerindo modificações no texto.
( ) reprovação da Tese.

Documento assinado digitalmente
gov.br
LIERCIO ANDRE ISOLDI
Data: 06/03/2026 16:32:02-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Orientador

Documento assinado digitalmente
gov.br
ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS
Data: 18/03/2026 16:21:20-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Co-orientador

Documento assinado digitalmente
gov.br
BIANCA NEVES MACHADO
Data: 09/03/2026 20:22:46-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Profa. Dra. Bianca Neves Machado
Membro Externo

Documento assinado digitalmente
gov.br
ANDRE LUIS RAZERA
Data: 10/03/2026 09:12:39-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Andre Luis Razera
Membro Interno

Documento assinado digitalmente
gov.br
LUIZ ALBERTO OLIVEIRA ROCHA
Data: 10/03/2026 15:27:48-0300
Verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Membro Interno

AGRADECIMENTOS

Esta tese se inicia com um sincero agradecimento à Universidade Federal do Rio Grande (FURG) e, em especial, ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional (PPGMC), pela infraestrutura disponibilizada, pela qualidade do corpo docente e pelo ambiente acadêmico estimulante, que foram determinantes para o desenvolvimento deste trabalho de doutorado e para a consolidação da minha formação científica.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Liércio, e ao meu coorientador, Prof. Dr. Elizaldo, expresso minha profunda gratidão pela confiança depositada, pela condução criteriosa da pesquisa e pelo constante acompanhamento técnico e acadêmico. As discussões, revisões e direcionamentos oferecidos ao longo do percurso foram essenciais não apenas para a construção desta tese, mas também para o amadurecimento do meu pensamento científico e para o aprimoramento da minha atuação como pesquisador.

Este trabalho contou com o apoio financeiro do Programa de Formação de Recursos Humanos da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis - PRH-ANP, gerido pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), Brasil. Processo nº 2025/03736-5 - Programa PRH-ANP 22/FURG. Registro meu reconhecimento pela importância desse incentivo, que possibilitou a dedicação integral à pesquisa e contribuiu para o fortalecimento da produção científica e tecnológica no setor energético brasileiro.

Expresso minha profunda gratidão ao meu irmão, Sersan, pelo apoio técnico e logístico ao longo de toda a trajetória. A estação de trabalho de alto desempenho que me foi presenteada representou um suporte decisivo para a realização das simulações e da modelagem computacional em escala real desenvolvidas neste estudo. Agradeço, igualmente, pela disponibilidade constante em auxiliar nas questões de informática, garantindo a continuidade e a estabilidade das atividades de pesquisa, especialmente nos momentos mais críticos.

Aos meus tios, Dilce e Mauro, e à minha prima, Maurem, deixo meu agradecimento mais sensível e sincero. O acolhimento, o cuidado e o suporte emocional oferecidos em um dos períodos mais difíceis desta caminhada foram fundamentais para que eu pudesse seguir adiante. A compreensão, a escuta e o afeto que recebi de vocês me permitiram recuperar o equilíbrio necessário para concluir este trabalho. Levarei essa gratidão comigo de forma permanente.

RESUMO

No presente trabalho foram analisados 16 modelos, dos quais cada modelo apresenta combinações entre dois esquemas de solução para turbulência ($k-\varepsilon$ padrão e $k-\omega$ SST), quatro para o acoplamento pressão velocidade (SIMPLE, SIMPLEC, PISO e *Coupled*) e três funções de parede. O principal objetivo foi definir um modelo capaz de simular numericamente o princípio de funcionamento fluidodinâmico de um conversor de energia das ondas do tipo coluna de água oscilante (CAO), utilizando a Metodologia Ar. Esta abordagem, que considera apenas o conversor e o escoamento de ar em seu interior, é adotada para reduzir o custo computacional, viabilizando a análise paramétrica de múltiplas geometrias em escala real. O modelo utiliza a condição de contorno de axissimetria, que sabidamente produz resultados equivalentes à de trabalhos tridimensionais. Também foi empregada a condição de contorno *velocity inlet* na entrada do dispositivo através de um arquivo *tabledata* contendo dados realísticos de estado de mar da região costeira da cidade de Rio Grande/RS. Para empregar dados de estado de mar na Metodologia Ar, foi preciso converter a elevação da superfície livre, obtida através da transformada inversa de Fourier, em uma série temporal de velocidade vertical. O melhor modelo aqui definido considera um escoamento de ar incompressível, turbulento, transiente com o emprego da condição de contorno de axissimetria, sendo resolvido pelo método dos volumes finitos no software ANSYS FLUENT, tendo a turbulência solucionada pelo $k-\omega$ SST, o acoplamento pressão velocidade foi resolvido pelo esquema de solução SIMPLE e para os termos advectivos o *upwind* de segunda ordem. O modelo numérico foi validado por meio da reprodução de diferentes experimentos encontrados na literatura, apresentando boa concordância com resultados encontrados, onde se considerou dois parâmetros, o tempo de processamento e a potência hidropneumática útil do dispositivo CAO. A configuração recomendada permitiu estimar uma potência hidropneumática útil de 24852,98 kW para a geometria estudada, inspirada na planta construída na Ilha do Pico em Portugal, considerando a perda de carga imposta pela presença da turbina. O estudo contribui para o estado da arte ao associar, de forma inédita, a condição de contorno de axissimetria, a perda de carga imposta pela presença da turbina e por utilizar dados realísticos de estado de mar em conversores CAO, reforçando o potêncial dessa tecnologia como alternativa renovável para geração de energia tanto para ambientes costeiros como para estruturas *offshore*.

Palavras-chave: Coluna de água oscilante. Análise numérica. Conversão de energia.

ABSTRACT

In this work, 16 models were analyzed, each presenting combinations of two solution schemes for turbulence (standard $k-\varepsilon$ and $k-\omega$ SST), four for pressure-velocity coupling (SIMPLE, SIMPLEC, PISO, and Coupled), and three wall functions. The main objective was to define a model capable of numerically simulating the fluid dynamic operating principle of an oscillating water column (OWC) wave energy converter using the Ar Methodology. This approach, which considers only the converter and the airflow inside it, is adopted to reduce computational cost, enabling the parametric analysis of multiple geometries at real scale. The model uses the axisymmetry boundary condition, which is known to produce results equivalent to those of three-dimensional works. The velocity inlet boundary condition was also employed at the device input through a tabledata file containing realistic sea state data from the coastal region of Rio Grande/RS. To employ sea state data in the Air Methodology, it was necessary to convert the free surface elevation, obtained through the inverse Fourier transform, into a vertical velocity time series. The best model defined here considers an incompressible, turbulent, transient airflow using the axisymmetry boundary condition, solved by the finite volume method in the ANSYS FLUENT software. Turbulence was solved using the $k-\omega$ SST method, pressure-velocity coupling was solved using the SIMPLE solution scheme, and advective terms were solved using the second-order upwind method. The numerical model was validated by reproducing different experiments found in the literature, showing good agreement with the results obtained, where two parameters were considered: processing time and the useful hydropneumatic power of the OWT device. The recommended configuration allowed estimating a useful hydropneumatic power of 24852.98 kW for the studied geometry, inspired by the plant built on Pico Island in Portugal, considering the head loss imposed by the presence of the turbine. This study contributes to the state of the art by uniquely associating the axisymmetry boundary condition, the head loss imposed by the presence of the turbine, and by using realistic sea state data in OWT converters, reinforcing the potential of this technology as a renewable alternative for energy generation in both coastal environments and offshore structures.

Keywords: Oscillating water column. Numerical analysis. Energy conversion.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Conceito do dispositivo CAO integrado em um monopilar fixo de *OWT* desenvolvido na Universidade de Plymouth.....23
Figura 1.2 - Protótipo de modelo em escala 1:42 do sistema híbrido, representação real e configuração de medição.....25
Figura 1.3 - Diagrama esquemático de um projeto típico tridimensional de MCMT OWC com seção transversal circular e retangular, conforme mostrado em (a) e (b), respectivamente.....27
Figura 1.4 - Dispositivo CAO com o modelo pistão.....32
Figura 1.5 - Domínio do caso estudado.....33
Figura 1.6 - Mecanismo de funcionamento do modelo.....33
Figura 1.7 - Representação esquemática da oscilação da água no modelo pistão.....35
Figura 1.8 - Domínio estudado: a) $L_1=L_2$, b) $L_1>L_2>L_3$ e c) $L_2=L_3$.....36
Figura 1.9- Esquema da instalação do dispositivo na plataforma de extração de petróleo.....38
Figura 2.1 – Vista posterior da central CAO de Portugal.....44
Figura 2.2 – Central CAO da Escócia.....44
Figura 2.3 – Estimativa global aproximada da energia das ondas.....45
Figura 2.4 – Principais sistemas de conversão de energia das ondas.....53
Figura 2.5 – Princípio de funcionamento: a) Movimento do ar quando a onda incide e b) Movimento do ar com o regresso da onda ao mar.....62
Figura 2.6 - Nós nos vértices dos VCs (esquerda) e nós nos centros dos VCs (direita) para uma grade quadrilátera.....63
Figura 3.1 - Distribuição populacional no Rio Grande do Sul.....56
Figura 3.2 - Distribuição populacional no Rio Grande do Sul.....57
Figura 3.3 - Local escolhido para estudo.....58
Figura 3.4 - Registro da elevação da superfície de diversas ondas regulares ao longo do tempo.....64
Figura 4.1 - Domínio do CAO: (a) dividido por áreas com a linha de axissimetria; (b) domínio resultante com a aplicação da axissimetria (c) solido de revolução resultante.....66
Figura 5.1 - Geometria do escoamento sobre um degrau descendente com 18 seções transversais.....67
Figura 5.2 - Dimensões do domínio e condições de contorno.....74

Figura 5.3 - Malha com a espessura da camada limite sugerida pelo experimento Driver e Seegmiller (1985).....77
Figura 5.4 - Componentes da velocidade na seção de entrada do domínio.....78
Figura 5.5 – Comparação entre os modelos.....79
Figura 5.6 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal entre dados experimentais (Driver e Seegmiller, 1985), dados numéricos (Conde, 2007) e o presente estudo (modelo 9).....81
Figura 5.7 – Comparação entre os perfis de velocidade vertical.....82
Figura 5.8 – Geometria de fluxo axissimétrica.....83
Figura 5.9 – Difusor estudado.....83
Figura 5.10 – Geometria do difusor onde α = 90° com 8 seções transversais.....85
Figura 5.11 – Dimensões do domínio e condições de contorno.....85
Figura 5.12 – (a) Malha computacional – (a) Malha com aplicação da condição de axissimetria.....86
Figura 5.13 - Perfis dos componentes da velocidade na seção de entrada do domínio.....87
Figura 5.14 - Comparação entre modelos.....88
Figura 5.15 - Comparação entre os perfis de velocidade horizontal.....89
Figura 5.16 - Comparação entre os perfis de velocidade vertical.....90
Figura 5.17 – Diagrama esquemático do aparato experimental.....91
Figura 5.18 - Sistema de coordenadas e dimensões do tubo teste.....92
Figura 5.19 - Variação da vazão.....93
Figura 5.20 – Distribuição de velocidade, respectivamente: (◦: Θ = 0º, •: Θ = 90º, △: Θ = 180º, ▲: Θ = 270º).....93
Figura 5.21 - Domínio computacional: (a) condições de contorno; (b) malha independente...96
Figura 5.22 - Curvas geradas pelos dados experimentais versus os dados calculados pela equação 15.....97
Figura 5.23 - MAE e tempo de processamento de cada modelo.....98
Figura 5.24– (a) Medidas e condições de contorno do domínio computacional (b) Malha computacional com células elemento *size* médio 30 (mm).....99
Figura 5.25 – Representação esquemática da restrição física na saída do dispositivo CAO: (a) Restrição A – Corpo rombudo, (b) Restrição B – Corpo elíptico.....100
Figura 5.26 – (a) Medidas e condições de contorno do domínio computacional com restrição em formato semi-elíptico (b) Malha computacional com células elemento size médio 30 (mm).....101

Figura 5.27 - Diferença percentual entre as vazões registradas por cada modelo em comparação com a vazão do melhor caso de Pinto Jr *et al.* (2024).....102
Figura 5.28 – Pressão total obtida por cada modelo.....104
Figura 5.29 – Pressão total (a) Melhor caso de Pinto Jr *et al.* (2024) (b) Modelo 1.....105
Figura 5.30 – Diferença da Potência Hidropneumática útil percentual em comparação.....106
Figura 5.31 – Percentual de tempo de processamento de cada modelo em relação ao caso mais lento.....107
Figura 5.32 – Diferença da potência limitada de todos os 16 modelos comparado com a pesquisa de Pinto Jr *et al.* (2024) e as plantas de Limpet/Energetech.....108

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Modelos numéricos testados.....71
Tabela 5.1 – MAE das componentes de velocidade do presente estudo em relação a Stieglmeier *et al.* (1989)..... 82
Tabela 5.2 – MAE das componentes de velocidade do presente estudo em relação a Stieglmeier *et al.* (1989) 89
Tabela 5.3 – Dimensões da restrição física.....100
Tabela 5.4 – Dados obtidos por cada modelo no presente estudo.....103
Tabela 6.1 - Modelo numérico recomendado.....111

LISTA DE SÍMBOLOS

CO_2	Dióxido de Carbono
D	Diâmetro [m]
e_{mec}	Energia mecânica [J]
f	Frequência $[1/s]$
f_a	Fator de atrito
F_1	Força aplicada pela pressão do ar [N]
F_2	Força aplicada pela pressão da água [N]
$\mathfrak{F}(\eta)$	Transformada de Fourier da elevação da superfície
$\mathfrak{F}^{-1}$	Transforma inversa de Fourier
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h	Profundidade [m]
H	Amplitude [m]
H_e	Carga [C]
H_T	Perda total de carga
h_l	Perda de carga distribuída
h_{lm}	Perda de carga localizada
k	Coeficiente de perda
l	Escala de comprimento [m]
$M(t)$	Massa de água incidente na câmara [kg]
ω	Ômega - taxa de dissipação específica
p	Pressão termodinâmica [Pa]
P	Pressão [Pa]
P_1	Pressão na entrada do CAO [Pa]
P_2	Pressão na saída do CAO [Pa]

P_{HID}	Potência hidropneumática [W]
Q	Vazão volumétrica [m^3/s]
Re	Número de Reynolds [$\rho v D/\mu$]
t	Tempo [s]
Δt	Intervalo de tempo [s]
T	Período [s]
V	Velocidade [m/s]
$v(t)$	Função velocidade [m/s]
V_1	Velocidade da entrada do CAO [m/s]
V_2	Velocidade da saída do CAO [m/s]
V_{med}	Velocidade média [m/s]
$w(t)$	Função velocidade [m/s]
x	Posição espacial [m]
z	Posição vertical [m]
$\dot{m}$	Vazão massica [kg/s]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [W]
$\dot{W}$	Taxa de realização de trabalho [W]
$\vec{v}$	vetor velocidade [m/s]

Símbolos gregos

δ	Espessura camada limite
ΔP	Diferença de pressão [Pa]
ε	Dissipação da energia cinética
μ	Viscosidade [kg/ms]
ρ	massa específica [kg/m^3]
$\bar{\tau}$	Tensor de tensões [N/m^2]

η	Elevação da superfície [m]
$\Delta\eta$	Diferença da elevação da superfície [m]

LISTA DE ABREVIATURAS

1D	Unidimensional
2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
BIEM	*Boundary Integral Equation Method*
BVP	*Boundary Value Problem*
CAO	Coluna de Água Oscilante
CFD	*Computational Fluid Dynamics*
EDP	Equação Diferencial Parcial
HN	Hemisfério Norte
HS	Hemisfério Sul
LIMPET	*Land Installed Marine Power Energy Transmitter*
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
NTS	*Number of Time Steps*
OWC	*Oscillating Water Column*
PISO	*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*
PRESTO	*PREssure STaggering Option*
PTO	*Power Take-Off*
PVI	*Particle Imaging Velocimetry*
R&D	*Research and Development*
RMS	*Root Mean Square*
SIMPLE	*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*
SIMPLEC	*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistente*
SPH	*Smoothed Particle Hydrodynamics*

TSS	*Time Step Size (s)*
UDF	*User Defined Function*
VOF	*Volume of Fluid*
WEC	*Wave Energy Converter*
WT	*Wave Tank*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 20
1.1 ESTADO DA ARTE 22
1.1.1 Estudos numéricos realizados com CAO acoplado a estruturas *offshore* 22
1.1.2 Estudos numéricos com o emprego da metodologia Ar 27
1.1.3 Motivação 38
1.2 OBJETIVOS 40
1.2.1 Objetivo Geral 40
1.2.2 Objetivos Específicos 40
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 42
2.1 FONTES DE ENERGIA RENOVÁVEL 42
2.2 A ENERGIA DAS ONDAS COMO RECURSO E SEUS PRIMEIROS INDÍCIOS 43
2.3 POTÊNCIAL GLOBAL DA ENERGIA DAS ONDAS 45
2.3.1 Potêncial da energia das ondas no Brasil 46
2.4 TECNOLOGIAS DE CONVERSÃO DA ENERGIA DE ONDAS EM ENERGIA ELÉTRICA 47
2.5 COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE (CAO) 48
2.6 GERAÇÃO ELÉTRICA EM PLATAFORMAS DE EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO OFFSHORE 49
2.7 MODELAGEM MATEMÁTICA DA COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE 51
2.7.1 Método de volumes finitos (MVF) 52
2.7.2 Equações que governam o escoamento 54
2.7.3 Modelos de turbulência 55
2.7.4 Modelo $k-\varepsilon$ padrão 56
2.7.5 Modelo $k-\omega$ SST 57
2.7.6 Potência teórica do dispositivo CAO 59
3 REGIÃO DO ESTUDO 61
3.1 DADOS REALÍSTICOS DE ESTADO DE MAR 64
3.2 MODELO ESPECTRAL DE ONDAS 65
3.3 TRANSFORMAÇÃO DO ESPECTRO EM ONDAS IRREGULARES 66
3.3.1 Transformação da elevação em velocidade vertical 67
3.4 SÉRIE TEMPORAL UTILIZADA 67
4 METODOLOGIA 69

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO 73
5.1 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO COM BASE EM DRIVER E SEEGMILLER (1985) 73
5.2 VERIFICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO COM BASE EM CONDE (2007) 79
5.3 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO COM BASE EM STIEGLMEIER *et al.* (1989) 82
5.4 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO COM BASE EM SUMIDA (2009) 90
5.5 ESTUDO DE CASO 98
5.5.1 Potência hidropneumática útil x tempo de processamento 101
6 CONCLUSÃO 108
6.1 DEFINIÇÃO DO MODELO NUMÉRICO 109
6.2 PROPOSTA DE CONTINUIDADE 111
REFERÊNCIAS 112

1 INTRODUÇÃO

Frente à necessidade de alternativas mais sustentáveis, estratégias de transição energética vêm sendo desenvolvidas com foco na eficiência, no uso de fontes renováveis e na redução das emissões de carbono, conforme Lima e Hamzágico (2022). Nesse cenário, a conversão da energia contida nos oceanos apresenta-se como uma alternativa estratégica para nações com vasta região litorânea, como o Brasil, que possui uma extensão costeira de aproximadamente 8000 km, dependendo dos critérios de mensuração geográfica. A exploração desse recurso permite a descentralização da produção de eletricidade e o suporte direto a atividades em alto-mar, reduzindo a dependência de grandes redes continentais. Dentre as fontes oceânicas, a energia das ondas destaca-se pelo elevado potencial de geração e menor impacto ambiental, sendo a Coluna de Água Oscilante (CAO) uma das tecnologias mais promissoras para essa conversão (Rodriguez *et al*., 2020; Pereira *et al*., 2024).

A aplicação de tais soluções torna-se ainda mais vital em ambientes *offshore*, onde o isolamento geográfico e a distância da costa inviabilizam a conexão direta com as redes elétricas continentais, exigindo sistemas robustos e autônomos para o suprimento de energia. Assim, a garantia de um fornecimento energético contínuo constitui o pilar que sustenta tanto as operações industriais quanto a habitabilidade em estruturas remotas, sendo as plataformas de extração de petróleo e gás os exemplos mais emblemáticos dessa dependência, funcionando como ilhas artificiais que demandam alta densidade energética (Rodriguez *et al*., 2023; Walker *et al*., 2024).

Historicamente, o método predominante de geração de energia nessas instalações baseia-se no uso de turbinas a gás. No entanto, apesar do elevado potencial energético, esses equipamentos impõem desafios críticos que afetam a viabilidade e a segurança de projetos *offshore* de forma ampla. Entre as principais desvantagens observadas, destacam-se as severas limitações de espaço e o elevado peso estrutural, além dos riscos inerentes de incêndio e explosões. Soma-se a isso o impacto ambiental decorrente da emissão significativa de gases poluentes e uma logística de manutenção complexa, que exige mão de obra especializada e, em muitos casos, a necessidade de remoção do equipamento para reparos em terra firme (Valencio, 2011; Silva; Mendes, 2024).

Diante desse panorama, a busca por maior eficiência energética não se restringe à indústria petrolífera, abrangendo um espectro diversificado de aplicações marítimas. Uma estratégia promissora reside no aproveitamento de infraestruturas *offshore* já existentes para a

integração de sistemas de conversão de energia das ondas, como a Coluna de Água Oscilante (CAO). Essa integração permite que dispositivos CAO forneçam energia para boias de navegação e sinalização, sejam acoplados a torres de sustentação de turbinas eólicas *offshore* ou instalados em estacas marinhas e plataformas de petróleo (Zhao; Liu, 2022; Huang *et al*., 2025).

Tal sinergia estrutural reduz custos de capital e maximiza o potencial de exploração energética dos oceanos. Contudo, antes da implementação dessas tecnologias em escala real ou experimental em mar aberto, é imperativo o desenvolvimento de estudos em ambiente controlado. A realização de testes laboratoriais, fundamentados especialmente na modelagem computacional e no desenvolvimento de protótipos em escala reduzida, mostra-se essencial para identificar precocemente falhas de funcionamento ou gargalos estruturais (Wang; Cheng, 2023).

Segundo Zhang *et al*. (2024), essas etapas de simulação numérica e experimentação prévia permitem a seleção de materiais mais adequados e a otimização dos parâmetros operacionais, garantindo a máxima extração de energia e a mitigação de danos. Esse rigor metodológico confere ao estudo um caráter de generalidade, permitindo que os resultados obtidos sejam aplicáveis a diferentes contextos oceânicos e diversas finalidades industriais.

Os dispositivos CAO consistem em uma câmara hidropneumática parcialmente submersa, aberta abaixo da superfície do mar e conectada a uma turbina acoplada a um gerador. O movimento das ondas provoca a oscilação da coluna interna de água, promovendo a compressão e descompressão do ar na câmara. De acordo com o princípio físico descrito por McCormick (1981), esse fluxo pneumático alternado aciona a turbina, comumente do tipo Wells, que mantém o sentido de rotação independente da direção do escoamento viabilizando a conversão das energias potencial e cinética das ondas em energia elétrica. Tal configuração apresenta versatilidade para aplicação tanto em estruturas fixas quanto flutuantes.

A modelagem matemática do princípio de funcionamento desses dispositivos se fundamenta nas leis da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, aplicadas ao sistema fluido-estrutura. A representação das interações entre as ondas, a coluna de água e o ar na câmara exige a formulação de condições de contorno específicas e, em razão da complexidade envolvida, recorre-se frequentemente à modelagem numérica. Métodos como *Volume of Fluid* (VOF), Pistão e Ar são utilizados para representar computacionalmente o comportamento do sistema.

Dentre eles, a Metodologia Ar destaca-se pela simplicidade e eficiência computacional, ao considerar apenas o escoamento do ar no interior do dispositivo, substituindo o movimento

da superfície da água por uma condição de contorno senoidal na entrada do domínio, o que a torna particularmente adequada para análises em geometrias axissimétricas simplificadas.

Nesse contexto, este trabalho tem como objetivo a simulação numérica do comportamento fluidodinâmico do conversor CAO por meio de um modelo computacional axissimétrico. A metodologia proposta considera o impacto da perda de carga causada pela presença da turbina e utiliza dados reais de estados de mar da costa de Rio Grande (RS), inseridos via *table data* (arquivo .txt).

A contribuição do estudo reside na aplicação da Metodologia Ar aliada à condição de contorno de axissimetria, garantindo resultados equivalentes a modelos tridimensionais com maior eficiência de cálculo. Ao buscar a potência hidropneumática útil, esta abordagem fundamentada por dados locais reforça o avanço das tecnologias de aproveitamento de energia renovável em ambientes *offshore*.

1.1 ESTADO DA ARTE

Neste segmento, serão apresentados dois tópicos distintos: o primeiro contempla estudos voltados para o acoplamento do conversor de energia das ondas à produção de eletricidade em estruturas *offshore*. O segundo tópico explora uma investigação sobre a modelagem computacional de um conversor CAO, empregando a Metodologia Ar.

1.1.1 Estudos numéricos realizados com CAO acoplado a estruturas *offshore*

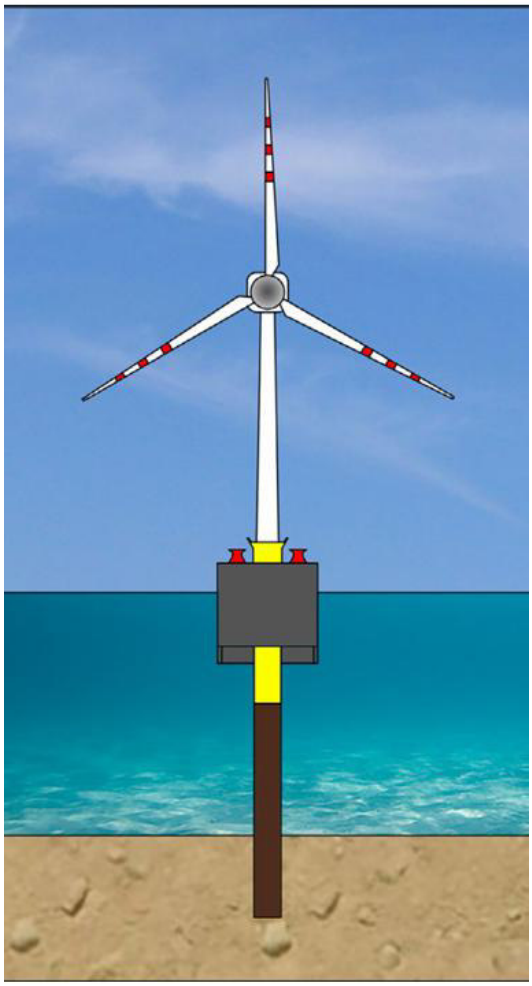
No trabalho desenvolvido por Perez-Collazo *et al.* (2019), foi comprovada a viabilidade de anexar um dispositivo CAO à subestrutura de uma turbina eólica *offshore* (*Offshore Wind Turbine* (OWT). Um design do sistema integrado foi proposto conforme a Figura 1.1, que ilustra o esquema de fixação, o *Wave Energy Converter* (WEC) visto em perspectiva, o dispositivo coluna de água oscilante no tanque de ondas da Universidade de Plymouth e, por fim, o interior e exterior do *WEC*.

A Figura 1.1a ilustra um CAO com câmara hidropneumática cilíndrica acoplado ao redor da base fixa do pilar da *OWT*, ou seja, na fundação submersa que ancora a turbina ao leito marinho. Nesta imagem também se pode observar como a turbina eólica e o dispositivo de energia das ondas coexistem. O monopilar serve como fundação para a turbina eólica e, ao mesmo tempo, como o núcleo interno para o sistema de conversão de energia das ondas.

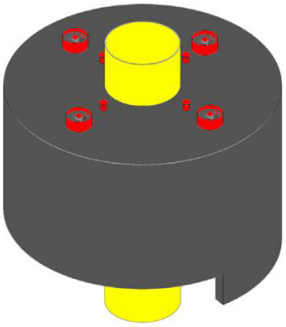
Na Figura 1.1b é mostrada a vista em perspectiva do subsistema *WEC*, focando a câmara cilíndrica que envolve o monopilar. A Figura 1.1c mostra o modelo experimental enfrentando

ondas artificiais no tanque de ondas da Universidade de Plymouth. Por fim, a Figura 1.1d apresenta as vistas frontal e lateral do modelo, fornecendo as dimensões do protótipo.

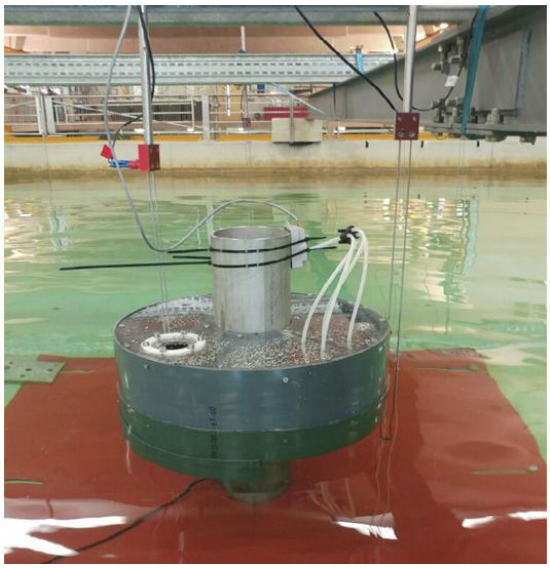
A turbina eólica permanece instalada na parte superior da estrutura, enquanto o conversor CAO opera na região inferior submersa. Este design permite a combinação eficiente de energia eólica e energia das ondas, reduzindo custos de instalação e manutenção e aumentando a estabilidade estrutural do sistema.



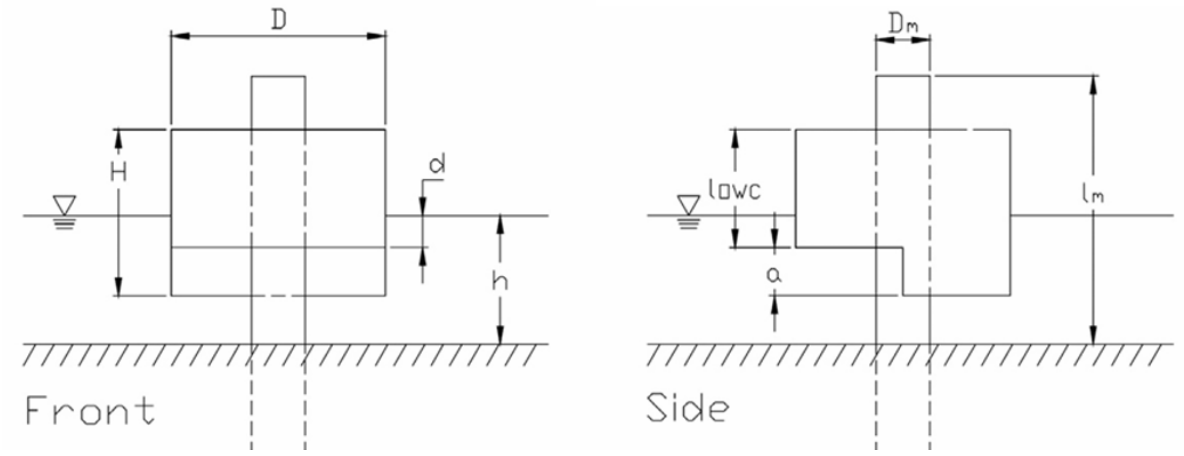
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 1.1- Conceito do dispositivo CAO integrado em um monopilar fixo de *OWT* desenvolvido na Universidade de Plymouth**.** Fonte: Perez-Collazo *et al.*, (2019)

No estudo conduzido por Zhou *et al.* (2020), o desempenho hidrodinâmico de um conversor CAO integrado a um monopilar OWT foi investigado por meio de análises numéricas e experimentais. O trabalho demonstrou que o dispositivo é capaz de absorver energia e reduzir as cargas horizontais no monopilar, com boa concordância entre os dados obtidos. Contudo, os resultados evidenciam que a eficiência do sistema é sensível a variáveis complexas, como a inclinação das ondas e as alterações na pressão interna do ar causadas pela turbina. Essas descobertas reforçam a importância de considerar a interação entre as ondas e a estrutura integrada, apontando para a necessidade de um design cuidadosamente otimizado para maximizar os benefícios da tecnologia.

Assim, a contribuição de Zhou *et al.* (2020) estabelece a viabilidade do sistema híbrido, mas ressalta o desafio técnico de conciliar esses múltiplos parâmetros operacionais na busca por uma solução de geração renovável sustentável.

Observa-se que nos trabalhos acima mencionados, as abordagens são a nível de laboratório, utilizando tanque de ondas, estudos experimentais e numéricos, com o intuito de obter dados a respeito da capacidade de absorção de energia das ondas em energia elétrica acoplados em volta de torres de sustentação de estruturas *offshore*. Com tudo não se tem a perda de carga provocada pela presença da turbina e não são empregados dados realísticos de estado de mar.

Na investigação de sistemas híbridos realizada por Fenu *et al*. (2024), que integram conversores de energia das ondas do tipo Coluna d'Água Oscilante (OWC) a turbinas eólicas flutuantes, *Floating Offshore Wind Turbines* (FOWTs) demonstra que a utilização de plataformas do tipo *spar* permite a diversificação da matriz energética ao aproveitar a

subestrutura existente. Nestas configurações, o calado da torre é projetado para ser profundo, visando garantir a estabilidade estática necessária ao sistema eólico offshore. O experimento foi realizado no Instituto de Pesquisa em Tecnologia Marinha do Consiglio Nazionale delle Ricerche (CNR-INM) em Roma (Itália). O tanque de ondas tem 220 (m) de comprimento, 9 (m) de largura e 3,8 (m) de profundidade e o protótipo é apresentado na figura 1.2.



Figura 2.2 - Protótipo de modelo em escala 1:42 do sistema híbrido, representação real e configuração de medição
Fonte: Fenu *et al.* (2024)

A dinâmica do sistema é governada pelo acoplamento das cargas de vento e onda. O movimento de arfagem (*pitch*) da plataforma, sob certas condições operacionais, pode favorecer a transmissão da onda incidente para o interior da câmara de ar ao aumentar a altura de sua abertura. Este fenômeno resulta em uma elevação da superfície livre e pressões internas mais altas, incrementando o volume de ar deslocado e, consequentemente, a produtividade pneumática. Tais comportamentos são validados por investigações baseadas em ondas

irregulares, fundamentadas na Função de Densidade Espectral (SDF) JONSWAP, que mimetizam as condições reais do mar.

A eficiência desse processo de extração está intrinsecamente ligada ao amortecimento da Tomada de Força (PTO). Através de testes de decaimento livre para determinar as frequências naturais de levantamento (*heave*), inclinação (*pitch*) e rolamento (*roll*), observa-se que o ajuste do diâmetro do orifício da PTO é um parâmetro crítico de desempenho. Diferentes amortecedores de PTO são investigados para estabelecer sua influência direta na extração de potência: embora o aumento do amortecimento eleve a pressão interna, ele restringe a amplitude da oscilação da superfície livre, exigindo uma otimização precisa para maximizar a potência média.

Em suma, enquanto a presença dos OWCs introduz um efeito de "mola" adicional que pode ampliar o *heave* em frequências específicas, a carga do vento sobre o rotor redefine as condições de contorno, tornando a mobilidade da plataforma um fator determinante para a performance do sistema híbrido.

No entanto, diferentemente de estruturas mais rígidas e firmes, como as plataformas de extração de petróleo, a presença da turbina eólica introduz cargas dinâmicas que provocam movimentos angulares significativos, influenciando diretamente a capacidade de absorção de energia das ondas.

O estudo de Cong *et al*. (2024) investigou a tecnologia de múltiplas câmaras e múltiplas turbinas (MCMT), que divide o sistema em vários módulos coordenados para converter o movimento da água em oscilações do tipo "pistão", mais eficientes para a geração de energia.

O objetivo central da investigação é avaliar o desempenho funcional de dispositivos MCMT tridimensionais, explorando a sua integração em estruturas *offshore* existentes, como fundações monopilares de turbinas eólicas e quebra-mares tipo barcaça. Através de um modelo numérico avançado de elementos de contorno de ordem superior (HOBEM), os investigadores analisaram como diferentes geometrias (circulares e retangulares, ver na Figura 1.3) e parâmetros das turbinas influenciam a eficiência hidrodinâmica e a viabilidade económica do sistema, visando reduzir o custo nivelado da eletricidade (*LCOE*) através da partilha de infraestruturas.

Os autores realizaram análises considerando dois tipos de geometrias estruturais para o acoplamento dos dispositivos de Coluna de Água Oscilante (CAO), sendo que cada unidade é equipada com sua própria turbina. As configurações avaliadas compreendem estruturas circulares e retangulares, integrando arranjos de 2, 3 e 4 câmaras acopladas. Tais variações

podem ser observadas na Figura 1.3a, que ilustra a estrutura circular com 4 CAO, e na Figura 1.3b, que apresenta o modelo retangular com o mesmo número de unidades.



(a) (b)

Figura 1.3 - Diagrama esquemático de um projeto típico tridimensional de MCMT OWC com seção transversal circular e retangular, conforme mostrado em (a) e (b), respectivamente
Fonte: Cong *et al.* (2024)

Este estudo demonstra que a utilização da tecnologia de múltiplas câmaras e turbinas (MCMT) em dispositivos OWC supera significativamente as limitações dos modelos tradicionais de câmara única. Ao compartimentar a estrutura, o sistema converte o movimento prejudicial de sloshing em movimentos do tipo pistão, otimizando o fluxo de ar e elevando a eficiência hidrodinâmica em até 3,8 vezes, com picos que podem exceder a unidade.

Além de dobrar a largura de banda de frequência efetiva, o design MCMT apresenta maior adaptabilidade à direção das ondas e permite o ajuste operacional via velocidade da turbina. Os resultados indicam que a assimetria geométrica dos módulos pode ser superior à divisão uniforme, estabelecendo uma base para o desenvolvimento de conversores mais eficientes integrados a infraestruturas *offshore* e quebra-mares.

A conclusão do estudo revelou que a tecnologia MCMT supera significativamente os designs convencionais, podendo triplicar a eficiência hidrodinâmica de pico e duplicar a largura de banda da frequência efetiva quando operada com baixas velocidades de rotação da turbina. Verificou-se que a interação entre os módulos permite uma captura de energia superior, embora o design ideal nem sempre exija câmaras com formatos idênticos e a integração destes sistemas em estruturas marinhas multifuncionais apresenta-se como uma solução promissora para maximizar a utilização da energia das ondas e otimizar a performance dos conversores OWC.

1.1.2 Estudos numéricos com o emprego da metodologia Ar

Dentre os estudos encontrados na literatura, foram selecionados aqueles que simularam numericamente o princípio de funcionamento de um dispositivo do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO), focando exclusivamente no escoamento de ar no interior do dispositivo, metodologia denominada de “Ar”.

No estudo de Conde e Gato (2008), foi realizada uma investigação numérica tridimensional (3D) sobre o escoamento de ar através de um CAO equipada com duas chaminés verticais na parte superior. As simulações numéricas foram conduzidas utilizando o software ANSYS FLUENT, assumindo que as condições de escoamento eram estáveis e periódicas. As tensões de Reynolds foram calculadas empregando o modelo de turbulência $k - \varepsilon$, amplamente utilizado para capturar os efeitos médios da turbulência.

Para a discretização dos termos difusivos, foi utilizado o esquema de diferenças centrais de segunda ordem, que proporciona melhor precisão espacial. Para os termos convectivos, empregou-se o esquema *Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics* (QUICK) de terceira ordem, conhecido por sua capacidade de minimizar a dispersão numérica e melhorar a resolução das frentes de escoamento. O acoplamento entre pressão e velocidade foi realizado pelo algoritmo *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations-Consistent* (SIMPLEC) uma variação do método *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* (SIMPLE) que proporciona maior eficiência computacional. Os resíduos foram considerados convergidos quando os valores atingiram magnitudes inferiores a um critério preestabelecido, garantindo a estabilidade e a precisão das soluções.

A geometria utilizada no trabalho consistiu em uma simplificação da câmara de ar construída junto ao quebra-mar da foz do estuário do Douro, no norte de Portugal. Duas configurações geométricas foram exploradas: uma configuração básica e outra com a inclusão de uma placa retangular com dois semicírculos nas extremidades. Esse estudo constitui uma contribuição relevante para a compreensão do comportamento do escoamento de ar no interior de um CAO, destacando a influência das configurações geométricas nas características do escoamento e no desempenho geral do dispositivo. As conclusões obtidas podem contribuir significativamente para o projeto e a otimização de conversores de energia das ondas, promovendo maior eficiência na geração de energia renovável.

Para a simulação do escoamento periódico, uma função senoidal foi imposta para a componente vertical da velocidade, conforme apresentado na Equação 1.1.

$$w(t) = 1.77 \,\mathrm{sen}\left(\frac{2\pi t}{T}\right) \tag{1.1}$$

Essa função é equivalente à velocidade de deslocamento da superfície livre da água, em que *T* representa o período da onda (é o tempo necessário para a forma da onda percorrer um ciclo completo, no caso um comprimento de onda). Durante a simulação, os fluxos de ar para dentro e para fora do CAO foram monitorados, juntamente com o comportamento periódico. Essa abordagem visava investigar a distribuição do fluxo nas seções de entrada das turbinas,

bem como as propriedades do jato de ar que invade a superfície livre da água. Os resultados obtidos permitiram concluir que a colocação da placa favorece a funcionalidade das turbinas.

A pesquisa de El Marjani *et al.* (2008) aborda modos de simular o comportamento do escoamento de ar nos componentes de um dispositivo CAO, com dimensões semelhantes à planta construída na ilha do Pico, em Portugal. O objetivo do estudo consistiu em elaborar e validar dois modelos, um para simular a câmara de ar e outro para simular a turbina utilizando o código ANSYS FLUENT. Ambos os modelos consideraram o escoamento como tridimensional, viscoso, transiente e turbulento. Na simulação da câmara de ar, a turbulência foi modelada com o modelo $k-\varepsilon$.

Quanto às condições de contorno do volume de controle, foi fixada a pressão atmosférica na saída da chaminé. Para capturar o movimento oscilante da superfície livre da água nos cálculos numéricos, uma velocidade variante no tempo foi empregada, conforme apresentada na Equação 1.2. Essa variação teve como objetivo reduzir os efeitos de pulverização da água nas turbinas. Para a simulação de escoamento periódico, uma função senoidal foi imposta para a componente vertical da velocidade, conforme detalhado a seguir na Equação 1.2.

$$v(t) = H\left(\frac{2\pi}{T}\right)\cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right) \tag{1.2}$$

Na equação proposta, onde v é a velocidade, T é o período de onda, t o tempo, H amplitude de altura igual a 0,78 m, e no restante da geometria foi considerado velocidade zero em todas as paredes. No CAO foi realizado um cálculo de potência em relação ao tempo, diferença de pressão entre a câmara e a chaminé e a obtenção do coeficiente de perda dentro da câmara. Para modelar a turbina, o escoamento foi considerado incompressível, as equações de conservação foram solucionadas na forma segregada, o modelo de turbulência empregado foi o k-ε, para acoplamento pressão velocidade utilizou-se o algoritmo SIMPLEC e para discretização dos termos convectivos foi utilizado o esquema de alta ordem *Monotonic Upwind Scheme for Conservation Laws* (MUSCL).

Na turbina foram obtidos os coeficientes de torque e pressão total. De acordo com os autores, os resultados obtidos com os modelos tiveram uma boa precisão ao serem comparados com resultados experimentais. No estudo de Gomes *et al.* (2009), é apresentada a modelagem computacional do escoamento de ar em um CAO usando duas metodologias diferentes. Na

primeira, considera-se apenas a câmara, variando a velocidade em sua entrada de acordo com a equação da onda, simulando apenas o comportamento do ar.

Na segunda, uma câmara é inserida em um tanque de ondas, considerando a interação entre água e ar na câmara. O modelo matemático empregado consiste, basicamente, em solucionar as equações de *Navier-Stokes*, da continuidade, a conservação de massa e da quantidade de movimento. O software utilizado nas simulações é o ANSYS FLUENT versão 6.2, enquanto para modelar a geometria e gerar a malha foi utilizado o GAMBIT. Neste estudo foi utilizado uma malha independente que contém 37.500 células para o CAO e 83.902 para o tanque de ondas.

Inicialmente, o problema proposto por Conde e Gato (2008) foi reproduzido, monitorando quatro pontos no interior da câmara para serem analisados, e foi constatado que os resultados estavam de acordo, demonstrando a correta utilização da metodologia Ar[1], bem como sua verificação. A verificação da metodologia VOF foi feita por meio de comparação do resultado numérico com a solução analítica. Com isso um estudo de caso foi proposto, o qual consiste em simular numericamente de forma bidimensional um CAO empregando ambas as metodologias. Para tal, foi adotado para solucionar o acoplamento pressão velocidade o algoritmo PISO, para discretização da pressão o método PRESTO, para os termos advectivos o esquema *Upwind* de primeira ordem, o modelo de turbulência *k-ε* e para fração volumétrica o *Geo-reconstruct*.

Os autores concluíram que, ao comparar os dados obtidos entre as duas metodologias, a metodologia VOF apresentou resultados mais realísticos. Contudo, os resultados obtidos com a metodologia Ar apresentaram a mesma tendência daqueles gerados com a metodologia VOF.

Bouhrim e El Marjani (2015) conduziram uma revisão do estado da arte e avaliaram a utilidade da modelagem numérica de um CAO. O objetivo principal foi explorar métodos adequados para a otimização geométrica e para a obtenção da máxima eficiência desses dispositivos. Visando modelar e melhorar o desempenho operacional dos conversores do tipo CAO, alguns métodos de modelagem foram citados, como o modelo unidimensional, considerado mais simples, e o modelo pistão, que representa o movimento oscilatório da superfície livre da água como um pistão no interior da câmara. Os autores também mencionaram um modelo tridimensional viscoso e transiente, que exige a resolução das equações de *Navier–Stokes* associadas ao modelo multifásico VOF.

[1] Em Gomes *et al.* (2009), o autor chama de metodologia Ar, o método que neste trabalho recebe o nome de pistão.

Foi ainda citado um modelo utilizado para simular a geração e propagação de ondas incidentes, a pressão do ar e a variação da taxa de escoamento de ar e, por fim, um modelo baseado na formulação de escoamento potêncial para simular o comportamento das ondas do mar fora da câmara, enquanto uma formulação de escoamento viscoso é adotada no interior da câmara, conforme desenvolvido por Zhang *et al.* (2012).

A conclusão dos autores indicou que o modelo denominado *powerful*, estudado por Zhang *et al.* (2012), apresentou maior robustez. Entretanto, simulações realizadas com o modelo pistão confirmaram que este também possui boa capacidade preditiva e encontra-se em desenvolvimento no EMI' *Turbomachinery Lab* (é o laboratório de turbo maquinas da instituição EMI - École Mohammadia d'Ingénieurs).

No estudo de Barakaz e El Marjani (2015), foi conduzida uma análise de escoamento unidirecional com equações simplificadas para descrever o comportamento de um CAO empregando o modelo pistão. As análises concentraram-se na variação temporal da altura das ondas no interior da câmara, na vazão de ar, na pressão e no potêncial pneumático. A turbina foi simulada por meio de uma lei quadrática associada à queda de pressão no escoamento do ar, tanto para as fases de inalação quanto de exalação, sendo, contudo, apenas a exaustão investigada.

Nessa análise, foram assumidas hipóteses simplificadoras que permitiram obter uma interpretação física do problema, resultando em duas equações fundamentais. A primeira descreve o movimento da água, estabelecendo a relação entre a altura da onda incidente e a altura da onda no interior da câmara, considerando a pressão. A segunda equação trata do movimento do ar, relacionando o escoamento através do duto, a pressão e a altura da água no interior do CAO. Para o estudo da turbina, o sistema formado pelas equações do movimento da água e do ar foi resolvido no software MATLAB utilizando o algoritmo de Runge–Kutta de quarta e quinta ordens. Os autores concluíram que o modelo unidimensional apresenta potêncial para ser utilizado como uma ferramenta inicial de análise de dispositivos CAO, embora ainda necessite de aprimoramentos.

Na pesquisa de Bouhrim e El Marjani (2016), foi apresentada uma comparação entre dois modelos numéricos. O primeiro baseia-se no estudo do fluxo interno de ar em um CAO utilizando o modelo simplificado pistão, enquanto o segundo considera o impacto da interação ar–água no desempenho do dispositivo, adotando um domínio composto por um CAO acoplada a um tanque de ondas. No modelo pistão, a superfície da água no interior do dispositivo é representada como um pistão que se move verticalmente em função das ondas incidentes, conforme ilustrado na Figura 1.4.

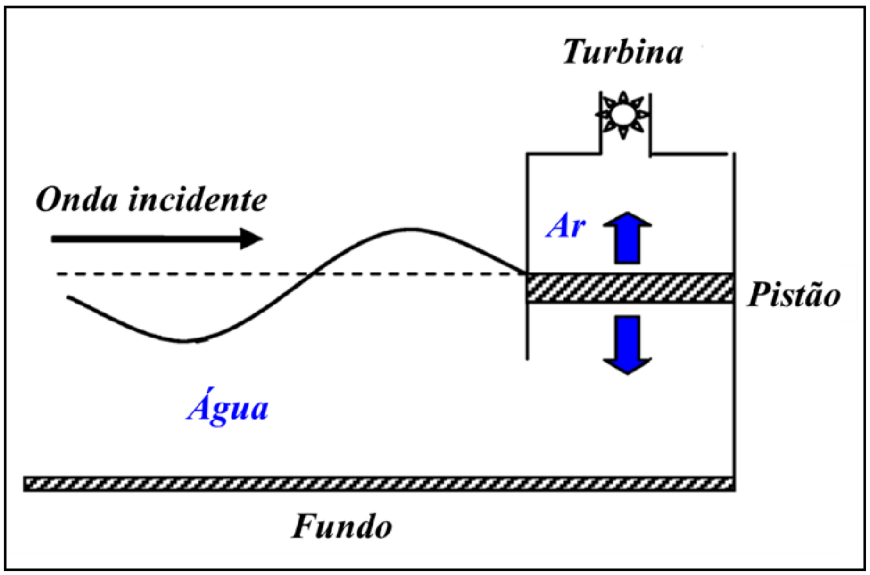


Figura 1.4 - Dispositivo CAO com o modelo pistão Fonte: Adaptada de Bouhrim e Marjani (2016)

Neste estudo, o fluxo de ar incidente foi numericamente simulado através da solução das equações de Navier-Stokes, considerando o escoamento como incompressível e turbulento, resolvido pelo modelo $k-\varepsilon$, em um contexto 2D e transiente. O modelo baseado na metodologia VOF foi constituído por um tanque de ondas equipado com um gerador de ondas do tipo pistão. Nesse contexto, propôs-se a integração de um CAO utilizando o modelo pistão dentro do tanque de ondas.

A implementação da metodologia VOF é ilustrada na Figura 1.5. Comparações foram realizadas para avaliar a variação da velocidade, da pressão e do potêncial pneumático ao longo do tempo entre os dois modelos, considerando uma onda com altura (H) de 0,06 m e o período de onda (T) a 2 s. Embora tenham sido observadas poucas diferenças nas variações de velocidade e pressão, o modelo WT demonstrou resultados mais significativos para o potêncial pneumático.

Os autores destacam a importância de habilitar o método pistão no tanque de ondas, visto que obtiveram resultados mais realísticos. No entanto, ressaltam que essa implementação exigiu um grande esforço computacional. Esta abordagem combinada mostrou-se eficaz na captura de fenômenos complexos associados ao escoamento de ar em dispositivos CAO, contribuindo para uma compreensão mais detalhada do comportamento hidrodinâmico e pneumático desses sistemas. A integração das metodologias VOF e pistão representa um avanço significativo na simulação numérica de conversores de energia das ondas, promovendo resultados mais precisos e realistas.

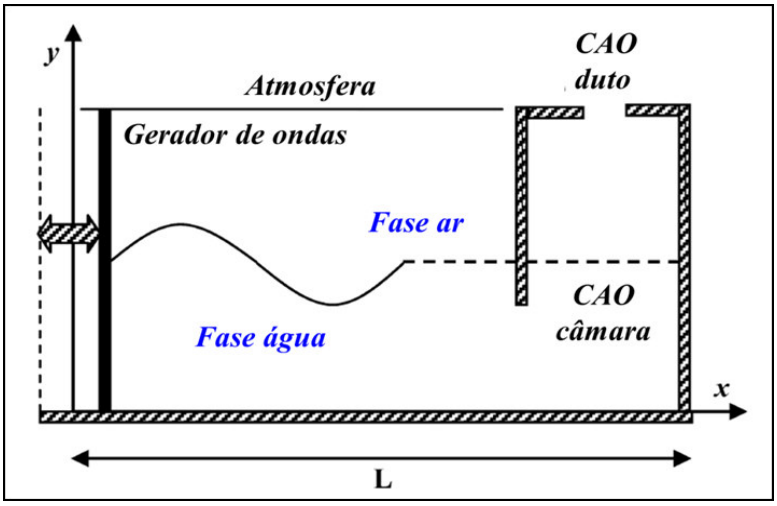


Figura 1.5 - Domínio do caso estudado Fonte: Adaptada de Bouhrim e Marjani (2016)

A pesquisa de Barakaz e El Marjani (2016) apresenta um modelo 1D para descrever o comportamento de um CAO, onde se estudaram casos considerando e desconsiderando a turbina. Para propor tal modelo algumas hipóteses simplificativas foram adotadas, como: a movimentação da superfície livre ocorre apenas na vertical, o processo de perda de carga é negligenciado, as ondas incidentes são monocromáticas e a pressão na entrada do CAO depende da presença da turbina, pois na ausência da mesma é considerado isentrópica. O modelo foi estudado fisicamente considerando um pistão oscilante vertical, a massa de água dentro da câmara $M(t)$ sofre a influência de duas forças F_1 e F_2 mais seu peso, como ilustrado na Figura 1.6.

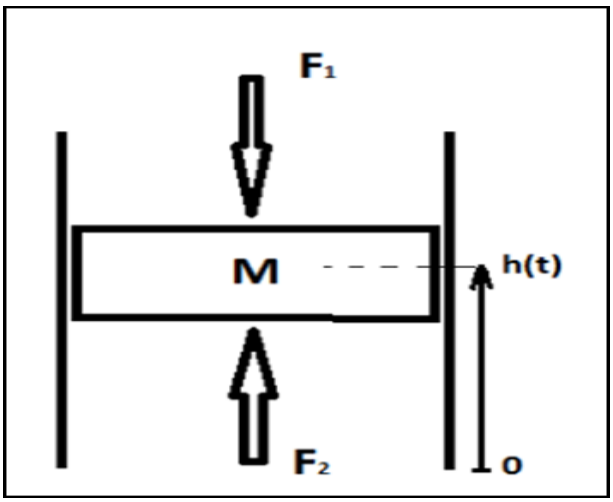


Figura 1.6 - Mecanismo de funcionamento do modelo Fonte: Adaptada de Barakaz e Marjani (2016)

Em De Oliveira *et al.* (2017) é realizada a verificação de um modelo numérico utilizado para a simulação do princípio de funcionamento de um dispositivo CAO. Baseados em Gomes (2010), os autores utilizaram a Metodologia Ar ao inserir diversas magnitudes de velocidade como condição de entrada no domínio a fim de estudar o comportamento das pressões e velocidades durante a sucção e exaustão do ar dentro do conversor.

O intuito da pesquisa foi determinar se o modelo estudado era apropriado para o posterior emprego de dados realísticos de estado de mar como condição de velocidade prescrita. Isso diminuiria a desvantagem da Metodologia Ar em reproduzir um escoamento interno mais próximo da realidade, como apontado por Gomes (2010). Os autores concluíram, após a verificação, que o modelo estudado possui capacidade para simular numericamente o comportamento fluidodinâmico do escoamento de ar no conversor através da Metodologia Ar.

Cambuli *et al.,* (2019) apresentam um modelo de parâmetros concentrados para o sistema de turbina CAO câmara-poços. Este modelo aplica as leis de conservação de massa e momento de forma integral através de volumes de controle adequadamente selecionados. As previsões do modelo são comparadas com resultados numéricos de ordem superior e dados experimentais, demonstrando sua capacidade de prever com precisão a interação entre a câmara CAO e a turbina.

Barakaz e El Marjani (2021) desenvolveram um modelo simples de pistão unidimensional para investigar a dinâmica da elevação da água e o seu impacto no desempenho global do CAO. Para isso foram consideradas algumas simplificações como: a movimentação vertical da superfície livre, o processo de perda de carga é negligenciado, as ondas incidentes são monocromáticas desprezando a reflexão, difração e refração.

A pressão na entrada do CAO dependeu da presença da turbina, sendo considerada isentrópica na ausência desta. A teoria de Airy foi utilizada para descrever a propagação das ondas do mar. Já o conversor CAO foi estudado fisicamente, considerando um pistão de água oscilante vertical como um bloco de massa de água (M(t)), sujeito à influência de duas forças: força aplicada pela pressão do ar na superfície superior ($F_{1,}$) e força aplicada pela pressão da água do mar na superfície inferior (F_2 além de seu peso, como ilustrado na figura 1.7.

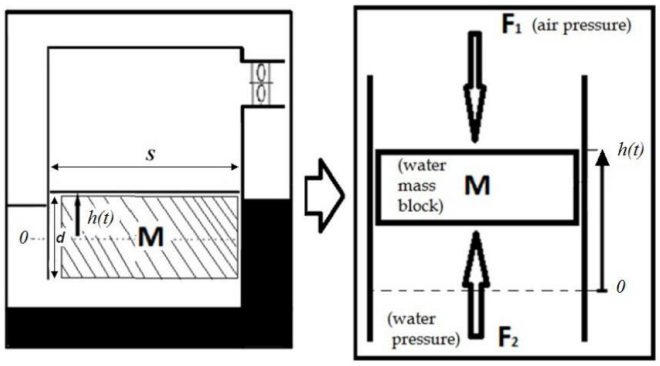


Figura 1.7 - Representação esquemática da oscilação da água no modelo pistão Fonte: Barakaz e Marjani (2021)

A expressão de M(t) foi derivada utilizando o princípio de Lagrange que estabeleceu uma equação diferencial que governa o movimento do pistão. Essa equação foi resolvida analiticamente pelo método de Poincaré-Lindstedt, que consiste por uma parte linear e uma parte não linear. Ao determinar a equação diferencial casos foram propostos para analises homogêneas (três casos) e não- homogêneas (um caso). Esses casos foram solucionados aplicando o método Po'incaré-Lindstedt e o Simulink que posteriormente foram comparados e se constatou que as soluções são bem similares.

Esses resultados também foram comparados com os dados de Torres *et al.* (2016), gerando gráficos com curvas sobrepostas que segundo os autores caracteriza bons resultados. Em conclusão, o modelo é uma boa ferramenta para estudos preliminares de um CAO ou até podem ajudar a compreender modelos mais complexos, visto que este se limita a dispositivos com áreas constantes e submetidos a ondas monocromáticas que conduzem a superfície livre dentro da câmara.

Pinto Junior (2020) realizou a validação de um modelo computacional axissimétrico para a análise numérica de conversores CAO sujeitos a dados realísticos de estado de mar. Trata-se de uma abordagem em que o movimento oscilatório da coluna de água no interior do dispositivo CAO é obtido através da imposição de velocidades prescritas diretamente no escoamento de ar no interior do conversor, ou seja, o domínio computacional é composto apenas pelo dispositivo do tipo CAO, com dimensões em escala real, sendo sujeito a um escoamento interno de ar irregular que representa de forma realística o estado de mar da região onde o conversor seria instalado.

Também foi realizada a avaliação geométrica do CAO, aplicando Design Construtal visando maximizar a potência disponível de acordo com o estado de mar em que o mesmo está inserido. Para isso o CAO pode ser representada por uma geometria subdividida em áreas

composta por A_1 área da câmara hidropneumática, A_2 a área do trapézio (região de transição) e A_3 a área do duto da turbina desprezando a presença da turbina.

A proposta desta avaliação é variar a região de transição, de forma que, em um extremo do grau de liberdade avaliado, quando $L_1 = L_2$, ela possua formato retangular (Figura 1.6 a) e no outro extremo, quando $L_2 = L_3$, um formato trapezoidal com altura máxima (Figura 1.6 c). E ainda, entre os extremos, quando $L_1 > L_2 > L_3$, configurações geométricas como a representada na Figura 1.8.

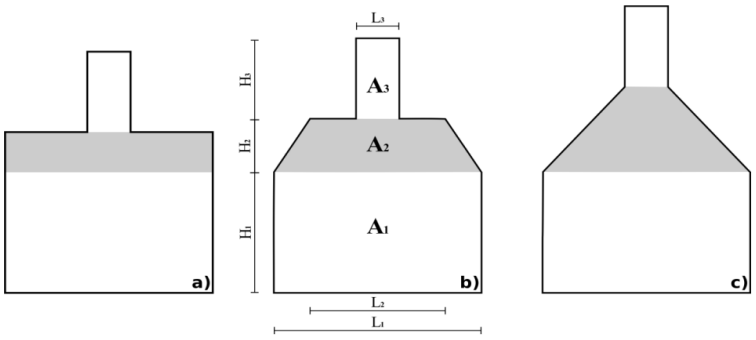


Figura 1.8 - Domínio estudado: a) L_1=L_2, b) L_1>L_2>L_3 e c) L_2=L_3 Fonte: Pinto Junior (2020)

Para isso foram impostas três restrições de área ao domínio, como pode ser observado na Figura 1.8 (b), resultando em três graus de liberdade: relação entre a altura e a largura da câmara ($\frac{H_1}{L_1}$), relação entre a altura e a largura do duto da turbina ($\frac{H_3}{L_3}$) e a relação entre a altura e a largura da menor base da região trapezoidal ($\frac{H_2}{L_2}$). O grau de liberdade $\frac{H_3}{L_3}$ é mantido constante enquanto os graus $\frac{H_1}{L_1}$ e $\frac{H_2}{L_2}$ são variados para avaliar seu efeito sobre a potência disponível no conversor CAO, uma vez que não foi considerada a turbina nesse estudo.

Como mencionado, o escoamento irregular, imposto como condição de contorno na entrada do domínio, foi gerado a partir de um estado mar realístico oriundo de um banco de dados que possui informações acerca do estado de mar da costa do Rio Grande do Sul para o ano de 2014. Esse banco de dados, possui dados de 14 pontos localizados no litoral gaúcho, cada um com informações a 2, 4, 6, 10 e 20 km da costa (OLEINIK, 2017).

Diante do exposto, apesar dos avanços na modelagem e no desenvolvimento de conversores do tipo CAO, a maioria dos estudos encontrados na literatura foca em simulações com geometrias fixas, em protótipos idealizados ou em condições de mar genéricas, sem considerar dados reais de estado de mar de regiões específicas nem as perdas de carga causadas pela presença da turbina.

Além disso, a aplicação do Design Construtal em pesquisas anteriores, quando presente, é limitada a análises conceituais, sem uma abordagem numérica robusta ou associada à metodologia Ar.

O estudo de Dos Santos *et al.* (2022) teve como objetivo desenvolver um modelo computacional para investigar fluxos turbulentos em um dispositivo CAO com uma turbina Savonius localizada na região do duto de ar. Foram considerados fluxos incompressíveis, bidimensionais, não estacionários e turbulentos em três configurações distintas: (1) turbina livre inserida em um canal longo e largo para validação do modelo; (2) domínio fechado simulando um dispositivo CAO com velocidade constante na entrada; e (3) o mesmo domínio do Caso 2, porém com velocidade sinusoidal imposta na entrada.

A modelagem utilizou uma malha rotacional dinâmica na região da turbina, e as equações de conservação de massa e de quantidade de movimento foram resolvidas com o modelo de turbulência $k-\omega$ *Shear Stress Transport* (SST). Os resultados indicaram que o modelo desenvolvido apresentou coeficientes de potência médios no tempo e no espaço (CP) próximos aos encontrados na literatura para valores da razão de velocidade de ponta (λ) entre $[0.75,\ 2.00]$.

A simulação com domínio fechado resultou em aumento de CP para todos os valores de λ analisados, quando comparada à turbina livre (Caso 1). Já a imposição de velocidade sinusoidal (Caso 3) conduziu a um desempenho semelhante ao observado com velocidade constante (Caso 2).

O estudo de Pinto Junior *et al.* (2024) descreve uma análise numérica de um conversor CAO submetido a um estado de mar realista, representativo da praia do Cassino, no sul do Brasil. Para isso, utilizou-se o software ANSYS FLUENT (versão 18.1), para simular o escoamento de ar no interior da câmara hidropneumática e do duto da turbina do CAO. Avaliou-se também a influência de parâmetros geométricos sobre a potência disponível do conversor, combinando o Design Construtal com a Busca Exaustiva. Com isso foi definido um espaço de busca com 100 configurações geométricas para a câmara hidropneumática, variando-se dois graus de liberdade: a razão entre a altura e o diâmetro da câmara (H_1/L_1) e a razão entre a altura e o diâmetro da menor base da conexão, de superfície de revolução trapezoidal, entre a câmara e o duto da turbina (H_2/L_2). A razão entre a altura e o diâmetro do duto da turbina (H_3/L_3) foi mantida constante.

Os resultados indicaram que a maior potência disponível foi obtida para menores valores de H1/L1 e maiores valores de H_2/L_2, sendo o caso ótimo correspondente a $H_1/L_1 = 0{,}1$ e $H_2/L_2 = 0{,}81$, resultando em potência 839 vezes superior à do pior caso. Contudo, tais valores

mostraram-se impraticáveis para aplicação em dispositivos reais, sendo necessária a limitação da potência a 500 kW para uma avaliação mais realista. Nessa condição, a maior potência obtida foi 15,5 vezes superior à do pior caso, em concordância com outros estudos. Como recomendação teórica para aplicações práticas, os autores indicaram que a razão H_1/L_1 exerce maior influência sobre a potência disponível do OWC do que a razão H_2/L_2.

1.1.3 Motivação

A energia proveniente dos oceanos apresenta origens distintas, sendo as mais relevantes a energia das marés, a térmica, a das correntes marítimas e a energia das ondas, conforme explicado por Cruz e Sarmento (2004). No cenário atual de crise climática, o setor de extração de petróleo e gás natural tem sido impulsionado a diversificar suas matrizes por meio de investimentos em fontes renováveis. Conforme o mais recente levantamento global sobre o estado da ciência das energias renováveis, a OES-Environmental (2024), a energia oceânica e maremotriz consolida-se como uma alternativa estratégica para a descarbonização, apresentando emissões de gases de efeito estufa nulas durante a operação.

Em plataformas de extração *offshore*, a garantia do suprimento energético é primordial. Nesse sentido, integrar dispositivos de CAO à subestrutura dessas unidades, ou mesmo a torres de Energia Eólica *Offshore* (OWT), surge como uma solução de alta eficiência. Tal integração permite o compartilhamento de infraestruturas críticas, como fundações, estacas, subestações e sistemas de cabeamento.

Conforme ilustrado na Figura 1.9, o aproveitamento do espaço na subestrutura da plataforma otimiza a área operacional sem interferir no convés principal.



Figura 1.9- Esquema da instalação do dispositivo na plataforma de extração de petróleo

Fonte: Próprio autor

No contexto específico do litoral brasileiro, a utilização dessas plataformas torna-se ainda mais relevante devido à escassez de outras infraestruturas em mar aberto. Atualmente, não existem no Brasil outras estruturas *offshore* em regiões onde a profundidade oceânica é superior a 25 metros que poderiam ser aproveitadas para o acoplamento de dispositivos CAO visando a conversão de energia das ondas em quantidades significativas (Epe, 2023; Pinto *et al*., 2024).

Dessa forma, as unidades de extração de petróleo e gás representam a única oportunidade imediata de infraestrutura consolidada em águas profundas para a implementação desses conversores, aproveitando o elevado potencial energético das ondas nessas zonas (ABEEÓLICA, 2024).

Além da sinergia estrutural, o dispositivo CAO destaca-se pela simplicidade construtiva. A única parte móvel do mecanismo de conversão é o rotor da turbina, localizado acima do nível da água, o que facilita o acesso e a manutenção (Falcão; Henriques, 2016).

Estudos corroboram que essa reduzida complexidade mecânica, associada à facilidade de integração em plataformas multiuso (*multi-use platforms*), contribui para a viabilidade econômica ao reduzir drasticamente os custos de instalação e manutenção em comparação com dispositivos flutuantes isolados (Mahaesan *et al*., 2023; Jin *et al*., 2024).

Contudo, a viabilidade técnica e econômica dessa implementação depende intrinsecamente de uma etapa rigorosa de modelagem numérica. A simulação prévia é fundamental para identificar falhas sistêmicas, otimizar o aumento de potência e selecionar materiais adequados antes de qualquer fase experimental ou real. Conforme apontado por Wang *et al*. (2024), a validação numérica é o método mais eficaz para mitigar riscos de projeto e evitar o desperdício de recursos em protótipos de baixo desempenho operacional em mar aberto.

O diferencial desta tese reside na busca pelo equilíbrio entre a fidelidade física e a eficiência computacional. Ao utilizar a condição de contorno de axissimetria, é possível reduzir significativamente o esforço de processamento sem comprometer a precisão dos resultados, uma abordagem validada para dispositivos de geometria circular que buscam agilidade em estudos de otimização (Xu *et al*., 2023).

Somado a isso, o emprego de dados realísticos de estados de mar aproxima a simulação da realidade das bacias de extração brasileiras, permitindo identificar as regiões com plataformas ativas possuem regimes de ondas propícios. Esta análise considera, de forma inédita, as perdas de carga devidas à presença da turbina, fator crítico para a estimativa real de potência extraída (Zhao *et al*., 2024).

Sob a ótica ambiental e logística, o projeto reforça sua relevância ao mitigar impactos. Uma vez que as plataformas já são estruturas consolidadas, as preocupações quanto à interferência na vida marinha ou riscos à navegação já foram devidamente licenciadas e mitigadas no momento de sua construção original (OES-Environmental, 2024).

Assim, a motivação deste trabalho alia o avanço científico no campo da modelagem computacional à possibilidade de uma transição energética sustentável, economicamente viável e tecnicamente validada para o cenário *offshore*.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Analisar o desempenho hidropneumático de um conversor de energia das ondas do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO) por meio de modelagem computacional, utilizando a condição de contorno de axissimetria. A simulação será realizada com base em dados realísticos de estado de mar da região costeira da cidade de Rio Grande/RS, incluindo os efeitos das perdas de carga causadas pela presença da turbina, com o intuito de obter a potência hidropneumática útil do dispositivo.

1.2.2 Objetivos Específicos

a) Desenvolver e validar um modelo numérico capaz de reproduzir o comportamento hidropneumático de um dispositivo CAO, comparando os resultados obtidos com dados experimentais ou numéricos consolidados na literatura para garantir a acurácia da física do escoamento;
b) Selecionar, por meio de revisão bibliográfica, uma geometria de referência que integre ao duto a representação de uma turbina, estabelecendo os parâmetros de restrição ao fluxo de ar;
c) Avaliar o desempenho do dispositivo sob condições de mar realísticas, aplicando perfis de velocidade de onda baseados em modelos estocásticos ou séries temporais de estados de mar específicos como condição de contorno;
d) Determinar a potência hidropneumática útil e o coeficiente de eficiência do dispositivo, contabilizando as perdas de carga decorrentes da interação entre o escoamento turbulento e a presença da turbina no duto de ar;

e) Correlacionar a potência hidropneumática útil obtida nas simulações com as ordens de grandeza de estações de CAO em operação (como Mutriku, Ilha de Pico, Energetech e Limpet), assegurando que o modelo represente fielmente a capacidade de conversão energética de sistemas em escala real.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 FONTES DE ENERGIA RENOVÁVEL

As fontes renováveis de energia caracterizam-se por sua regeneração natural e abundância, sendo fundamentais para a transição energética global por não exaurirem recursos finitos e apresentarem pegada de carbono reduzida. Atualmente, a expectativa global é que essas fontes não apenas substituam gradativamente os combustíveis fósseis, mas liderem a expansão da matriz elétrica mundial, promovendo a segurança energética e a descentralização da produção por meio de tecnologias cada vez mais modulares e eficientes (Iea, 2025; Irena, 2025).

Neste sentido, destaca-se então o aproveitamento do recurso característico de cada região (vento, sol, mar) para propor a energia renovável mais adequada. Porém, é importante ressaltar que esta transição pode afetar os ecossistemas e a biodiversidade, visto que não existem vias de energia renováveis que apresentem um impacto ambiental nulo, especialmente se forem utilizadas em grande escala (Gasparatos *et al.*, 2017).

A urgência da implementação das energias renováveis foi tema da 21ª Conferência do Clima da Organização das Nações Unidas, que gerou o documento titulado Acordo de Paris. Nele foram estabelecidas metas ambiciosas para a comunidade mundial a fim de conter o aquecimento global, causado pela emissão de dióxido de carbono (CO_2), resultante do desmatamento e queima de combustíveis fósseis (Revolução Energética, 2016).

Para que as metas sejam alcançadas, será necessária a dissociação do atual modelo, o que requer alguns cuidados, pois, conforme mencionado, a implementação de energias renováveis não garante risco zero ao meio ambiente, e um exemplo disto são as plantas de biomassa, que podem emitir dióxido de carbono. Porém, quando se comparados com a queima de combustíveis fósseis, os efeitos da instalação de tecnologias de energias renováveis são pequenos e localizados. Além disto, devem ser cuidadosamente examinados para serem atenuados onde for possível (Pacesila *et al.*, 2016).

Deve-se destacar que, conforme o mais recente levantamento global da OES-Environmental (2024), as energias oceânica e maremotriz consolidam-se como tecnologias de baixa emissão de gases de efeito estufa e impactos ambientais moderados. Estudos recentes indicam que riscos como o ruído subaquático e campos eletromagnéticos podem ser considerados mínimos para dispositivos individuais ou pequenas matrizes, e que a

interferência na navegação é mitigável através de planejamento espacial marinho, permitindo a coexistência com rotas comerciais e atividades de pesca.

2.2 A ENERGIA DAS ONDAS COMO RECURSO E SEUS PRIMEIROS INDÍCIOS

Embora nem sempre associado ao conceito de energia útil, confoeme explicado por Cruz e Sarmento (2004), e ao contrário do que se poderia pensar, a energia das ondas não é nova, visto que foi discutida há séculos, mas até hoje lhe foi dada pouca importância. Os primeiros indícios de sua utilização foram encontrados na China, no século XIII, onde as ondas já eram usadas para mover os moinhos. No entanto, a primeira patente foi obtida em 1799 por Girard e filho na França (Clement *et al.*, 2002).

Em 1910 o francês Praceique Bochaux desenvolveu uma das primeiras aplicações que usam energia das ondas para abastecer sua casa com eletricidade. Ele usou um sistema pneumático, semelhante ao que agora é conhecido como CAO. Além disto, na década de 1960 o oficial da marinha japonesa Yoshio Masuda desenvolveu uma boia de navegação alimentada por energia de ondas, equipada com uma turbina de ar, que foi nomeado como um CAO.

Estas boias foram comercializadas em grande número no Japão desde 1965 (depois nos EUA), e foram também os primeiros dispositivos conversores de energia das ondas implantados com sucesso no mar. Em 1976, Masuda promoveu a construção de um dispositivo maior, o primeiro conversor de energia das ondas desenvolvido em tamanho real, que foi o Kaimei, uma barcaça que continha 13 CAO acopladas ao seu casco (Falcão, 2010).

Impulsionados pela crise do petróleo na década de 70, alguns países iniciaram estudos a cerca da extração de energia das ondas segundo López *et al*, (2013), como foi o caso da Noruega, que em 1985 construiu um protótipo próximo a Bergen. A partir de 1991, ocorreu a construção de duas usinas do tipo CAO em escala real, uma na ilha do Pico, em Portugal e outra na Escócia. Ambos projetos surgiram em decorrência da Europa ter incluído a energia das ondas no seu programa *Research and Development* (R&D) sobre energias renováveis (Falcão, 2010).

A central portuguesa, construída em 1999 na Ilha do Pico (Açores), aproveitou o elevado recurso energético da região, favorecido pela ausência de plataforma continental e pela natureza vulcânica do arquipélago, que minimiza a dissipação de energia por atrito no fundo. Com capacidade instalada de 400 kW, o dispositivo (Figura 2.1) contava com uma câmara pneumática, equipamento turbo-elétrico e uma válvula de alívio para controle de sobrepressão. Contudo, apesar de sua relevância histórica e científica para o desenvolvimento da tecnologia

CAO, a central encerrou suas atividades operacionais, tendo o seu processo de desmantelamento sido concluído devido à degradação estrutural e obsolescência dos equipamentos (WAVEC, 2024).



Figura 2.1 – Vista posterior da central CAO de Portugal. Fonte: Falcão e Henriques (2016)

A central *Land Installed Marine Power Energy Transmitter* (LIMPET), ilustrada na Figura 2.2, representou um avanço comercial significativo ao ser o primeiro dispositivo de conversão de energia das ondas conectado à rede elétrica no Reino Unido, em operação desde 2000 na ilha de Islay, Escócia. Projetada com uma potência nominal de 500 kW, a central validou a viabilidade técnica de sistemas CAO instalados na costa. Após concluir seu ciclo de demonstração tecnológica e fornecer dados cruciais para a indústria oceânica, a planta foi oficialmente desativada e desmantelada, servindo hoje como uma das principais referências históricas para o escalonamento de sistemas de coluna de água oscilante (OES, 2024).



Figura 2.2 – Central CAO da Escócia. Fonte: Falcão e Henriques (2016)

Diferente dos protótipos pioneiros como a central do Pico e a LIMPET, a central de Mutriku (Espanha) demonstra a viabilidade comercial da tecnologia CAO ao operar continuamente desde 2011. Integrada a um quebra-mar, a planta utiliza um conceito modular com 16 turbinas, o que minimiza paradas para manutenção e garante uma produção energética constante (Operational Ocean Energy, 2025).

2.3 POTÊNCIAL GLOBAL DA ENERGIA DAS ONDAS

Entre todas as fontes renováveis, a energia das ondas é bastante promissora. Seu potêncial global esta estimado em 2 TW, valor este que tem a capacidade para atender a demanda média anual de energia consumida no mundo (Wang *et al.*, 2018).

Na Figura 2.3 é apresentado um mapa da distribuição mundial do potêncial das ondas do mar.

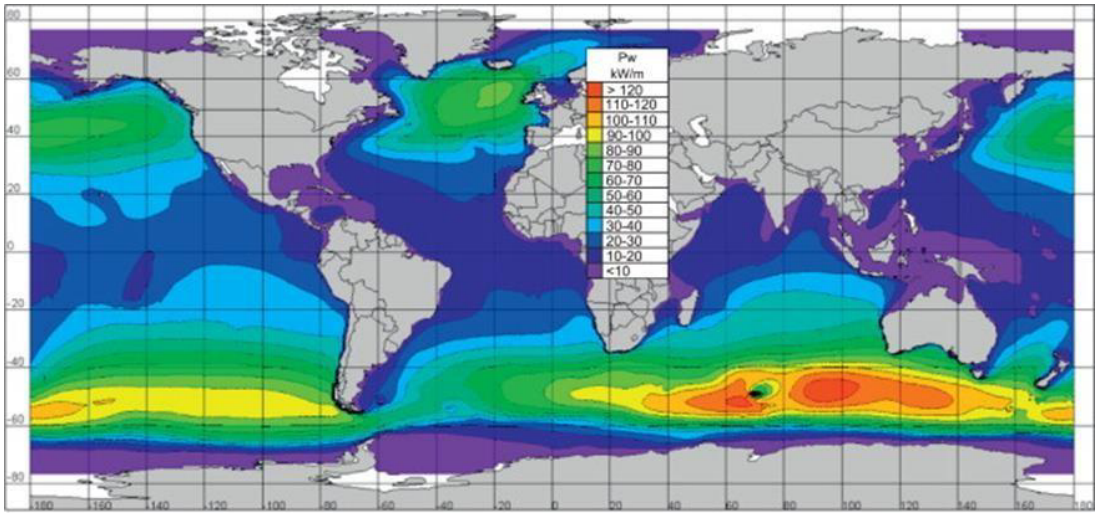


Figura 2.3 – Estimativa global aproximada da energia das ondas. Fonte: López *et al.*, (2013)

As áreas mais ricas em energia estão situadas próximas aos hemisférios. Mas, se o Hemisfério Norte (HN) e o Hemisfério Sul (HS) forem comparados, o maior potêncial de onda anual médio fica localizado no HS (López *et al.*, 2013). Como a Terra é composta por cinco grandes oceanos (Antártico, Ártico, Pacífico, Atlântico e Índico), os quais cobrem cerca de 71% de sua superfície, é possível notar na Figura 2.3, que existe uma região do Oceano Índico, onde o registro máximo pode ser superior a 120 kW/m. Considerando que apenas os ambientes costeiros atualmente apresentam um interesse real pela extração de energia das ondas, esta categoria pode incluir a parte sul da Austrália e algumas regiões da Europa, onde o potêncial

das ondas pode atingir valores na faixa de 70-80 kW/m. Além dessas áreas, algumas regiões localizadas nas extremidades do sul da América do Sul ou África também podem ser mencionados, embora atualmente, não haja planos públicos para explorar essa fonte de energia nessas regiões (Rusu; Onea, 2017).

2.3.1 Potêncial da energia das ondas no Brasil

Apesar do Brasil não possuir valores energéticos altos em suas ondas oceânicas, a extração de energia elétrica a partir das ondas oceânicas pode ser economicamente viável. Fato este, que ocorre devido a ocorrência de poucos fenômenos naturais, no litoral brasileiro com capacidade de destruir os equipamentos e as ondas oceânicas possuírem certa regularidade (Dantas, 2015).

Uma análise do potêncial teórico da energia das ondas ao longo do litoral brasileiro foi realizada por Carvalho (2010), onde foram utilizados dados reais de estado de mar medidos entre os anos de 1997 e 2009 e a partir destes dados são simulados os campos de onda através de um modelo numérico. A pesquisa realizada possui 10 áreas, sendo a primeira correspondente ao litoral da Argentina e Uruguai e as nove demais correspondendo ao litoral brasileiro. A área 2 compreende os litorais do Rio Grande do Sul e do sul de Santa Catarina, a qual apresentou média anual de energia de 15,14 kW/m. A área 3 se estende da região costeira central de Santa Catarina até a região costeira sul do Rio de Janeiro e apresentou média anual de 12,73 kW/m. A área 4 compreende apenas a região costeira central do Rio de Janeiro e apresentou média anual de 13,9 kW/m.

A área 5 compreende a região entre o norte do litoral fluminense e o centro-sul do litoral do Espírito Santo, tendo média anual de 13,1 kW/m. A área 6 compreende o centro-norte do litoral do Espírito Santo até a região costeira sul do Estado de Sergipe, e média anual apresentada foi de 9,8 kW/m. A área 7 abrange desde a costa norte de Sergipe até a costa leste do Rio Grande do Norte, apresentando média anual de 12,2 kW/m. A área 8 compreende a costa norte do Rio Grande do Norte até o litoral do Ceará e Piauí, revelando uma média anual de 7,5 kW/m. A área 9 abrange a costa do Maranhão e parte litoral do Pará, apresentando média anual de 8,3 kW/m. Por fim, a área 10 compreende parte da região costeira do Pará até o litoral do Suriname, apresentando média anual de 11,1 kW/m.

Ao analisar os dados obtidos, ficou evidente que o potêncial energético da região costeira do Rio Grande do Sul e Santa Catarina, em se tratando de ondas oceânicas, quando comparado às demais regiões do Brasil, apresenta a melhor média.

2.4 TECNOLOGIAS DE CONVERSÃO DA ENERGIA DE ONDAS EM ENERGIA ELÉTRICA

De acordo com Cruz e Sarmento (2004), os dispositivos conversores da energia das ondas do mar em energia elétrica podem ser classificados conforme sua localização de instalação, ou seja, *on-shore* (dispositivos costeiros), *near-shore* (dispositivos próximos da costa instalados entre 8 a 25 m de profundidade) e *off-shore* (dispositivos instalados afastados da costa implementados a mais de 25 m de profundidade).

Outra classificação existente se baseia no princípio de funcionamento, o qual, pode ser denominado como coluna de água oscilante (OWC – *Oscilating Water Column*), corpos flutuantes, podendo ser de absorção pontual (*Point Absorbers*) ou progressivos (*Surging devices*) ou Galgamento (*Overtopping devices*). Na Figura 2.4, é possível visualizar as diferentes tecnologias levando em consideração os modos de conversão.

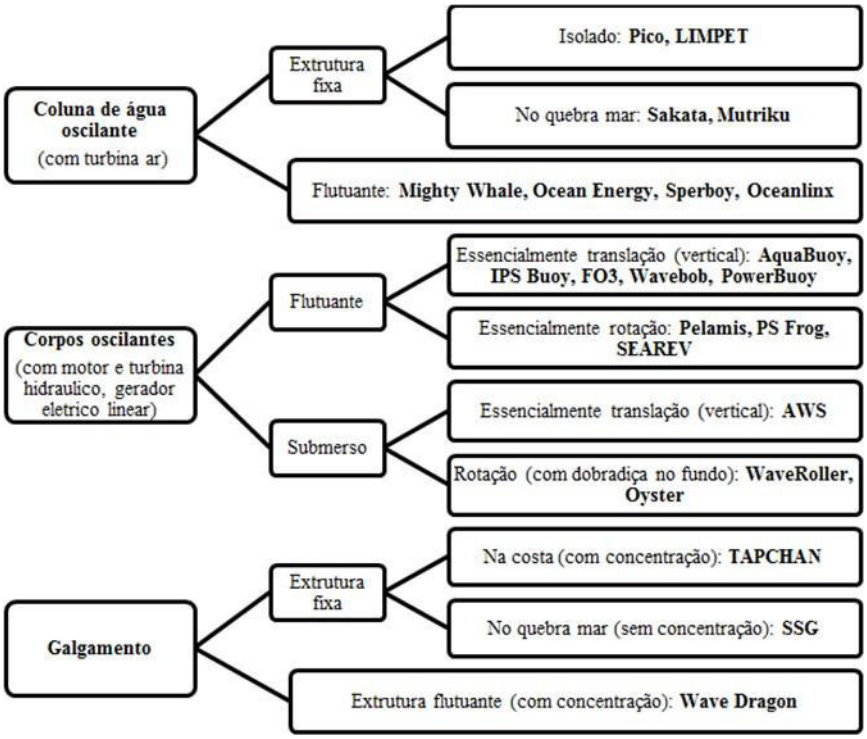


Figura 2.4 – Principais sistemas de conversão de energia das ondas. Fonte: adaptada de Falcão (2010)

O dispositivo de CAO será mais aprofundado neste trabalho, uma vez que se trata do objeto de estudo. A descrição dos restantes modelos poderá ser analisada em Cruz e Sarmento (2004) e Falcão (2010).

2.5 COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE (CAO)

Esses consolidaram-se como uma das classes mais fundamentais e amplamente estudadas entre os conversores de energia das ondas. Desde as primeiras implantações em escala real (FALCÃO e HENRIQUES, 2016), essa tecnologia evoluiu de protótipos isolados para sistemas integrados a estruturas costeiras, como quebra-mares e portos. Relatórios recentes (OES, 2024; WAVEC, 2025) destacam que o CAO permanece na vanguarda das estratégias de energia oceânica devido à sua robustez mecânica — com a ausência de partes móveis em contato direto com a água do mar — e ao seu alto potêncial de sinergia com obras de infraestrutura civil marítima, o que reduz significativamente os custos de instalação e manutenção. Sua forma é, basicamente, uma estrutura oca parcialmente submersa, aberta para o mar abaixo da superfície livre da água. Conforme Cruz e Sarmento (2004), o processo de geração de eletricidade segue duas fases: quando uma onda entra na estrutura o ar que se encontrava dentro dela é forçado a passar por uma turbina, como consequência direta do aumento de pressão na câmara hidropneumética, como ilustra a Figura 2.5a.

E quando a onda regressa ao mar o ar passa novamente na turbina, desta vez no sentido inverso, dada a pressão inferior no interior da câmara hidropneumática, o que pode ser melhor compreendido na Figura 2.5b. A turbina geralmente indicada para aproveitar estes movimentos opostos é do tipo Wells. Essas turbinas são auto retificadoras, isto é, a sua direção de rotação permanece inalterada independentemente da direção do escoamento do ar. Vários tipos especiais de turbinas foram desenvolvidos, porém, a turbina Wells de fluxo axial, inventada em meados da década de 1970, é a recomendada (Falcão e Henriques, 2016).

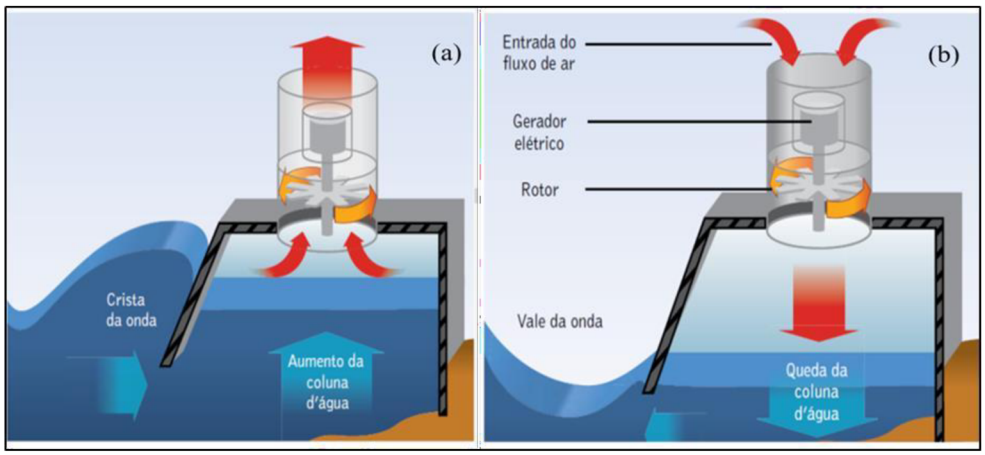


Figura 2.5 – Princípio de funcionamento: a) Movimento do ar quando a onda incide e b) Movimento do ar com o regresso da onda ao mar Fonte: Adaptada de Revolução Energética, (2013)

A principal vantagem do CAO em relação à maioria dos outros conversores de energia de ondas é a sua simplicidade. Visto que a única parte móvel do mecanismo de conversão de energia é o rotor da turbina, localizada acima do nível da água, que ao rodar a uma velocidade relativamente alta, sua energia gerada é dirigida diretamente a um gerador elétrico convencional (Falcão; Henriques, 2016)

2.6 GERAÇÃO ELÉTRICA EM PLATAFORMAS DE EXTRAÇÃO DE PETRÓLEO OFFSHORE

A geração de energia elétrica em plataformas de petróleo *offshore* garante o funcionamento contínuo e eficiente dessas estruturas, que operam em ambientes marítimos com diferentes situações e níveis de dificuldades. Situadas em áreas remotas e frequentemente expostas a condições adversas, essas plataformas necessitam de sistemas de geração de energia que possam operar de maneira eficaz e segura, assegurando o fornecimento necessário para diversas operações essenciais (Lima, 2023).

A energia gerada sustenta não apenas o processo de perfuração e extração de petróleo, mas também mantém os sistemas de segurança, comunicação e demais serviços vitais que permitem o funcionamento integrado da plataforma. A confiabilidade desses sistemas é importante pois qualquer interrupção no fornecimento de energia pode impactar a operação e a segurança da plataforma. Assim, a escolha de tecnologias e métodos para a geração elétrica em ambientes *offshore* envolve considerações acerca da resistência, condições extremas, eficiência energética e a sustentabilidade das operações (Vieira, 2017).

Historicamente, a geração de energia em plataformas *offshore* tem sido dominada por sistemas baseados em combustíveis fósseis, como turbinas a gás e motores a diesel, que são utilizadas devido à sua capacidade de fornecer energia de forma constante e em grande escala, o que é essencial para as exigências energéticas de uma plataforma de petróleo. No entanto, a dependência de combustíveis fósseis traz consigo desafios como a logística do transporte de combustível, os altos custos operacionais e as questões ambientais associadas às emissões de gases de efeito estufa (Silveira, 2015).

Braga (2016) explica que a geração de energia em uma plataforma *offshore* começa com a transformação da energia química contida nos combustíveis fósseis em energia mecânica e, posteriormente, em energia elétrica. No que diz respeito às turbinas a gás, por exemplo, o combustível é queimado em uma câmara de combustão, gerando gases quentes que expandem

e passam por uma série de pás, fazendo-as girar. Esse movimento rotacional é então convertido em eletricidade através de um gerador acoplado à turbina.

Desse modo, a eficiência dessas turbinas é um fator importante, especialmente em um ambiente onde a otimização dos recursos e a minimização de desperdícios são essenciais para a viabilidade econômica da operação. Por outro lado, os motores a diesel também desempenham um papel importante na geração elétrica em plataformas *offshore*, especialmente em aplicações onde a flexibilidade e a capacidade de resposta rápida são necessárias, pois os motores a diesel possuem a capacidade de operar eficientemente em uma variedade de condições, o que os torna adequados para aplicações de *backup* ou para fornecer energia em momentos de pico de demanda (Cerutti *et al.*, 2023).

No entanto, com a crescente conscientização sobre os impactos ambientais e a pressão para reduzir as emissões de carbono, a indústria do petróleo tem explorado alternativas mais sustentáveis para a geração de energia em plataformas *offshore*. Uma das abordagens envolve a integração de fontes renováveis, como a energia eólica e solar, aos sistemas de geração de energia das plataformas, pois embora as condições ambientais no mar possam ser desafiadoras para a implementação de tecnologias como a solar, a energia eólica *offshore* tem mostrado um potêncial significativo através da instalação de turbinas próximas às plataformas podem fornecer uma fonte complementar de energia, reduzindo a dependência de combustíveis fósseis e as emissões associada (Cartacho, 2021).

De acordo com Lima (2019) outra tecnologia que vem se desenvolvendo é a utilização de sistemas de recuperação de calor residual, pois em muitas plataformas ocorre a perda de grande quantidade de energia térmica na forma de calor residual durante a operação das turbinas a gás. Nesse sentido, os sistemas de recuperação de calor, como *Heat Recovery Steam Generators* (HRSG), podem capturar essa energia residual e convertê-la em eletricidade adicional, aumentando a eficiência do sistema de geração de energia da plataforma.

A digitalização e a automação também estão transformando a forma como a energia é gerada e gerenciada em plataformas *offshore*, pois os sistemas de controle avançados permitem a otimização em tempo real dos processos de geração de energia, ajustando automaticamente as operações com base na demanda energética e nas condições ambientais. Além disso, a integração de tecnologias de monitoramento remoto permite a detecção precoce de falhas e a implementação de medidas preventivas, reduzindo o risco de interrupções na geração de energia e garantindo a continuidade das operações (Siqueira, 2022).

2.7 MODELAGEM MATEMÁTICA DA COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE

A modelagem matemática do CAO desempenha um papel fundamental na compreensão e otimização desse sistema como fonte auxiliar de geração de energia elétrica em plataformas *offshore*. A representação de fenômenos físicos através de equações matemáticas, permite a análise e previsão do comportamento do sistema sob diferentes condições operacionais (Ochs; Bull, 2013).

No caso do CAO, a modelagem matemática baseia-se nos princípios da mecânica dos fluidos e da dinâmica estrutural, sendo necessária a consideração de diversos fatores, como a interação entre a coluna de água, a pressão atmosférica e o movimento das ondas. O CAO é essencialmente um sistema de ressonância onde a água, confinada em uma câmara parcialmente submersa, oscila verticalmente devido à ação das ondas do mar. Essas oscilações induzem variações de pressão no interior da câmara, que podem ser convertidas em energia elétrica através de um gerador acoplado a uma turbina (Deville; Guatski, 2012).

A descrição matemática do comportamento do CAO consiste na formulação das equações governantes, que são baseadas nas leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. A equação de Bernoulli é frequentemente utilizada para descrever o fluxo de fluido dentro da câmara do CAO, relacionando a pressão, a velocidade e a altura da coluna de água em diferentes pontos do sistema (Vertchenko; Dickman; Ferreira, 2009).

A descrição matemática do comportamento do CAO fundamenta-se na formulação das equações governantes, que se baseiam em três leis fundamentais da física: a conservação de massa, a conservação da quantidade de movimento e a conservação de energia. A lei da conservação de massa afirma que a massa total de um sistema fechado permanece constante ao longo do tempo, ou seja, a massa não pode ser criada nem destruída. Em relação ao CAO, isso significa que a quantidade de água dentro do sistema deve ser contabilizada, considerando a entrada e saída de massa em qualquer momento, garantindo que as variações na quantidade de água sejam adequadamente modeladas (Gomes, 2014; Oliveira Neto *et al.*, 2020).

A lei da conservação da quantidade de movimento (ou segunda lei de Newton) estabelece que a variação da quantidade de movimento de um corpo é igual à força resultante que age sobre ele e no CAO, essa lei é aplicada para descrever como as forças atuam sobre o fluído dentro da coluna, incluindo a influência de fatores como a pressão, a gravidade, e a resistência ao movimento, determinando como o fluido se movimenta e oscila dentro do sistema (Borges, 2020; Parra, 2023).

A lei da conservação de energia declara que a energia total de um sistema fechado também permanece constante ao longo do tempo, podendo apenas ser transformada de uma forma para outra, mas não criada nem destruída. No CAO essa lei é utilizada para modelar as transformações de energia dentro do sistema, como a conversão de energia potêncial da coluna de água em energia cinética e, posteriormente, em energia mecânica ou elétrica, considerando as perdas energéticas que ocorrem devido ao atrito e outras resistências internas (Lima, 2021).

Outro aspecto importante sobre a modelagem matemática do CAO é a formulação das condições de contorno, que especificam o comportamento da interface entre a água e o ar, assim como as interações entre a câmara do CAO e o ambiente marinho. A condição de contorno na interface água-ar é particularmente importante, pois determina o movimento das ondas superficiais e sua interação com a coluna de água dentro da câmara. Para uma modelagem mais precisa, é comum a utilização de métodos numéricos para resolver essas equações, uma vez que as soluções analíticas são raras devido à complexidade do sistema (Souza, 2011).

A análise numérica de conversores CAO fundamenta-se na discretização das equações de governo — como as de *Navier-Stokes* e da continuidade — transformando-as em sistemas algébricos resolvidos iterativamente. Embora abordagens como o Método das Diferenças Finitas (MDF) e o Método dos Elementos Finitos (MEF) sejam aplicadas, o Método dos Volumes Finitos (MVF) destaca-se na literatura de CFD por sua robustez e garantia de conservação local de grandezas físicas. Essa decomposição do domínio em volumes de controle permite uma representação detalhada do comportamento dinâmico do sistema, mapeando com precisão os campos de pressão, velocidade e as oscilações da superfície livre sob condições transientes (FALCÃO *et al.*, 2024; OES, 2025).

De acordo com Oliveira (2016) a utilização de métodos numéricos avançados é fundamental para resolver essas equações de forma precisa, permitindo uma compreensão detalhada do comportamento do CAO e a otimização de seu desempenho como uma fonte sustentável de energia em plataformas de extração de petróleo.

2.7.1 Método de volumes finitos (MVF)

O MVF foi introduzido na década de 1970 por McDonald, MacCormack e Paullay e historicamente tem sido o método preferido pelos cientistas e engenheiros que trabalham com a mecânica de fluidos. Esse método consiste em discretizar a geometria do problema em regiões menores, chamadas de volumes de controle (VCs), e obter equações algébricas aproximadas

para cada um desses volumes. Para isso, devemos realizar balanços da propriedade analisada nos volumes de controle, ou integrar a equação diferencial na forma conservativa sobre o volume de controle no espaço e no tempo. Uma equação diferencial está na forma conservativa quando os fluxos aparecem dentro do sinal da derivada.

Usualmente, os volumes de controle e os nós são definidos com uma grade numérica, a malha. Nos nós, é onde se guardam as variáveis a serem resolvidas e se localizam nos vértices desta malha ou nos centros dos volumes (Figura 2.6), e é a referência com a que se conta para aproximar a solução no resto do domínio.

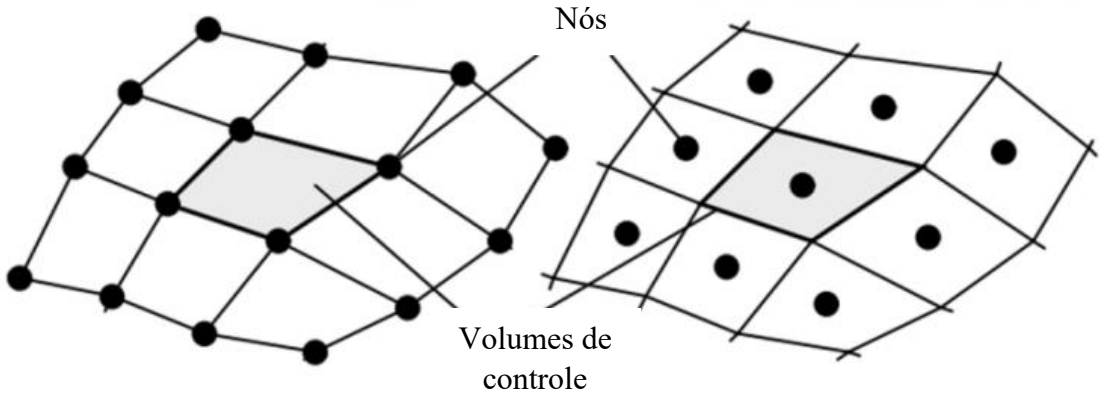


Figura 2.6 - Nós nos vértices dos VCs (esquerda) e nós nos centros dos VCs (direita) para uma grade quadrilátera

Depois de ter definido os VCs, as equações de conservação são descritas em sua forma integral para cada volume. Neste processo, o teorema da divergência de Gauss é usado para converter integrais de volume sobre operadores de divergência e gradiente às integrais de superfície, com isso o sistema de equações é resolvido através de métodos segregados ou acoplados. Um aspecto fundamental nos algoritmos de solução é o processo de investimento de matrizes onde diversas técnicas têm sido desenvolvidas para aumentar a eficiência do uso de recursos computacionais e a velocidade da obtenção de resultados.

Em resumo, o MVF é dividido em 5 etapas:

1. Decompor o domínio em volume de controle
2. Formular as equações integrais de conservação para cada volume de controle
3. Aproximar numericamente as integrais
4. Aproximar os valores das variáveis nas faces e as derivadas com a informação das variáveis nodais
5. Montar e resolver o sistema algébrico obtido

É preciso mencionar que os softwares comerciais de maior prestígio e uso, entre eles o *Ansys Fluent*, utilizam métodos numéricos baseados em MVF.

2.7.2 Equações que governam o escoamento

As equações diferenciais que governam o escoamento de um fluido newtoniano, incompressível, axissimétrico, transiente e isotérmico são detalhadas no manual técnico do solver Ansys Fluent (2025) e fundamentadas nos princípios clássicos de transferência de calor e massa descritos por Bejan (2021). Tais equações, baseadas nas leis de conservação de massa e de quantidade de movimento (*Navier-Stokes*), formam a base do modelo computacional utilizado para descrever a dinâmica do fluido no interior do dispositivo CAO. Esses modelos são importantes para a compreensão e simulação de escoamentos de fluidos viscosos sob condições específicas, sendo aplicados em diversas situações, como em condutos e sistemas industriais.

O escoamento newtoniano considera que o fluido segue a lei de viscosidade de Newton, ou seja, a tensão de cisalhamento é proporcional à taxa de deformação do fluido. A viscosidade do fluido é uma constante, o que implica que o comportamento do fluido é linear e previsível em termos de resistência ao movimento. Esse comportamento simplifica a modelagem, pois a viscosidade não varia com a velocidade do escoamento, o que facilita a análise das forças que atuam no fluido (Bejan, 2013).

A condição incompressível implica que a densidade do fluido não sofre variações significativas ao longo do escoamento, o que é comum em muitos fluidos líquidos, especialmente aqueles que apresentam baixas variações de pressão e temperatura. Isso simplifica a equação de continuidade, pois não há necessidade de considerar variações volumétricas do fluido durante o movimento, o que torna a modelagem mais simples e direta (Bejan, 2013).

A partir dessas equações, é possível realizar simulações numéricas que ajudam a prever o comportamento do fluido em diversos cenários, fornecendo informações cruciais para o design e a operação de sistemas de transporte de fluido, como tubulações, canais e reatores (Beajn, 2013).

Equação de conservação de massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho u_r)}{\partial r}+\frac{\rho u_r}{r}=0 \tag{2.1}$$

Em que x é a coordenada axial (m), r é a coordenada radial (m), u_x é a velocidade axial (m/s), u_r é a velocidade radial (m/s), t é o tempo (s), e a massa específica do fluido (kg/m^3).

Equação de conservação da quantidade de movimento axial

$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho u_x u_x)}{\partial x}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho u_r u_x)}{\partial r}=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial x}\left[r\mu\left(2\frac{\partial u_x}{\partial x}-\frac{2}{3}(\nabla.\vec{u})\right)\right]\\&+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\mu\left(\frac{\partial u_x}{\partial r}+\frac{\partial u_r}{\partial x}\right)\right]+F_x\end{aligned} \tag{2.2}$$

Equação de conservação da quantidade de movimento radial

$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho u_r)}{\partial t}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho u_x u_r)}{\partial x}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho u_r u_r)}{\partial r}=-\frac{\partial p}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\mu\left(2\frac{\partial u_r}{\partial r}-\frac{2}{3}(\nabla.\vec{u})\right)\right]\\&+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial x}\left[r\mu\left(\frac{\partial u_r}{\partial x}+\frac{\partial u_x}{\partial r}\right)\right]-2\mu\frac{u_r}{r^2}+\frac{2}{3}\frac{\mu}{r}(\nabla.\vec{u})+F_r\end{aligned} \tag{2.3}$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s), p é a pressão estática (Pa), F_x e F_r são termos fontes associados às coordenadas axial e radial respectivamente.

2.7.3 Modelos de turbulência

De acordo com Çengel e Cimbala (2007), o escoamento turbulento é caracterizado por um movimento altamente irregular, acompanhado por flutuações instantâneas da velocidade e outros parâmetros escalares. Essas flutuações tornam o escoamento turbulento fundamental no processo de transporte de massa, calor e quantidade de movimento. A complexidade dos estudos sobre escoamentos turbulentos está, portanto, intimamente relacionada à natureza dessas flutuações características.

Segundo Wilcox (1998), devido à turbulência ser composta por flutuações aleatórias nas várias propriedades dos escoamentos, é imprescindível tratá-la com uma abordagem estatística. Dessa forma, todas as variáveis envolvidas no escoamento turbulento devem ser expressas como a soma das suas partes médias e flutuantes.

A análise de escoamentos em fluidos é regida, em termos gerais, pela equação de conservação de massa e pelas equações de *Navier-Stokes*, constituindo um sistema com quatro equações e quatro incógnitas, o qual pode ser resolvido com a aplicação de condições de contorno adequadas. Como mencionado anteriormente, o escoamento turbulento é caracterizado por flutuações instantâneas de seus escalares, que variam no tempo. Quando a média temporal das equações de conservação é realizada, surgem nove novas variáveis através do tensor de tensões. Contudo, devido à simetria desse tensor, na prática, apenas seis variáveis adicionais são introduzidas no sistema. Mesmo assim, em escoamentos turbulentos, o sistema passa a ter quatro equações e dez variáveis, o que resulta no famoso problema de fechamento das equações de conservação para escoamentos em regime turbulento (Chen; Jaw, 1997; Wilcox, 1998).

A solução para esse problema, quando se realiza a simulação numérica de escoamentos turbulentos por meio das equações médias de Reynolds, também conhecidas como *Reynold Averaged Navier-Stokes* (RANS), envolve a proposição de modelos de turbulência. Estes modelos visam prever de forma aproximada o comportamento das propriedades do fluido em escoamentos turbulentos, através da adição de mais equações ao sistema, o que resolve o problema de fechamento das equações de conservação.

De acordo com Wilcox (1998), os modelos de turbulência mais comuns em simulações que utilizam a técnica RANS são os modelos de turbulência de duas equações. Como a escolha do modelo de turbulência será determinada durante o processo de validação, serão apresentados a seguir os dois modelos mais amplamente utilizados por pesquisadores, além de uma variação mais recente que combina propriedades de ambos.

2.7.4 Modelo k − ε padrão

Segundo o Fluent 12.0 User's Guide (2009), o modelo de turbulência $k - \varepsilon$ padrão, proposto por Launder e Spalding (1972), apresenta robustez, economia e precisão razoável para uma ampla gama de escoamentos turbulentos. Esse modelo é semiempírico e baseia-se em um modelo de equações de transporte para a energia cinética da turbulência e sua taxa de dissipação.

A equação de transporte é derivada de uma equação exata, enquanto a equação de transporte foi obtida usando raciocínio físico e tem pouca semelhança com sua contraparte matematicamente exata. Na derivação do modelo $k - \varepsilon$ padrão, assume-se que o

escoamento é completamente turbulento, e os efeitos de viscosidade molecular são insignificantes, portanto, este modelo é válido apenas para escoamentos totalmente turbulentos. A viscosidade turbulenta μ_t, para este modelo, é calculada combinando k e ω da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \tag{2.5}$$

Em que C_μ é uma constante cujo valor, para o modelo padrão, é 0,09. A energia cinética da turbulência κ e sua taxa de dissipação ε são obtidas das seguintes equações de transporte, respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\kappa u_j)}{\partial x_j} = \rho\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa}\right)\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\right] - \rho\varepsilon \tag{2.6}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{\kappa}\rho\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{\kappa} \tag{2.7}$$

Onde τ_{ij} é o tensor de Reynolds e C_1 e C_2 são constantes e o tensor de Reynolds possui os seguintes valores definidos por Launder e Spalding (1972), como:

$$C_{1\varepsilon} = 1{,}44;\ C_{2\varepsilon} = 1{,}92;\ \sigma_\kappa = 1{,}00;\ \sigma_\varepsilon = 1{,}30$$

2.7.5 Modelo k − ω SST

O modelo $k-\omega$ SST, do inglês *Shear-Stress Transport*, proposto por Menter (1994), é um modelo de turbulência que une de forma eficaz a formulação robusta e fiel do modelo $k-\omega$ padrão, que é amplamente indicado para a solução de escoamentos turbulentos próximos à parede, com o modelo de turbulência $k-\omega$ padrão, aclamado por sua característica de calcular de forma eficiente escoamentos afastados da parede. Para conseguir isso, o modelo de turbulência padrão é convertido em uma formulação do modelo padrão, porém possui algumas melhorias:

- O modelo $k-\omega$ padrão e o modelo $k-\varepsilon$ modificado são ambos multiplicados por uma função de mesclagem, sendo assim adicionados ao novo modelo;
- O modelo SST incorpora um termo derivado da difusão cruzada na equação da taxa de

dissipação ω;

A definição da viscosidade turbulenta é modificada para levar em consideração o transporte da tensão de cisalhamento turbulenta (Menter, 1994).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\kappa u_j)}{\partial x_j}=\rho\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\beta^*\rho\omega\kappa+\frac{\partial}{\partial x_j}(\mu+\sigma_\kappa\mu_t)\frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \tag{2.8}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\omega u_j)}{\partial x_j}=\frac{\alpha\omega}{\kappa}\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\beta\rho\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_\omega\mu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+2(1-F_1)\frac{\rho\sigma_{\omega2}}{\omega}\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} \tag{2.9}$$

onde o coeficiente $\beta^*= 9/100$.

Nesse modelo, F_1 é uma função de mesclagem entre o modelo $k-\omega$ e o modelo $k-\varepsilon$ modificado.

F_1 é igual a 1 dentro da camada limite e igual a 0 no escoamento livre.

$$F_1=\tanh\left\{\left\{\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{\kappa}}{0.09\omega y},\frac{500\nu}{y^2\omega}\right),\frac{4\rho\sigma_{\omega2}\kappa}{CD_{\kappa\omega}y^2}\right]\right\}^4\right\} \tag{2.10}$$

onde y é a distância até a próxima superfície (m) e $CD\kappa\omega$ é a porção positiva do termo de difusão cruzada da Eq. (2.11):

$$CD_{\kappa\omega}=\max\left(2\rho\sigma_{\omega2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j},10^{-20}\right) \tag{2.11}$$

A viscosidade turbulenta μt, para esse modelo, é obtida da seguinte forma:

$$\mu_t=\frac{\rho\kappa a_1}{\max(a_1\omega,\Omega F_2)} \tag{2.12}$$

onde Ω é o valor absoluto da vorticidade (s^{-1}) e F_2 é a segunda função de mesclagem

$$F_2 = \tanh\left\{\left[\max\left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{0.09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right)\right]^2\right\} \tag{2.13}$$

Por fim, as constantes empregadas por esse modelo são:

$\sigma_{\kappa,1} = 0{,}85$; $\sigma_{\omega,1} = 0{,}5$; $\sigma_{\kappa,2} = 1{,}0$; $\sigma_{\omega,2} = 0{,}856$; $\alpha_1 = 0{,}31$; $\beta_1 = 0{,}075$; $\beta_2 = 0{,}0828$; $\beta^* = 0{,}09$

2.7.6 Potência teórica do dispositivo CAO

Considerando que as dimensões internas da câmara hidropneumática do dispositivo CAO são pequenas em relação ao comprimento das ondas incidentes, a superfície livre da água em seu interior pode ser considerada suficientemente plana em ondas longas, assumindo um comportamento similar ao de um corpo em elevação. No entanto, para ondas de comprimento reduzido, essa superfície pode não se manter plana (Horko, 2007).

Dessa maneira, conforme Horko (2007), ao supor que a superfície interna do dispositivo CAO se comporte aproximadamente como um pistão, a potência teórica que pode ser absorvida pelo dispositivo é determinada pela seguinte equação:

$$P_{ot} = F.\frac{S_c}{t} \tag{2.14}$$

Em que P_{ot} é a potência teórica (W), F é a força exercida pela superfície da água (N), Sc é o deslocamento da coluna de água (m) e t é o intervalo de tempo do deslocamento (s). Assumindo que a força exercida pela superfície livre interna da água pode ser obtida pelo produto da pressão total, que a mesma exerce, com a área da seção transversal da câmara hidropneumática, é possível reescrever a Eq. (2.15) da seguinte forma:

$$P_{ot} = \left(P_{total}.A\right).\frac{S_c}{t} \tag{2.15}$$

onde P_{total} é a pressão total no interior da câmara (Pa) e A é a área da seção transversal (m^2). Pode-se considerar que a razão do deslocamento da superfície livre pelo intervalo de tempo é igual a sua velocidade, assim obtemos a Eq. (2.16).

$$P_{ot} = P_{total}.A.u \tag{2.16}$$

onde u é a velocidade do escoamento no interior da câmara (m/s). O produto da velocidade do escoamento pela área da seção transversal é igual à vazão volumétrica, porém, para melhor adequar a equação da potência aos parâmetros que podem ser monitorados diretamente no *ANSYS FLUENT*, escreve-se a vazão volumétrica como a razão da vazão mássica pela massa específica do fluido, obtendo.

$$P_{ot} = P_{total}.\frac{\dot{m}}{\rho} \tag{2.17}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica (kg/s) e ρ é a massa específica do fluido (kg/m3).

Desse modo, conhecendo a pressão total desenvolvida dentro do conversor e a vazão mássica no escoamento de ar, pode-se determinar a potência teórica absorvida pelo dispositivo. Cabe destacar que através da Eq. (2.17) são calculados os valores instantâneos da potência teórica, sendo assim, para avaliar um valor global de potência é necessário realizar o cálculo da média dos valores instantâneos.

Para o cálculo da média de uma variável que oscila entre valores positivos e negativos, como ocorre neste caso, é recomendável a utilização da raiz do valor quadrático médio, ou valor eficaz, conhecido como média RMS (*Root Mean Square*). Para valores instantâneos essa média pode ser realizada como (Letzow *et al.*, 2017; Lima *et al.*, 2017; Plamer *et al.*, 2017; Gomes *et al.*, 2018).

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i^2} \tag{2.18}$$

Onde x_{RMS} é o valor médio da variável avaliada, x_i é o valor instantâneo da variável que se deseja descobrir a média e N é o número de valores instantâneos que compõe o conjunto estudado.

3 REGIÃO DO ESTUDO

Diversos estudos indicam que o litoral da Região Sul do Brasil concentra os maiores níveis de potêncial energético associado às ondas quando comparado às demais porções costeiras do país (Pianca, Mazzini e Siegle, 2010; Guimarães *et al.*, 2018; Kirinus *et al.*, 2018). De acordo com Guimarães *et al.* (2018), as diferenças regionais são expressivas, sobretudo quando se comparam os extremos Norte e Sul do território brasileiro. Enquanto no litoral norte os valores médios de potência por metro de frente de onda variam entre 5 e 8 kW/m, na região Sul esses índices atingem aproximadamente 11 kW/m em áreas costeiras. Tal discrepância está diretamente relacionada às características do clima de ondas predominante, marcado pela maior ocorrência de sistemas do tipo *swell*, que se propagam a partir de latitudes mais elevadas e incidem preferencialmente a partir do quadrante sul.

No contexto específico do litoral do Rio Grande do Sul, Lisboa *et al.* (2017) realizaram uma avaliação detalhada do potêncial energético em setores distintos, como a praia do Cassino, localizadas no município de Rio Grande, e um segmento costeiro do município de São José do Norte. Os resultados apontaram valores médios anuais de 6,0 kW/m no Cassino e 6,7 kW/m em São José do Norte. Entretanto, os autores verificaram que, à medida que se avança para regiões mais afastadas da costa e caracterizadas por maiores profundidades, ocorre um incremento substancial no conteúdo energético das ondas, alcançando valores da ordem de 22,3 kW/m.

Essa variação espacial do potêncial energético está associada ao processo de transformação das ondas durante sua propagação do ambiente oceânico para a zona costeira. Ao longo desse trajeto, estima-se que cerca de 70% da energia inicial seja dissipada, principalmente em função dos efeitos combinados da refração, que redistribui a direção e a concentração da energia, e do atrito com o fundo marinho, que promove perdas progressivas. No litoral gaúcho, esse fenômeno torna-se ainda mais pronunciado devido à elevada obliquidade com que as ondas atingem a linha de costa, bem como às características morfodinâmicas da plataforma continental local, que apresenta grande extensão, baixa inclinação e relativa uniformidade batimétrica.

Ainda assim, mesmo com essa redução significativa, os níveis de energia disponíveis permanecem comparáveis aos observados em diversas regiões do mundo reconhecidas pelo aproveitamento de energia das ondas. Soma-se a isso o fato de que a proximidade da costa representa uma vantagem logística importante, uma vez que contribui para a diminuição dos custos associados à instalação, operação e manutenção de dispositivos conversores, ampliando, portanto, a atratividade econômica desse tipo de empreendimento (Lisboa *et al.*, 2017; Kirinus

et al., 2018).

Para além dos condicionantes físicos e oceanográficos, aspectos demográficos também desempenham papel relevante na análise da viabilidade do aproveitamento energético. No Rio Grande do Sul, duas das áreas com maior concentração populacional localizam-se em regiões relativamente próximas ao litoral: o polo formado pelos municípios de Rio Grande, Pelotas e seu entorno, e o eixo que compreende Porto Alegre e a região metropolitana. A Figura 3.1 ilustra a estimativa da distribuição espacial da população do estado até o ano de 2018, com base nos dados disponibilizados pelo Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), evidenciando a coincidência entre áreas de maior demanda potêncial por energia e a proximidade com zonas de elevado recurso ondulatório.

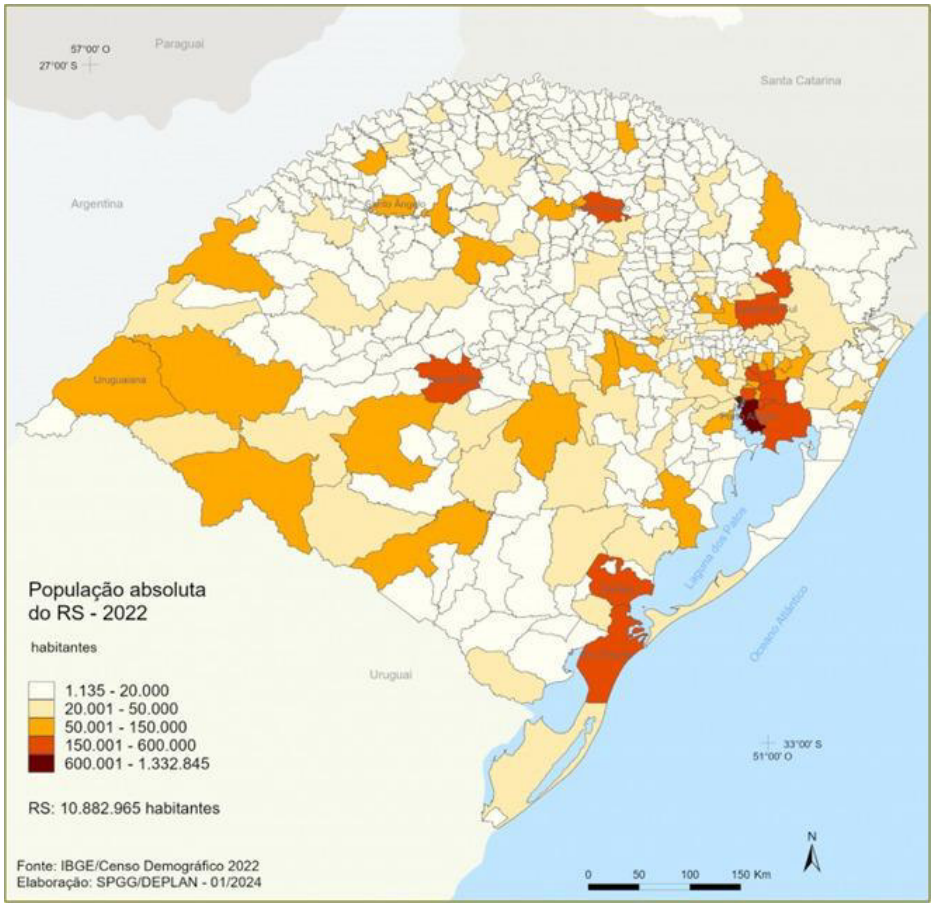


Figura 3.1 - Distribuição populacional no Rio Grande do Sul. Fonte: Adaptado de Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística – Estimativa da População (2018).

É esperado que em regiões mais populosas o consumo energético seja mais alto, um agravante nesse quesito é a também ocorrência de indústrias nessas regiões, o que faz a demanda por energia elétrica aumentar mais ainda. Essa hipótese é apoiada pelo gráfico da Figura 3.2, que ilustra o consumo de energia elétrica no Rio Grande do Sul em 2014, último ano que o estado disponibilizou tais dados.

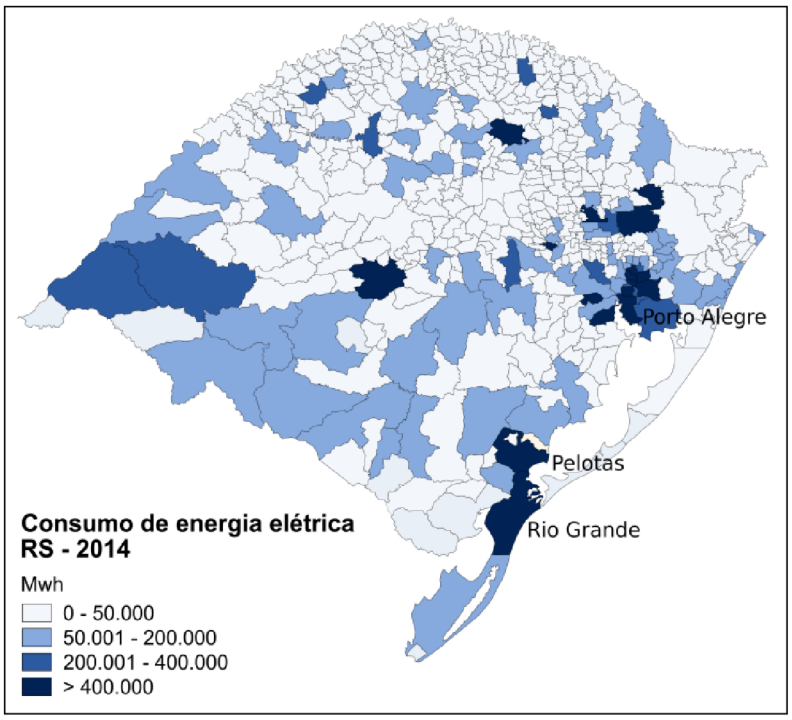


Figura 3.2 - Distribuição populacional no Rio Grande do Sul. Fonte: Adaptado de Balanço energético do Rio Grande do Sul (2015).

Áreas com maior concentração populacional tendem a apresentar níveis mais elevados de consumo energético, em razão da intensificação das atividades residenciais, comerciais e de serviços. Esse cenário é ainda mais acentuado quando tais regiões também concentram polos industriais, uma vez que os processos produtivos demandam grandes quantidades de energia elétrica de forma contínua e em alta potência, elevando significativamente a carga total do sistema. Assim, a sobreposição entre elevada densidade demográfica e presença de atividades industriais constitui um fator determinante para o aumento expressivo da demanda energética regional.

Essa relação pode ser observada empiricamente a partir dos dados apresentados na Figura 3.3, que representa a distribuição do consumo de energia elétrica no estado do Rio Grande do Sul no ano de 2014, último período para o qual o governo estadual disponibilizou informações consolidadas com esse nível de detalhamento. O comportamento espacial evidenciado no gráfico corrobora a associação entre os principais centros urbanos e industriais

e os maiores valores de consumo, reforçando a hipótese de que a demanda energética acompanha, de forma direta, a intensidade das atividades econômicas e a concentração populacional.

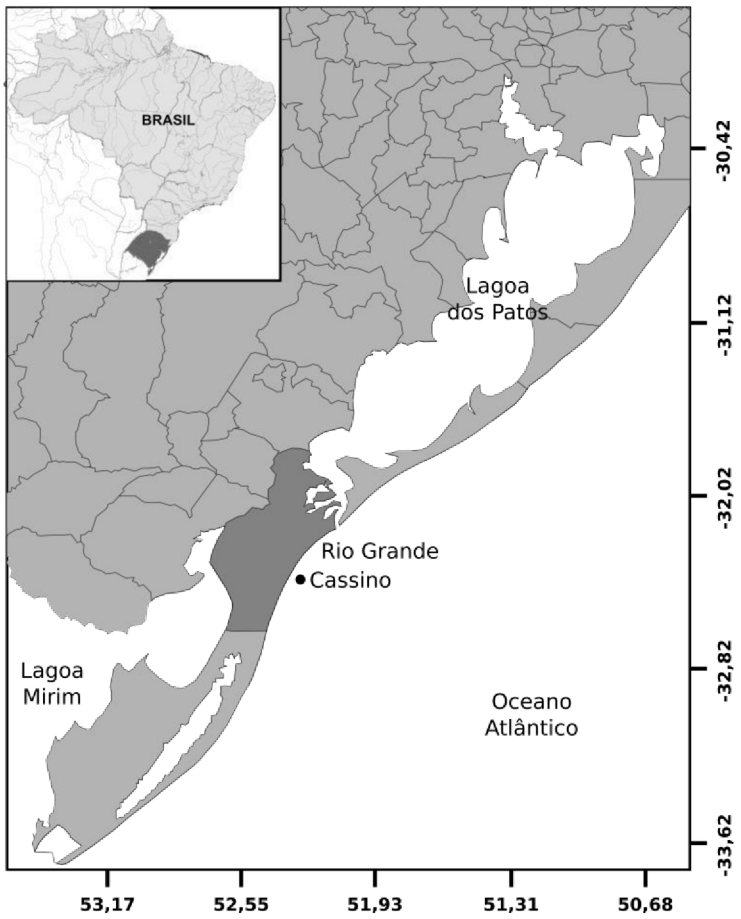


Figura 3.3 - Local escolhido para estudo. Fonte: Adaptado de Lisboa *et al.* (2018).

3.1 DADOS REALÍSTICOS DE ESTADO DE MAR

O escoamento irregular, imposto como condição de entrada nos domínios aqui avaliados, foi obtido a partir de um banco de dados, que possui informações acerca do estado de mar da costa do Rio Grande do Sul para o ano de 2014. Esse banco, desenvolvido por Oleinik, (2017), possui dados de 14 pontos localizados no litoral gaúcho, cada um com informações a 2, 4, 6, 10 e 20 km da costa. Dentre os pontos disponíveis, foi selecionado o que fica localizado ao sul da praia do Cassino, na cidade de Rio Grande, com coordenadas 52° 17" 47.25' W e 32° 22" 30.95' S, a uma profundidade de 10 m e a 2000 m da costa, aproximadamente. Esse ponto, representado na Figura 3.3, foi escolhido levando em conta os dados apresentados sobre a população, o consumo energético e a disponibilidade de energia das

ondas nessa região.

3.2 MODELO ESPECTRAL DE ONDAS

O banco de dados criado por Oleinik (2017) foi obtido através do sistema de modelagem Open Telemac-Mascaret, a partir do modelo espectral TOMAWAC, desenvolvido por Benoit et. al., (1996). A modelagem desenvolvida pelo código TOMAWAC é baseada na equação de conservação de densidade de ação da onda, dessa forma, o modelo calcula as ondas geradas por meio da atuação do vento, do empolamento (*shoaling*), de possíveis dissipações de energia por *whitecapping*, de interações não lineares e da quebra induzida pelo fundo. Porém, o TOMAWAC não leva em consideração efeitos de difração e reflexão, dessa forma, esse modelo não é recomendado para regiões costeiras muito complexas (Benoit *et al.*, 1996).

O TOMAWAC simula o estado de mar a partir da solução da Eq. 3.1, que expressa uma situação geral, onde ondas se propagam em um meio não homogêneo e instável, em que o espectro de densidade de ação de onda (N) se conserva dentro do termo fonte/sumidouro (Q)

$$\frac{\partial N(f,\theta)}{\partial t}+\frac{\partial \dot{x}_i N}{\partial x_i}+\frac{\partial \dot{x}_j N}{\partial x_j}+\frac{\partial \dot{k}_i}{\partial k_i}+\frac{\partial \dot{k}_j}{\partial k_j}=Q\left(k_i,k_i,x_i,x_j,t\right) \tag{3.1}$$

sendo N o espectro direcional de densidade de ação das ondas, Q o termo fonte, e k_i e k_j as componentes do vetor número de onda nas direções i e j.

Para a geração do banco de dados, os parâmetros do estado de mar utilizados no TOMAWAC foram obtidos de dados históricos do modelo de ondas *Wave Watch* III da NOAA (*National Oceanic and Atmospheric Administration*). A condição de contorno superficial de vento no TOMAWAC foi obtida do projeto *Reanalysis* 1 da NOAA, e os dados de batimetria utilizados na representação do fundo do mar foram adquiridos através de cartas náuticas da Diretoria de Hidrografia e Navegação da Marinha Brasileira e do *General Bathymetric Chart of the Oceans* (Oleinik, 2017).

A simulação do estado de mar foi executada por um intervalo de tempo de 1 ano, iniciando no dia 1° de janeiro de 2014 e finalizando no dia 31 de dezembro de 2014 e a validação dessa simulação é apresentada em Oleinik *et al.* (2019).

3.3 TRANSFORMAÇÃO DO ESPECTRO EM ONDAS IRREGULARES

A transformação do espectro de estado de mar, obtido no TOMAWAC, em uma série temporal de elevação da superfície é obtida através da transformada inversa de Fourier. Para a realização dessa transformação é necessário possuir a amplitude das ondas, contida no espectro do estado de mar, e a fase das ondas. A teoria espectral propõe que as ondas possuem fase uniformemente distribuída nointervalo [0, 2π], dessa forma, pode-se admitir que o espectro de fase das ondas é um conjunto de números aleatórios com distribuição uniforme (Oleinik *et al.*, 2019).

Munido do espectro de amplitude, que caracteriza o estado de mar, e do espectro aleatório de fase, que faz com que as ondas estejam uniformemente distribuídas, aplica-se então a transformada inversa de Fourier para obter uma série temporal de elevação da superfície do mar.

Para uma estimativa mais precisa do potêncial energético disponível nas ondas do mar é necessário considerar não apenas uma única onda senoidal plana, mas sim um conjunto, que leve em consideração as variações provenientes da atuação de ventos, gerando uma estrutura turbulenta e irregular que apresenta variações de intensidade e direção ao longo do tempo, dessa forma, resultando em um conjunto de ondas irregulares (Alves, 1996).

Pode-se afirmar que uma representação simples, mas efetiva, para um estado de mar caótico como esse, seria uma superposição de diversas ondas regulares que funcionam como componentes de um sistema, em que cada uma delas possui amplitudes, frequências e fases distintas, como exemplificado na Figura 3.4, onde a curva superior representa a sobreposição de todas as outras curvas, resultando em um registro de ondas irregulares (Alves, 1996).

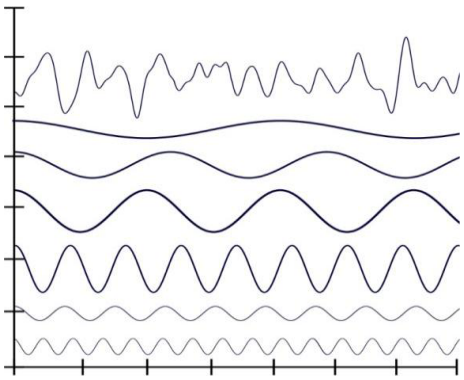


Figura 3.4 - Registro da elevação da superfície de diversas ondas regulares ao longo do tempo. Fonte: Adaptado de Alves (1996).

3.3.1 Transformação da elevação em velocidade vertical

Para empregar dados de estado de mar na Metodologia Ar, é preciso converter a elevação da superfície livre, obtida através da transformada inversa de Fourier, na velocidade vertical da superfície livre, e então, essa velocidade pode ser utilizada como condição de entrada no modelo proposto. Visto que a velocidade é a derivada da posição em função do tempo, para obter a velocidade vertical da superfície livre, basta calcular a derivada da série temporal da elevação em relação ao tempo (Dean; Dalrymple, 1991).

$$w = \frac{\partial \eta(t)}{\partial t} \tag{3.2}$$

3.4 SÉRIE TEMPORAL UTILIZADA

Não é viável uma simulação, no código *ANSYS FLUENT*, de um período tão grande quanto os que são explorados no modelo TOMAWAC, pois há uma grande diferença na discretização temporal empregada em cada código. Sendo assim, é necessário determinar uma série temporal com um curto intervalo de tempo, presente no banco de dados, que possua uma representatividade em relação ao estado de mar da região escolhida.

Uma forma de realizar essa tarefa é gerar um histograma bivariado das séries temporais, presente no banco de dados, para determinar a combinação mais frequente de altura significativa (H_s) e período médio (T_m). Essa combinação pode ser observada na Figura 3.5, onde constatou-se que H_s = 0,54 m e T_m = 6,94 s representam cerca de 12,6% do total de ocorrências para o ponto escolhido durante o período de um ano, dessa forma, esses dados de altura e período foram admitidos como os mais representativos do estado de mar encontrado naquela localização específica durante o ano de 2014.

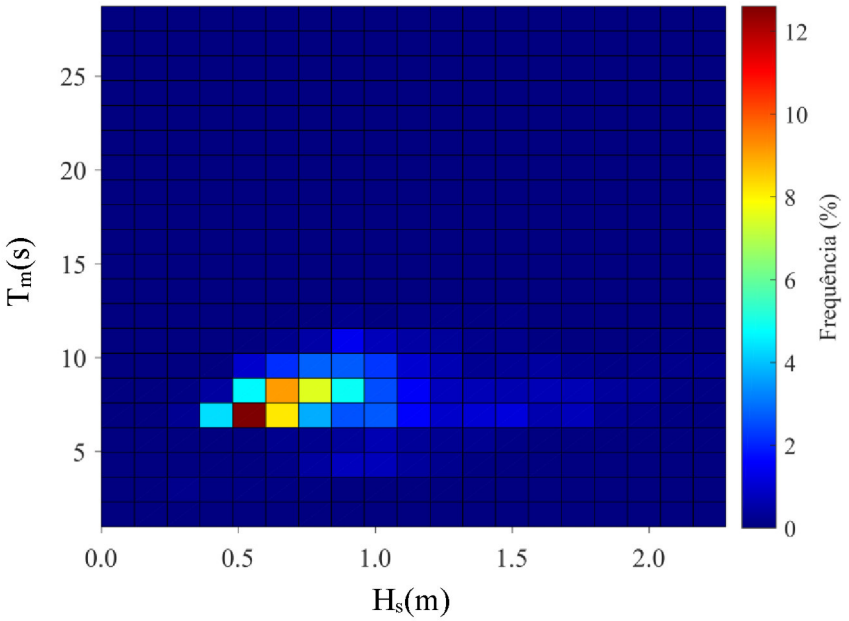


Figura 3.5 - Histograma bivariado
Fonte: Autora (2025)

Determinadas as características admitidas como representativas do estado de mar da região escolhida, é necessário primeiramente estipular a duração do estado de mar à que o dispositivo CAO estará submetido. Como o escoamento é irregular, é provável que seja necessário empregar um passo de tempo muito pequeno para a solução das equações de conservação. Somado a isso, propõe-se avaliar 100 diferentes geometrias. Portanto, o tempo total de escoamento avaliado não pode ser muito grande. Levando tudo isso em consideração, optou-se por selecionar um perfil de velocidade com duração de 15 min.

Com a duração, a altura significativa e o período médio definidos, é necessário buscar, no banco de dados, um perfil de velocidade de 15 min de duração com uma altura significativa de 0,54 m e um período médio de 6,94 s. O perfil de velocidade, com duração de 15 min, que possuía as características mais próximas das desejadas é o que possui altura significativa de 0,54 m e um período médio de 7,27 s, sendo esse o utilizado nessa pesquisa.

4 METODOLOGIA

Para validar um modelo computacional capaz de simular numericamente o fenômeno físico que ocorre no interior de um conversor de energia das ondas do tipo CAO, foram realizadas simulações axissimétricas no software ANSYS *FLUENT*. Esse tipo de modelagem permite obter resultados compatíveis com simulações tridimensionais, mas com menor custo computacional, viabilizando análises mais complexas em escala real.

As simulações consideram o escoamento de ar no interior do dispositivo submetido a condições reais de estado de mar da região de Rio Grande/RS, incluindo os efeitos da perda de carga causada pela presença da turbina, representada no domínio computacional por uma restrição semi eliptica. A metodologia proposta desconsidera a interação água/ar, o que permite eliminar a necessidade de considerar um tanque de ondas, bem como, utilizar modelagem multifásica (como no método *Volume of Fluid* – VOF), cuja aplicação em escala real seria computacionalmente inviável para análises paramétricas de geometrias.

O escoamento de ar é modelado como compressível e governado pelas equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, formuladas com base nas equações de Navier-Stokes. O modelo inclui os efeitos de variações de densidade, gradientes de pressão, tensões viscosas e forças internas atuantes. A entrada da câmara hidropneumática recebe uma condição de contorno de velocidade prescrita, imposta com base em perfis senoidais representativos da oscilação da coluna de água, enquanto a saída do domínio adota a pressão atmosférica como condição de contorno. O eixo de simetria é tratado com condição axissimétrica e os demais contornos são modelados como paredes lisas e impermeáveis.

Levando em consideração que a coluna de água se comporta de maneira semelhante a um pistão oscilante, a imposição de uma condição de velocidade na entrada do domínio permite representar adequadamente o comportamento fluidodinâmico do sistema, mesmo sem a simulação explícita da interação água-ar. A abordagem garante realismo físico suficiente para os objetivos do estudo, especialmente no que diz respeito à avaliação da influência geométrica no desempenho do conversor.

Essa variação geométrica permite avaliar como a forma da transição influencia a perda de carga localizada, o campo de pressão total e a vazão mássica do fluido. As simulações serão realizadas com a inclusão da restrição associada à turbina, possibilitando comparar os efeitos da presença do elemento dissipativo no desempenho hidropneumático do sistema. A abordagem

adotada contribui para compreender como ajustes geométricos podem favorecer o funcionamento de conversores CAO em ambientes reais.

Na Figura 4.1 ilustra uma representação bidimensional do dispositivo do tipo CAO, seguido do domínio resultante após aplicação do eixo de simetria no conversor e por fim, uma representação do sólido de revolução resultante. O domínio foi obtido através da geometria empregada por De Oliveira *et al*. (2017), que possui dimensões aproximadas ao dispositivo da Ilha de Pico, em Portugal, que possui aproximadamente *10* m de altura onde H_1 = 7,5 m, H_2 = 2,5 m e H_3 = 5 m, o diâmetro de saída L_3 = 2,3 m, o diâmetro de entrada L_1 = 12 m, na geometria abaixo tem a medida de $L_2 = L_1$.

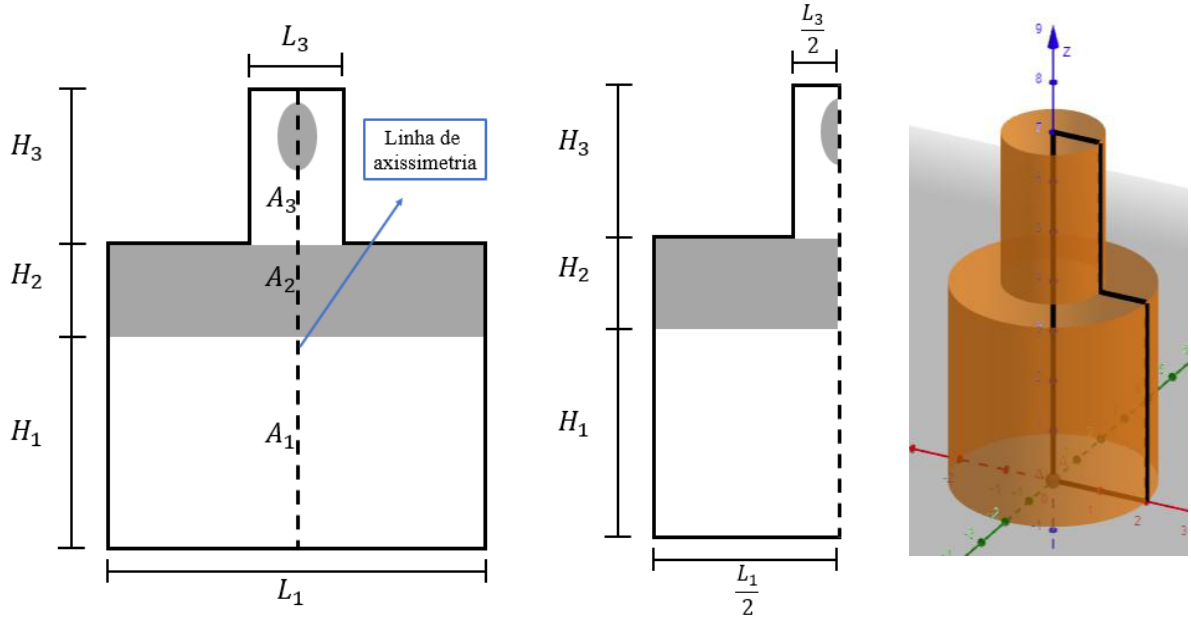


Figura 4.1 - Domínio do CAO: (a) dividido por áreas com a linha de axissimetria; (b) domínio resultante com a aplicação da axissimetria (c) solido de revolução resultante. Fonte: Autora (2024).

Ainda na Figura 4.1, a forma elíptica situada no topo do duto da turbina representa a perda de carga causada pela presença da turbina, destaca-se que essa forma de restrição no duto da turbina foi empregada em Gomes *et al.* (2015).

A análise numérica do princípio de funcionamento do dispositivo conversor de energia das ondas em energia elétrica do tipo CAO, considerando o conversor, o escoamento do ar em seu interior, as perdas de carga impostas pela turbina e dados realísticos de estado de mar, a metodologia foi dividida em etapas, como segue: Validar/Verificar um modelo computacional capaz de reproduzir o fenômeno físico. Para a definição da abordagem computacional, foram feitas combinações entre dois modelos de turbulência ($k-\varepsilon$ padrão e $k-\omega$ SST), três funções

de parede (*Standard Wall Function, Scalable Wall Function e Enhanced Wall treatment*) e quatro esquemas de solução para o acoplamento pressão velocidade (SIMPLE, SIMPLEC, PISO e Acoplado), que resultou em 16 diferentes modelos computacionais (Tabela 4.1).

Tabela 4.1 - Modelos numéricos testados

Modelo	Modelo de turbulência	Função de parede	Acoplamento pressão-velocidade
1	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Standart Wall Function	SIMPLE
2	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Standart Wall Function	SIMPLEC
3	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Standart Wall Function	PISO
4	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Standart Wall Function	Acoplado
5	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Scalable Wall Function	SIMPLE
6	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Scalable Wall Function	SIMPLEC
7	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Scalable Wall Function	PISO
8	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Scalable Wall Function	Acoplado
9	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Enhanced Wall Function	SIMPLE
10	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Enhanced Wall Function	SIMPLEC
11	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Enhanced Wall Function	PISO
12	$\kappa - \varepsilon$ padrão	Enhanced Wall Function	Acoplado
13	$\kappa - \omega$ SST	-	SIMPLE
14	$\kappa - \omega$ SST	-	SIMPLEC
15	$\kappa - \omega$ SST	-	PISO
16	$\kappa - \omega$ SST	-	Acoplado

Fonte: Autora (2026).

Todas as combinações da Tab. 4.1 foram simuladas no software *ANSYS FLUENT*, que é baseado no MVF, e analisadas durante o processo de validação. Além disso, em todos os modelos testados, o esquema de interpolação *Upwind* de Segunda Ordem foi empregado na discretização espacial da pressão e no tratamento dos termos advectivos. Para a solução das equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, bem como do modelo de turbulência, adotou-se um critério de convergência com resíduo de 10^{-5}.

Sobre a realização do teste de independência de malha, a precisão dos resultados em modelos numéricos está intrinsecamente ligada ao refinamento da malha, sendo que o aumento do número de elementos tende a reduzir o erro de discretização e aproximar a solução numérica da solução exata (Versteeg; Malalasekera, 2007).

Sendo assim, seria fácil optar por uma malha extremamente refinada se, é claro, isso não se acarreta em um grande aumento do esforço computacional e, consequentemente, do tempo de processamento.

No entanto, para garantir a confiabilidade dos dados sem um custo computacional proibitivo, é imperativa a realização do teste de independência de malha (ROACHE, 1998). Com isso, é necessário definir um refinamento de malha visando um equilíbrio entre esses

fatores citados. Com isso, serão simulados um determinado número de casos, envolvendo malhas com diferentes refinos.

No que concerne à realização do teste de independência passo de tempo e de resíduo, destaca-se que A precisão da solução temporal é estritamente dependente da magnitude do passo de tempo adotado. De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), a redução de Δt minimiza o erro de truncamento da discretização, garantindo que o resíduo entre a solução aproximada e a solução exata das equações governantes seja reduzido conforme o critério de convergência do método.

Porém, essa precisão é paga com o tempo necessário à obtenção da solução, dessa forma, é fundamental escolher um passo de tempo que permita um bom equilíbrio entre a precisão numérica e o tempo de processamento. Além disso, é comum estabelecer um resíduo como critério de convergência para obtenção de soluções numéricas e, assim como o passo de tempo, quanto menor o resíduo mais precisa será a solução e, consequentemente, maior será o tempo de processamento. Sendo assim, a escolha do tamanho desse resíduo também deve estar condicionada à precisão que se deseja alcançar e ao tempo que se dispõe para o desenvolvimento da pesquisa.

Levando isso em conta, será proposto um teste de independência de passo de tempo e de resíduo onde serão comparados diferentes passos de tempo associados a diferentes tamanhos de resíduos. O modelo numérico utilizado nos testes será o mesmo disposto na Tabela 4.1, bem como um domínio bidimensional e axissimétrico, cuja geometria tridimensional equivalente, obtida por revolução, possui 10 m de diâmetro de entrada, 2,3 m de diâmetro de saída, 12 m de altura na câmara hidropneumática e 5 m de altura no duto da turbina.

É importante ressaltar que validar/verificar o modelo axissimétrico no domínio com a presença da turbina é uma das maneiras de determinar o quanto os dados gerados pelo modelo são confiáveis. É o processo usado para quantificar o erro numérico, pois ele mede o quão bem o modelo matemático é resolvido numericamente. Não tem como objetivo o fenômeno real, já que é um processo puramente matemático, mas consiste em comparar os resultados numéricos obtidos no estudo, com soluções analíticas, numéricas ou com dados experimentais (Versteeg & Malalasekera, 2007).

A obtenção da potência hidropneumática útil do dispositivo a partir de dados realístico de estado de mar da região costeira da cidade de Rio Grande/RS, mais precisamente dados de elevação da superfície livre que convertidos em valores discretos de velocidade que serão inseridos no ANSYS *FLUENT* como dados iniciais. Nas simulações serão monitoradas a pressão total e a vazão mássica do ar na região de saída do duto da turbina.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO COM BASE EM DRIVER E SEEGMILLER (1985)

No experimento de Driver e Seegmiller (1985), foi realizado um experimento de um escoamento interno de ar, turbulento, incompressível e estacionário, sobre um degrau descendente em um domínio bidimensional. A geometria do domínio, apresentada na Figura 5.1, bem como as condições do escoamento, são as definidas no caso C30 da Ercoftac Classic Database com base nos ensaios experimentais de Driver e Seegmiller (1985) (ERCOFTAC, 1995).

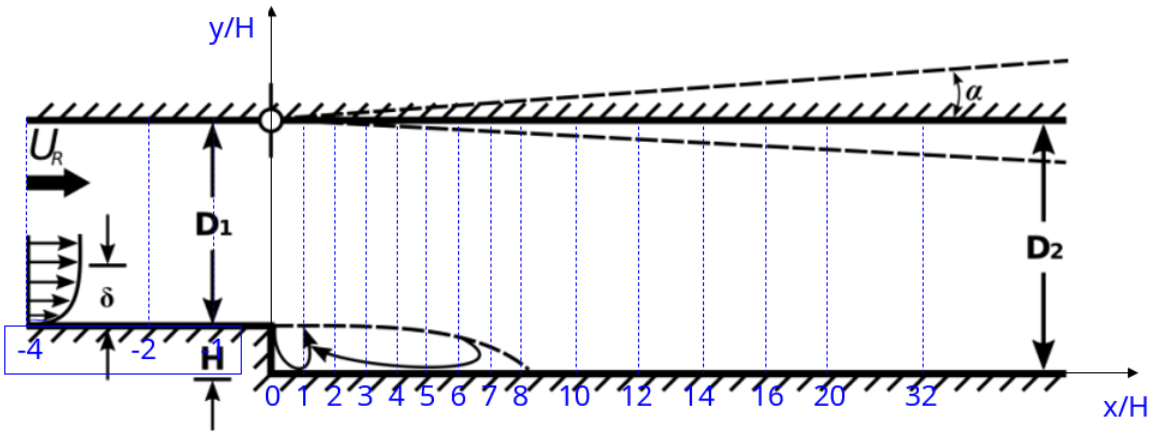


Figura 5.1 - Geometria do escoamento sobre um degrau descendente com 18 seções transversais Fonte: Adaptado de ERCOFTAC (1995).

Os ensaios experimentais desenvolvidos por Driver e Seegmiller (1985), foram realizados em um túnel de vento com uma seção transversal de 15,1×10,16 cm^2 (D_1 = 10,16 cm, D_2 = 11,37 cm). O degrau descendente, com altura H = 1,27 cm, situa-se 1 m após a seção de entrada do túnel. Nesta seção foi colocada uma faixa de folha abrasiva com 12,5 cm de comprimento em toda a largura do túnel, de forma a ser possível obter a camada limite completamente turbulenta a montante do degrau. O experimento foi realizado a uma velocidade constante de escoamento não perturbada de UR = 44,2 m/s e à pressão e temperatura ambientes, essas condições correspondem a um número de Mach, M_a = 0,128. A espessura da camada limite da parede foi de δ = 1,9 cm e o número de Reynolds, Re = 5000 na seção situada a uma distância 4H a montante do degrau. Esse alto número de Reynolds foi escolhido para garantir que a camada limite fosse totalmente turbulenta à montante do degrau.

O emprego da Metodologia Ar na simulação numérica de um conversor do tipo CAO permite reduzir o problema a um domínio com mudança de área pelo qual ocorre um escoamento interno e turbulento de ar. A aplicação da condição de axissimetria no domínio do CAO torna o mesmo um domínio com degrau descendente. Levando em conta o princípio de funcionamento do conversor, é possível empregar uma velocidade prescrita como condição de entrada no domínio para representar o movimento das ondas incidindo no interior do dispositivo. Já na saída, a imposição de uma pressão prescrita é uma condição adequada, pois boa parte dos dispositivos CAO possui uma ou mais aberturas para a atmosfera, através do duto da turbina, onde a pressão é a atmosférica. Características como a forma do domínio, o escoamento e as condições de contorno foram definidos a partir do experimento desenvolvido por Driver e Seegmiler (1985), sendo então empregados no processo de validação do modelo.

Para a definição da abordagem computacional, foram considerados os 16 modelos constantes na Tabela 4.1. Além disso, conforme recomendado por Pinto Jr (2020) em todos os modelos testados, o esquema de interpolação *Upwind* de Segunda Ordem foi empregado na discretização espacial da pressão e no tratamento dos demais termos advectivos. Já o resíduo para a solução das equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, assim como do modelo de turbulência, foi de 10^{-6}.

Nas simulações numéricas, efetuadas para a escolha e validação do modelo, considerou-se o caso em que a parte superior do domínio, sob o qual ocorre o escoamento, está horizontal ($\alpha = 0°$, figura 12) e adimensionalizaram-se as coordenadas pela altura do degrau H e as componentes da velocidade pela velocidade de entrada UR. A origem do referencial foi colocada no canto inferior do degrau, assim, considerou-se que, na horizontal, o domínio está compreendido entre $-4 < x/H < 40$ e na vertical entre $0 < y/H < 9$, como indicado na Figura 5.2.

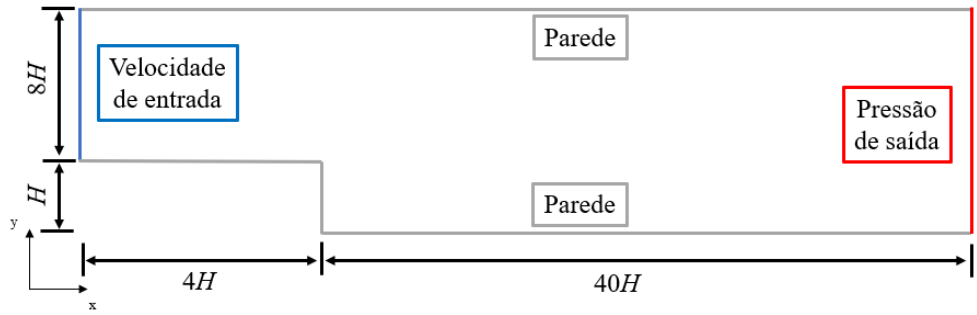


Figura 5.2 - Dimensões do domínio e condições de contorno *Fonte: Autora (2024)*

Como condição de entrada foi imposto um perfil de velocidade prescrita associado a perfis das componentes dos modelos de turbulência, sendo eles a energia cinética da turbulência

e sua taxa de dissipação. Esses perfis foram obtidos através de uma regressão não-linear dos dados disponibilizados pela Ercoftac Classic Database caso 30. As equações obtidas através das regressões não lineares para as componentes de velocidade nas direções x e y são, respectivamente. Para componente de velocidade em x:

$$\begin{aligned} &-0{,}0022956663298533 \cdot x^4 + 0{,}0459133265968655 \cdot x^3 \\ &\qquad - 0{,}330137805122879 \cdot x^2 \\ &+1{,}00571172139281 \cdot x - 0{,}0919694758293828 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Para componente de velocidade em y:

$$\begin{aligned} &0{,}0000199245919909929 \cdot x^6 - 0{,}000597716715593032 \cdot x^5 \\ &\qquad + 0{,}00697960006443858 \cdot x^4 - 0{,}0399742729349031 \cdot x^3 \\ &\qquad + 0{,}115910848190383 \cdot x^2 \\ &-0{,}156557872675175 \cdot x + 0{,}0771151900959383 \end{aligned} \tag{5.2}$$

De forma análoga foram obtidos os perfis para a energia cinética da turbulência, κ, e sua taxa de dissipação, ε e ω, referentes, respectivamente, aos modelos $\kappa - \varepsilon$ e $\kappa - \omega$. As equações empregadas no cálculo dessas componentes são apresentadas por Wilcox (1998) e Fluent 12.0 User's Guide (2009):

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_i' u_i'} = \frac{1}{2}\left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2}\right) \tag{5.3}$$

É importante destacar, que as componentes u' e v' também foram obtidas por meio de regressão não linear, que determinou a seguinte equação para u',

$$\begin{aligned} &0{,}000516272215904262 \cdot x^6 - 0{,}0154881661551041 \cdot x^5 \\ &\qquad + 0{,}210954169937989 \cdot x^4 - 1{,}63772240590646 \cdot x^3 \\ &\qquad + 7{,}37947196589691 \cdot x^2 - 17{,}7222089754555 \cdot x \\ &\qquad + 17{,}7175125944245 \end{aligned} \tag{5.4}$$

e para componente v',

$$\begin{aligned} &-0{,}00131192632592806 \cdot x^6 + 0{,}0393577896838819 \cdot x^5 \\ &- 0{,}452382962188429 \cdot x^4 + 2{,}48802763946156 \cdot x^3 \\ &- 6{,}52185208317185 \cdot x^2 + 6{,}41345480846206 \cdot x \\ &+ 0{,}606311602601004 \end{aligned} \tag{5.5}$$

já a taxa de dissipação turbulenta é dada, respectivamente, para os modelos $k - \varepsilon$ e $k - \omega$, por:

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{l} \tag{5.6}$$

$$\omega = \frac{k^{1/2}}{l} \tag{5.7}$$

onde C_μ é uma constante cujo valor para o modelo padrão é 0,09, l é a escala de comprimento de turbulência (Fluent User's Guide, 12).

Ainda, na lateral direita do domínio é prescrita a condição de contorno pressão atmosférica, ou seja, 101325 P_a. Por fim, nas paredes inferior e superior, é empregada a condição de contorno de não deslizamento e impermeabilidade.

Para o cálculo do erro foi empregada a média do erro absoluto (MAE – *Mean Absolute Error*) para quantificar o erro gerado nas comparações, dada por:

$$MAE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \left| x_{ref,i} - x_{obt,i} \right| \tag{5.8}$$

onde, n é o número total de amostras analisadas, i é o número pontual da amostra analisada, x_{ref} representa o dado de referência e x_{obt} representa o dado obtido. Com relação à malha, a mesma foi construída no Designer Modeler e possui células quadrilaterais estruturadas com espaçamento uniforme na direção x onde foram inseridos 100 nós, conforme recomendado em Kim *et al.* (2005). Na vertical, existem 3 partes: a região de parede superior, inferior e região central, todas com 30 nós cada, totalizando 90 nós nesta direção, conforme a figura 5.3.

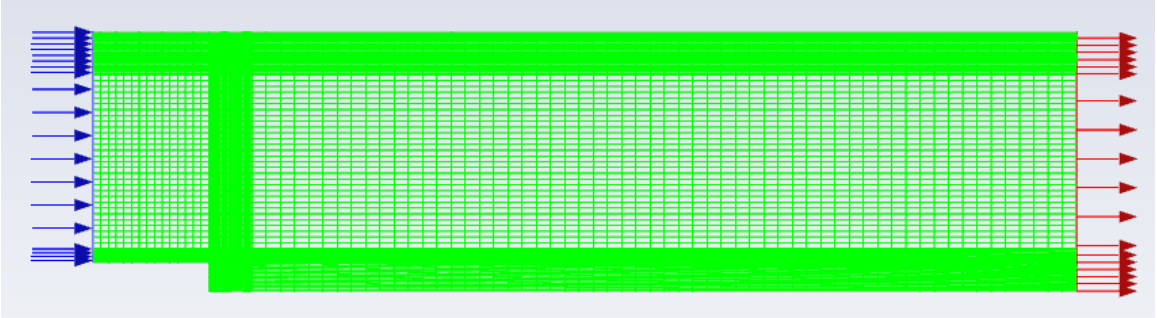


Figura 5.3 - Malha com a espessura da camada limite sugerida pelo experimento Driver e Seegmiller (1985).

Fonte: Autora (2024).

Essa estratégia de modelagem de paredes foi adotada para capturar e resolver corretamente a física dos escoamentos considerando a separação da camada limite (Chettri, 2018).

Na Figura 5.4 são comparadas as curvas das componentes de velocidade em *x* e *y*, oriundas das equações obtidas por meio de regressão não linear, com os dados experimentais de Driver e Seegmiller (1985), correspondente a secção transversal *x/H* = -4.

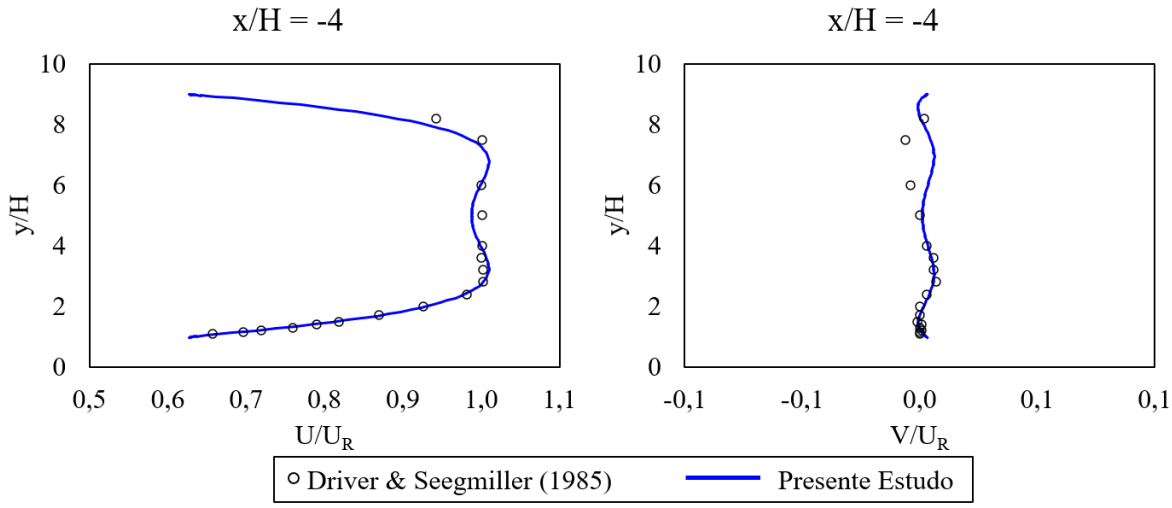


Figura 5.4 - Componentes da velocidade na seção de entrada do domínio.

Fonte: Autora (2024).

Nota-se que as curvas apresentam boa concordância com os dados experimentais. Tal procedimento (aplicação de regressão não-linear nos dados experimentais) se fez necessário por haver necessidade de inserir velocidade prescrita, taxa de dissipação turbulenta e energia cinética turbulenta. Para inserir velocidade prescrita, taxa de dissipação turbulenta e energia cinética turbulenta, foi criado um arquivo *TableData* (arquivo do tipo txt que contém dados de

entrada), com as posições dos nós da malha ao longo da direção y/H que pertence à seção transversal x/H = -4, juntamente com as informações de velocidade e turbulência para cada nó.

Realizadas as simulações, o erro foi calculado entre a solução numérica e os dados experimentais, que foi calculado através do indicador estatístico MAE, onde a magnitude das velocidades verticais e horizontais foi monitorada em 544 pontos espalhados pelo domínio, posteriormente calculou-se a MAE entre o resultado numérico e o experimental para cada ponto. Essa MAE, por sua vez, foi adimensionalizado ao dividi-lo pela velocidade de referência U_R = 44,2 m/s.

Essa estratégia de adimensionalização das médias dos erros absolutos pontuais por uma velocidade de referência foi empregada porque a divisão da MAE pontual pelo valor experimental obtido em cada ponto acaba resultando em erros extremamente grandes quando empregado à valores de baixa magnitude, o que poderia influenciar de uma forma não desejável, a escolha de um modelo. Realizou-se, então, uma média dos erros de todos os pontos monitorados no domínio para cada um dos modelos, permitindo compará-los adequadamente. Através da Figura 5.5 é possível comparar tanto a MAE, quanto o tempo de processamento necessário para cada um dos 16 modelos (ver Tabela 4.1).

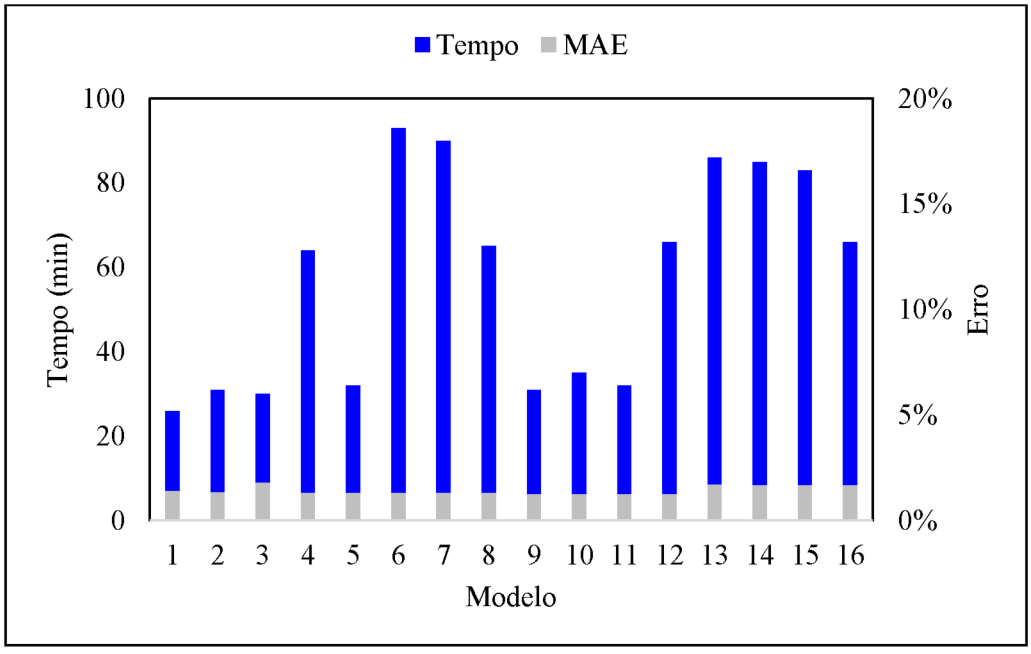


Figura 5.5 – Comparação entre os modelos. Fonte: Autora (2024).

Nota-se na Figura 5.5 que todos os modelos alcançaram convergência. Os modelos 1, 2, 3, 5, 9, 10 e 11 convergiram mais rapidamente, pois atingiram aproximadamente 30 min de tempo de processamento. É possível notar também que todos os modelos alcançaram um

MAE similar e, abaixo de 2%. Porém, os modelos 9, 10 e 11 que ao terem seus resultados de velocidade em x e y comparados com os dados experimentais, alcançaram erro de 1,25% calculado pelo indicador estatístico MAE. Esses três modelos apresentaram 31, 35 e 32 minutos de processamento. Com isso o modelo destaque é o modelo 9.

Os perfis de velocidade obtidos no presente estudo, foram comparados com os dados experimentais disponíveis em Driver e Seegmiller (1985), serão apresentados e discutidos mais adiante, juntamente com os resultados da verificação com o estudo de Conde (2007), visto que tanto o presente estudo, como Conde (2007) utilizam os mesmos dados experimentais em seus estudos.

5.2 VERIFICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO COM BASE EM CONDE (2007)

O estudo de Conde (2007) trata da validação e verificação do escoamento turbulento sobre um degrau descendente, utilizando o código comercial *ANSYS FLUENT* para as simulações. Foram empregadas as equações de Reynolds e o modelo de turbulência de uma equação de Spalart-Allmaras, enquanto o acoplamento entre pressão e velocidade foi tratado pelo algoritmo SIMPLEC. Os termos convectivos foram interpolados pelos esquemas UDS (*Upwind Differencing Scheme*) e/ou QUICK, conforme descrito por Conde (2007).

Para a verificação, Conde (2007) realizou simulações sob três condições distintas, nas quais se variaram os esquemas de interpolação para o termo convectivo. Na primeira condição, o esquema UDS foi aplicado nas equações da quantidade de movimento e da viscosidade turbulenta modificada. Na segunda, utilizou-se o esquema QUICK nas mesmas equações.

A terceira condição combinou o esquema QUICK nas equações da quantidade de movimento com o esquema UDS na equação da viscosidade turbulenta modificada. As simulações foram conduzidas em dupla precisão, com a análise da evolução do erro em função da diminuição da taxa residual. Os resultados da verificação da pesquisa de Conde (2007) indicaram que, para que o erro de discretização seja considerado desprezível, o resíduo deve ser inferior a 10^{-5}.

No que diz respeito à validação realizada por Conde (2007), esta foi realizada por meio de uma comparação detalhada dos perfis das componentes de velocidade, assim como da evolução da pressão e da tensão de cisalhamento nas paredes, obtidos nas três condições analisadas, com os resultados experimentais de Driver e Seegmiller (1985).

A análise comparativa concentrou-se em verificar a concordância entre os resultados numéricos e os dados experimentais, observando-se as regiões de recirculação, as distribuições de velocidade ao longo do escoamento e as variações de pressão nas superfícies em contato com o fluido.

Especificamente, os perfis de velocidade foram avaliados em diferentes seções do degrau descendente, permitindo uma análise detalhada do comportamento do escoamento turbulento ao longo do domínio. A concordância entre os perfis numéricos e experimentais foi fundamental para validar a precisão dos esquemas de interpolação aplicados, confirmando que as simulações eram capazes de reproduzir com fidelidade as características físicas observadas experimentalmente. Além disso, a evolução da pressão ao longo das paredes foi comparada para identificar possíveis discrepâncias entre o modelo numérico e os dados experimentais. A análise da tensão de cisalhamento, um parâmetro crítico em escoamentos turbulentos, foi particularmente importante para avaliar o desempenho dos modelos de turbulência aplicados.

A boa concordância observada por Conde (2007) entre os resultados numéricos e experimentais, especialmente nas áreas de maior complexidade do escoamento, reforçou a validade das abordagens adotadas e a confiabilidade dos métodos numéricos empregados. Esses resultados indicaram que, embora haja variações naturais devido às simplificações inerentes aos modelos numéricos, as simulações realizadas conseguiram capturar com precisão as principais características do escoamento turbulento, validando assim as metodologias aplicadas neste estudo. Conde (2007) destaca que essa validação não apenas reforça a robustez do código utilizado, mas também a aplicabilidade dos esquemas de interpolação e dos modelos de turbulência escolhidos para a simulação de escoamentos complexos como o estudado.

A análise do escoamento turbulento sobre um degrau descendente, revelou aspectos importantes da dinâmica do escoamento. Utilizando as equações de Reynolds juntamente com o modelo de turbulência de uma equação de *Spalart-Allmaras*, os resultados destacaram o comportamento complexo do escoamento, especialmente nas regiões de recirculação e separação, que são características típicas de escoamentos sobre degraus.

Conde (2007) menciona que o algoritmo SIMPLEC, adotado para o acoplamento entre pressão e velocidade, mostrou-se eficiente na convergência das soluções. A escolha dos esquemas de interpolação dos termos convectivos, UDS e/ou QUICK foi essencial para capturar adequadamente os gradientes de grandeza nos escoamentos turbulentos. O esquema QUICK ofereceu uma melhor resolução das camadas limites e da recirculação, proporcionando uma representação mais detalhada do escoamento nas proximidades do degrau.

Além disso o autor também enfatiza que, o modelo de Spalart-Allmaras demonstrou eficiência para este tipo de escoamento, fornecendo previsões adequadas do comportamento turbulento com um custo computacional relativamente baixo. O perfil de velocidade ao longo da seção transversal do canal mostrou boa concordância com dados experimentais disponíveis na literatura, validando a robustez do modelo utilizado. Com as metodologias adotadas, se obteve resultados confiáveis que contribuem para uma compreensão mais aprofundada da interação entre escoamento e geometria em situações similares.

Assim como em Conde (2007), a presente pesquisa realizou uma verificação. O modelo 9 (ver tabela 4.1) foi adotado na etapa de verificação, já que o mesmo apresentou o menor MAE dentre os modelos simulados, e também por apresentar um dos menores tempos de processamento na validação com o experimento de Driver e Seegmiller, (1985). Os perfis de velocidade horizontal são apresentados na Figura 5.6, que mostra as curvas dos dados experimentais produzidos por Driver e Seegmiller (1985), dados numéricos oriundos do trabalho do Conde (2007) e os dados do presente estudo (modelo 9, visto que foi o modelo que mais se destacou na etapa de validação) para as seções transversais de *x/H* (1, 4 e 16).

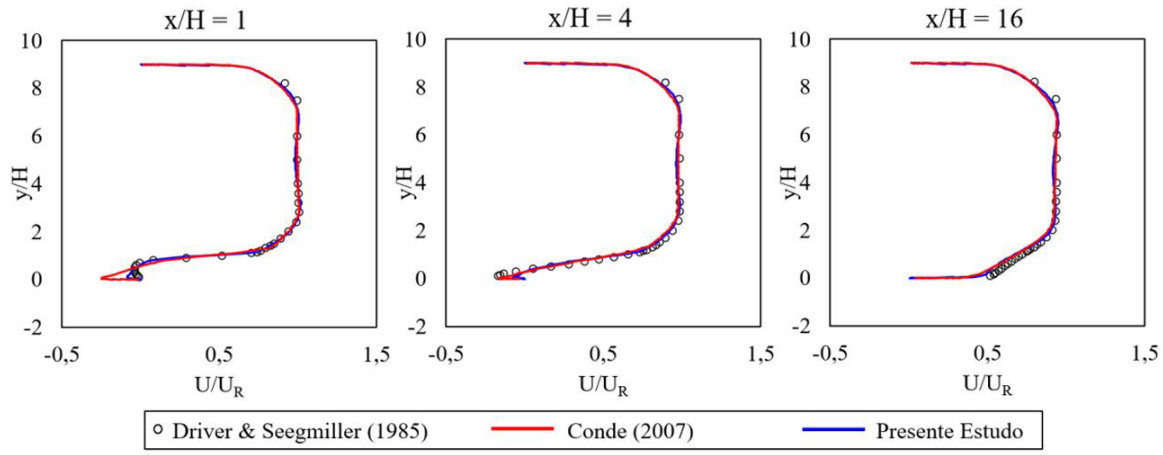


Figura 5.6 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal entre dados experimentais (Driver e Seegmiller, 1985), dados numéricos (Conde, 2007) e o presente estudo (modelo 9)

Fonte: Autora (2024).

É possível observar na figura 5.6 uma boa concordância entre os resultados do presente estudo, obtidos com o modelo 9, quando comparados com as soluções numéricas alcançadas por Conde (2007) e também com os dados experimentais (Driver; Seegmiller, 1985).

Para comprovar a acurácia da verificação o erro entre esses resultados foi calculado com o indicador estatístico MAE entre o presente estudo e Conde (2007), para cada seção transversal apresentada na figura 5.1, e da mesma forma foi calculado o MAE entre o presente estudo e os

dados experimentais conforme Driver e Seegmiller (1985), que podem ser consultados na Tabela 5.1 também consta os valores do MAE para a componente de velocidade em y para as mesmas secções transversais *x/H* 1, 4 e 16.

Tabela 5.1 – MAE das componentes de velocidade do presente estudo em relação a Driver e Seegmiller (1985) e Conde (2007)

	MAE componente *x*		MAE componente *y*	
x/H	Conde (2007)	Driver e Seegmiller (1985)	Conde (2007)	Driver e Seegmiller (1985)
1	3,63%	2,10%	0,13%	0,66%
4	2,95%	3,91%	0,19%	1,33%
16	0,04%	3,35%	0,00%	0,71%

Fonte: Autora (2024).

De forma análoga ao realizado pela componente de velocidade horizontal, os resultados gerados para as componentes da velocidade vertical, nas secções transversais em que *x/H* = 1, 4 e 16, são expostos na Figura 5.7.

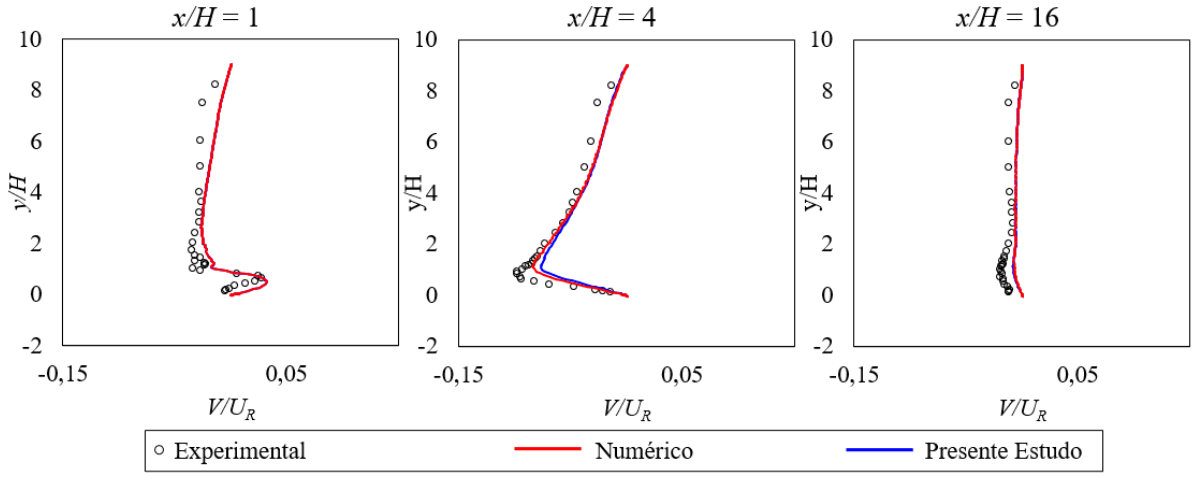


Figura 5.7 – Comparação entre os perfis de velocidade vertical. Fonte: Autora (2024).

5.3 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO COM BASE EM STIEGLMEIER *et al.* (1989)

O experimento conduzido por Stieglmeier *et al.* (1989) examina o campo de fluxo em três geometrias axissimétricas, onde o angulo α, assumiu as medidas de 14, 18 e 90 graus, respectivamente, conforme mostrado na Figura 5.8.

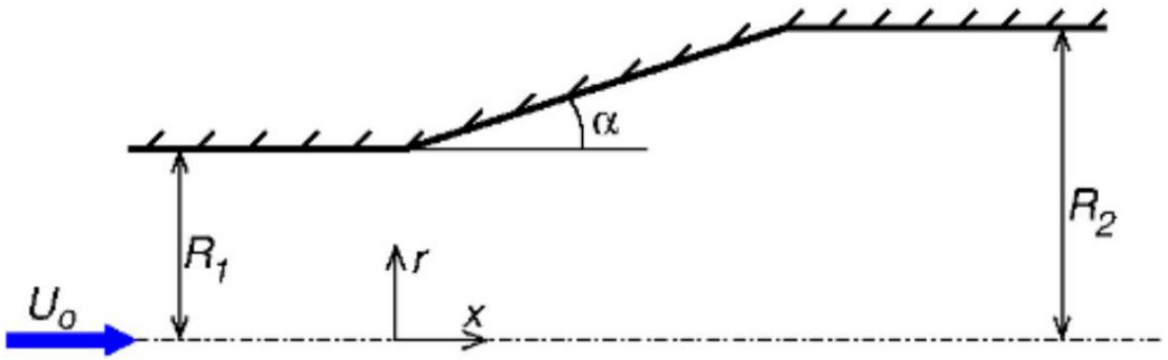


Figura 5.8 – Geometria de fluxo axissimétrica

Fonte: ERCOFTAC (1995)

A Figura 5.8 mostra a geometria de fluxo na forma axissimétrica, visto que a geometria em seu formato original pode ser observada na Figura 5.9.

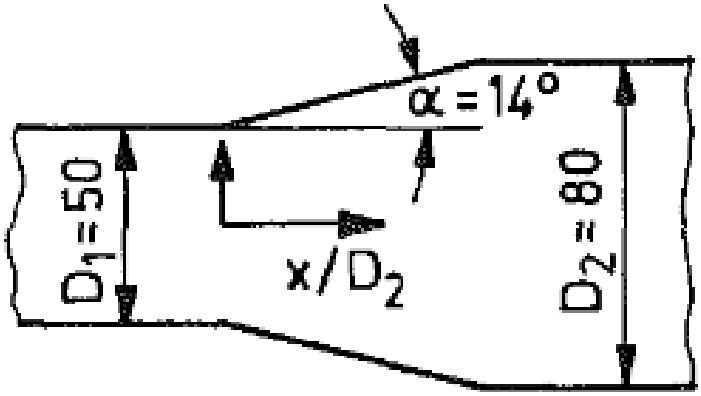


Figura 5.9 – Difusor estudado. Fonte: Stieglmeier *et al.* (1989)

Os ensaios experimentais desenvolvidos por Stieglmeier *et al.* (1989), foram conduzidos em uma instalação de teste de índice de refração montada verticalmente. O escoamento foi direcionado de um tanque principal até um tubo na entrada do difusor, com diâmetro D_1 = 50 mm ($D_1 = 2R_1$). Um arame de tropeço foi colocado imediatamente a jusante da entrada para garantir um escoamento turbulento totalmente desenvolvido na seção de testes.

A seção de testes consistiu em difusores intercambiáveis com semiângulos de 14°, 18° ou 90°. O diâmetro a jusante da seção angular possui dimensão D_2 = 80 mm ($D_2 = 2R_2$), resultando em uma relação de diâmetro D_2/D_1 = 1,6. O número máximo possível de Reynolds, com base na velocidade média do escoamento, foi Re = 1.56×10^4. A velocidade na linha central a montante do difusor, U_R, utilizada na adimensionalização dos resultados, foi igual a 2,51 m/s para todas as geometrias testadas.

A seção de teste foi encerrada em um recipiente de contenção externo, quadrado, estendendo se 100 mm a montante e 600 mm a jusante da entrada do difusor. O volume entre a seção de teste e a contenção externa foi preenchido com o fluido de trabalho, que foi selecionado para ter um índice de refração igual ao do vidro de contenção. Assim, o tubo da seção de teste estava presente mecanicamente, mas opticamente transparente, facilitando o uso de um Anemômetro Doppler a Laser para medições das velocidades.

A correspondência dos índices de refração foi alcançada através da mistura de dois óleos, com diferentes índices de refração, em proporções adequadas para produzir a refração desejado. Como o índice de refração depende da temperatura, um trocador de calor foi incorporado ao circuito de teste para regular a temperatura dentro de ± 0,5 °C.

O sistema do Anemômetro Doppler a Laser foi montado em uma mesa de apoio equipada com medidores que garantiram uma alta precisão de posicionamento relativo. O posicionamento absoluto do volume de medição foi determinado atravessando os limites da parede e detectando a frequência de mudança. A precisão absoluta de posicionamento é estimada em ± 100 μm na direção z, ± 100 μm na direção radial perpendicular ao eixo óptico *e* ± 1 mm na direção radial paralela ao eixo óptico. Sendo esse último menos preciso devido ao pequeno comprimento, de 2 mm, do volume de controle.

Nas simulações numéricas, efetuadas para a validação do modelo, considerou-se o caso em que a expansão axissimétrica ocorre de forma repentina ($\alpha = 90°$), além disso, os dados utilizados na comparação são os provenientes da direção radial perpendicular ao eixo óptico, visto que possuem maior precisão. As coordenadas foram adimensionalizadas pela altura do degrau obtido da diferença entre os diâmetros de entrada e saída do difusor, H = 15 mm, e as componentes da velocidade, pela velocidade da linha central, U_R = 2,51 m/s. Na Figura 5.10 a geometria simulada é bidimensional e axissimétrico, cuja origem do referencial foi colocada no eixo axissimétrico, abaixo do degrau, assim, considerou-se que, na horizontal, o domínio está compreendido entre $-2 < x/H < 40$ e na vertical entre $0 < y/H < 8/3$.

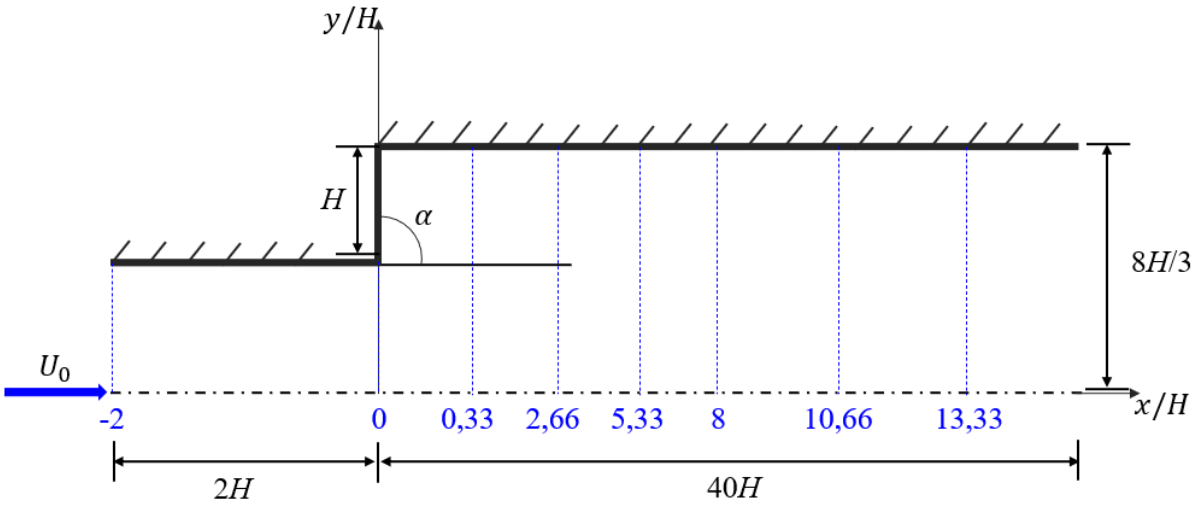


Figura 5.10 – Geometria do difusor onde α = 90° com 8 seções transversais. Fonte: Autora (2024)

As seções transversais são as regiões onde se monitorou os perfis de velocidade em distintos pontos ao longo da direção *y/H*. Na figura 5.11 se tem o domínio e as condições de contorno.

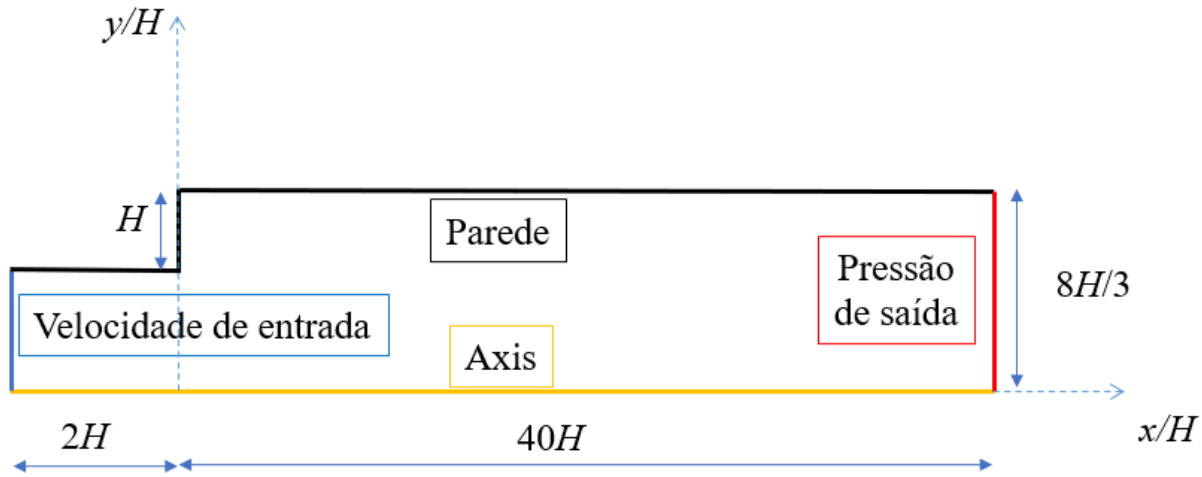


Figura 5.11 – Dimensões do domínio e condições de contorno. Fonte: Autora (2024)

Como condição de contorno na entrada, foi imposto um perfil de velocidade prescrita associado aos perfis da energia cinética da turbulência e sua taxa de dissipação. Os perfis de velocidade em *x* e *y* foram obtidos através de uma regressão não linear dos dados experimentais cedidos pela Ercoftac Classic Database caso 075, e, posteriormente, foram discretizados espacialmente para serem empregados na malha do domínio simulado. As equações obtidas

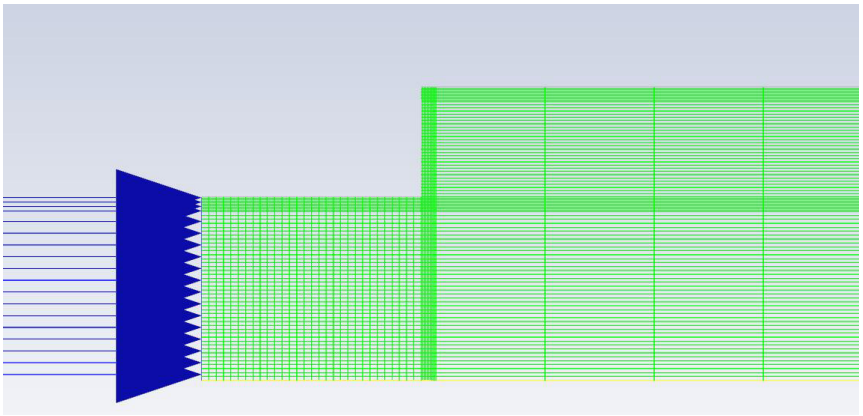
através das regressões não lineares para as componentes de velocidade nas direções x e y são, respectivamente: Para componente de velocidade em x:

$$\begin{aligned} -0{,}000000062914193075345 9 \cdot x^6 + 0{,}00000800238706801977 \cdot x^5 \\ + 0{,}0000582427059719941 \cdot x^4 - 0{,}00150034068552689 \\ \cdot x^3 + 0{,}0106657677365403 \cdot x^2 - 0{,}036885232049549 \cdot x \\ + 2{,}49421946184364 \end{aligned} \tag{5.9}$$

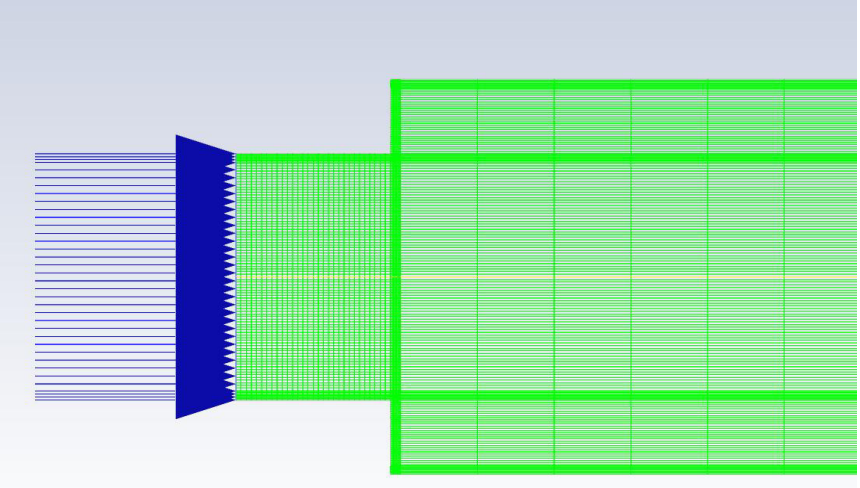
Para componente de velocidade em y:

$$\begin{aligned} -0{,}000000025133601556132 2 \cdot x^6 + 0{,}00000181993890118052 \cdot x^5 \\ - 0{,}0000501754814997371 \cdot x^4 + 0{,}000649124998385305 \\ \cdot x^3 - 0{,}00377807258974078 \cdot x^2 + 0{,}006 \cdot x \\ + 0{,}0321034512849327 \end{aligned} \tag{5.10}$$

Com relação aos perfis para a energia cinética da turbulência, κ, foi calculado com a Eq. 03 e a taxa de dissipação, ε e ω, referentes aos modelos κ-ε e κ-ω, foram obtidas com as equações. 07 e 08. A malha computacional foi construída conforme Nesic *et al.* (1993), com 93 x 80 nós resultando em 7440 células computacionais. Na figura 5.12 é possível visualizar a malha com a aplicação da condição de contorno de axissimetria.



(a)



(b)

Figura 5.12 – (a) Malha computacional – (a) Malha com aplicação da condição de axissimetria

Fonte: Autora (2024)

Na Figura 5.13 são comparadas as curvas das componentes de velocidade em *x* e *y*, oriundas das equações obtidas por meio de regressão não linear, com os dados experimentais de Stieglmeier *et al.* (1989), correspondente a secção transversal *x/H* = -2.

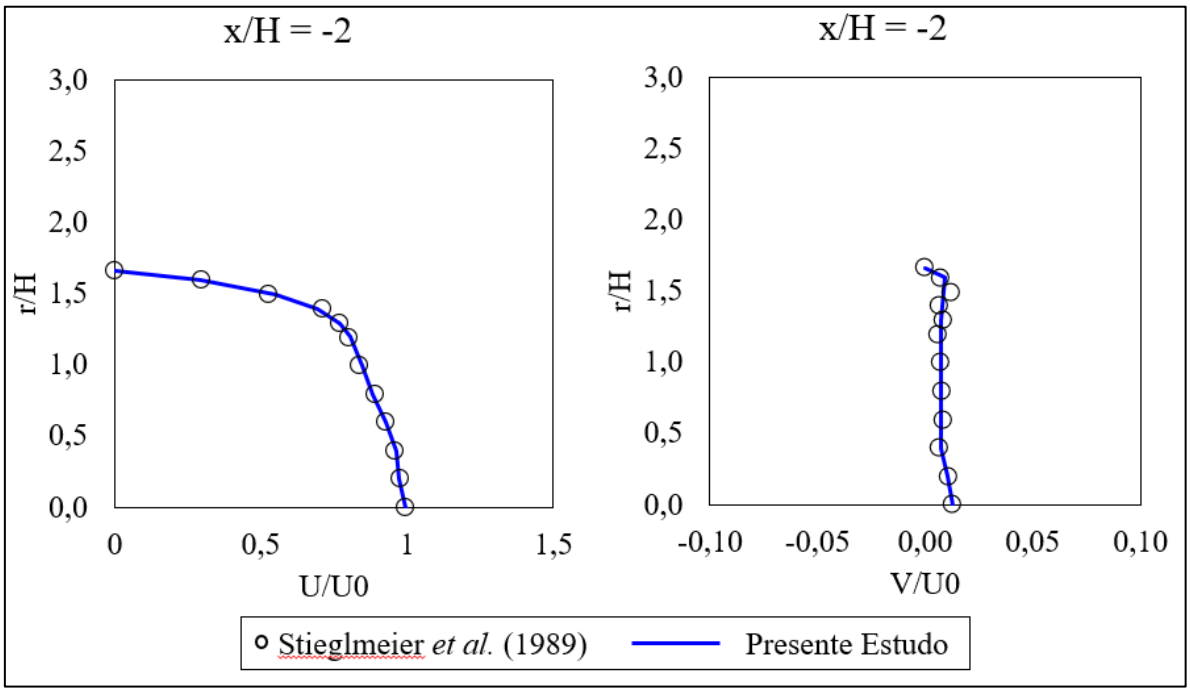


Figura 5.13 - Perfis dos componentes da velocidade na seção de entrada do domínio

Fonte: Autora (2024)

Observa-se que as curvas apresentam boa concordância com os dados experimentais. Assim como anteriormente aplicado, para inserir velocidade prescrita, taxa de dissipação turbulenta e energia cinética turbulenta, foi criado um arquivo TableData, com as posições dos

nós da malha ao longo da direção y/H que pertence à seção transversal x/H = -2. Essa estratégia foi também aplicada na validação onde se utilizou os dados experimentais de Driver e Seegmiller (1985).

Realizadas as simulações para todos os modelos propostos, o erro foi calculado empregando a mesma metodologia citada anteriormente, dessa vez foram monitorados 142 pontos espalhados pelo domínio. A diferença absoluta encontrada em cada ponto foi adimensionalizada pela velocidade de referência U_0 = 2,51 m/s. Em cada simulação se considerou a taxa residual igual a 10^{-06} e 5000 iterações para cada modelo.

Através da figura 5.14 é possível comparar tanto o erro quanto o tempo de processamento necessário para cada um dos 16 modelos. O tempo de processamento, assim como anteriormente, foi adimensionalizado por um tempo máximo, aqui adotado o tempo do modelo 11.

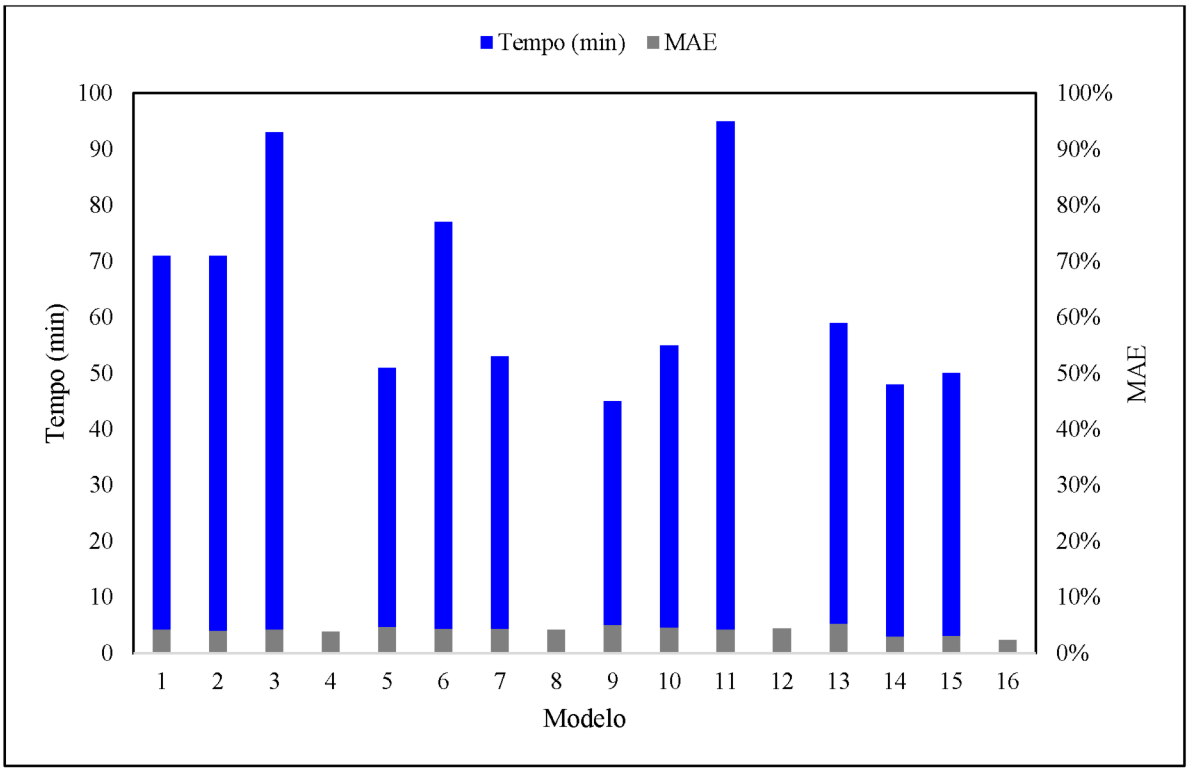


Figura 5.14 - Comparação entre modelos

Fonte: Autora (2024)

A grande maioria dos modelos não obteve convergência, porém os modelos em que se configurou o esquema de solução COUPLED para o acoplamento pressão velocidade a convergência ocorreu rapidamente. O modelo que mais se destacou foi o 16, que levou 02 minutos para solução convergir e o erro MAE foi de 2,31%. O maior erro MAE foi obtido pelo

modelo 13 que corresponde a 5,25%, e o modelo 11 foi que levou o maior tempo de simulação, aproximadamente 95 minutos.

Assim como na validação acima, na presente validação o modelo 16 (ver tabela 4.1) foi adotado para se comparar os resultados com os dados experimentais, já que o mesmo apresentou o menor MAE dentre os modelos simulados, e também por apresentar o menor tempo de processamento. Os perfis de velocidade horizontal são apresentados na Figura 5.15, que mostra as curvas dos dados experimentais produzidos por Stieglmeier *et al.* (1989) e os dados do presente estudo para as seções transversais de *x/H* (5,3; 10,6; 13,3).

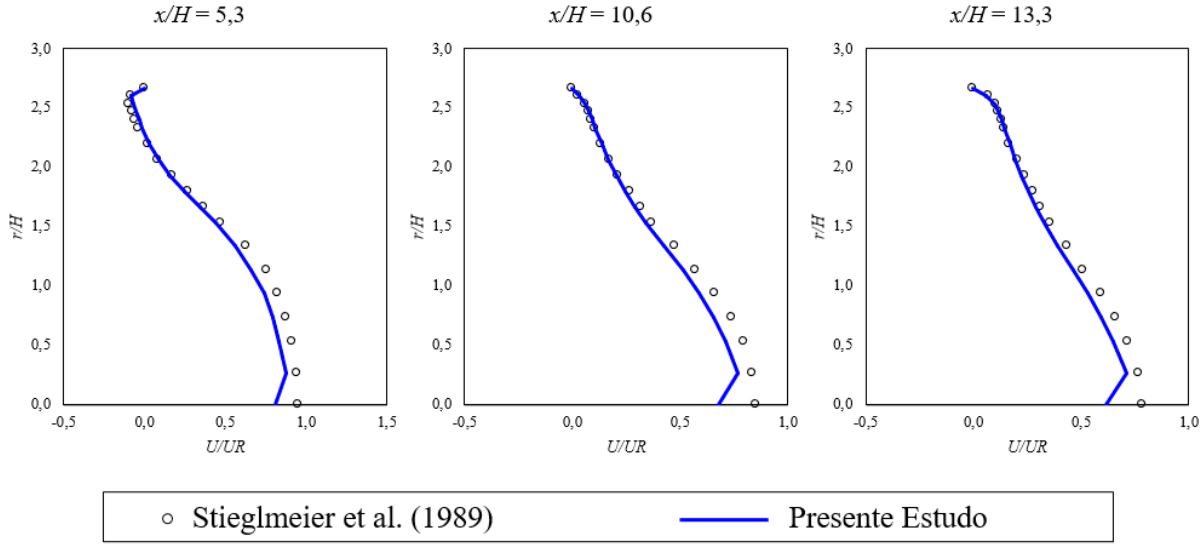


Figura 5.15 - Comparação entre os perfis de velocidade horizontal

Fonte: Autora (2024)

É possível observar na figura 5.15 uma boa concordância entre os resultados do presente estudo, quando comparados com os dados experimentais (Stieglmeier *et al.,* 1989). Para comprovar a acurácia da validação o erro entre esses resultados foi calculado com o indicador estatístico MAE para cada seção transversal apresentada na Figura 5.15, que podem ser consultados na Tab. 5.2 também consta os valores do MAE para a componente de velocidade em y para as mesmas secções transversais *x/H* 5,3; 10,6 e 13,3.

Tabela 5.2 – MAE das componentes de velocidade do presente estudo em relação a Stieglmeier *et al.* (1989)

x/H	MAE componente *x*	MAE componente *y*
5,3	3,59%	0,30%
10,6	3,67%	0,35%
13,3	3,03%	0,41%

Fonte: Autora (2024)

De forma análoga ao realizado pela componente de velocidade horizontal, os resultados gerados para as componentes da velocidade vertical, nas secções transversais em que x/H = 5,3; 10,6 e 13,3, são expostos na Figura 5.16.

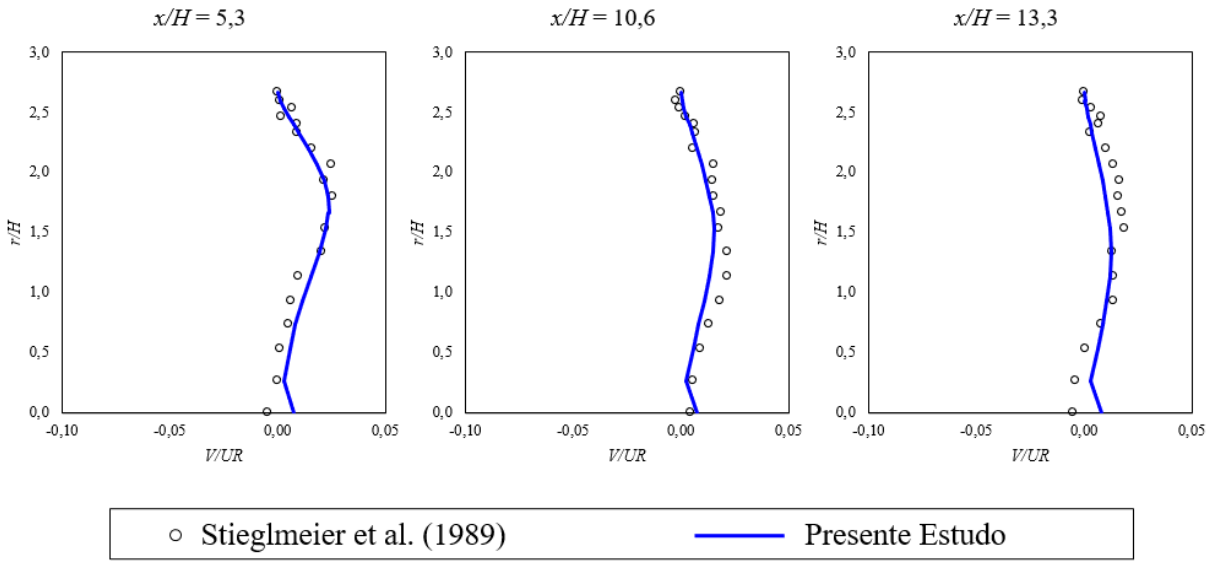


Figura 5.16 - Comparação entre os perfis de velocidade vertical. Fonte: Autora (2024)

5.4 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO COM BASE EM SUMIDA (2009)

Foi conduzida uma investigação experimental focada no escoamento turbulento pulsante dentro de um duto cônico divergente com um ângulo de 12°. Os experimentos foram realizados sob condições específicas, com números de Womersley variando entre 10 e 40, um número médio de Reynolds (R_{eta}) de 20000, e um número oscilatório de Reynolds (R_{eos}) de 10000.

Essas configurações experimentais foram selecionadas para simular um escoamento com características complexas, envolvendo tanto fluxos oscilatórios quanto um regime turbulento bem estabelecido. Durante os testes, foram realizadas medições da pressão estática ao longo da parede do duto e da velocidade axial em diversas seções transversais. O principal objetivo dessas medições foi avaliar o comportamento do aumento de pressão entre a entrada e a saída do duto divergente, em resposta ao incremento da vazão. Além disso, os experimentos permitiram uma comparação detalhada dos perfis de velocidade média da fase e da intensidade da turbulência ao longo do duto.

Esses parâmetros são cruciais para entender como o escoamento se desenvolve dentro de um duto cônico divergente e como diferentes condições de operação influenciam as

características do escoamento. O duto utilizado nos experimentos apresentava um ângulo de divergência total de $2\theta = 12°$, com uma razão de área $A_2/A_1 = 6{,}25$. Especificamente, o raio de entrada do domínio foi de $r_1 = 40$ mm, enquanto o raio de saída foi de $2{,}5r_1 = 100$ mm, resultando em uma expansão significativa do escoamento ao longo do duto.

Para garantir a clareza visual necessária durante as medições, o duto divergente foi construído em acrílico transparente. Além disso, dutos retos de vidro transparente, com comprimentos de 3700 mm e 4200 mm, foram acoplados à entrada e à saída do duto divergente, respectivamente. Isso permitiu a análise do escoamento em um ambiente controlado, proporcionando uma visualização clara do comportamento do fluido ao longo de toda a extensão do sistema. A representação visual do difusor, junto com suas regiões específicas, é apresentada na Figura 5.17, permitindo uma compreensão mais detalhada da configuração experimental e das áreas de interesse dentro do duto. Esses detalhes são essenciais para a análise dos resultados e para a validação das teorias e modelos que descrevem o comportamento do escoamento turbulento pulsante em dutos cônicos divergentes.

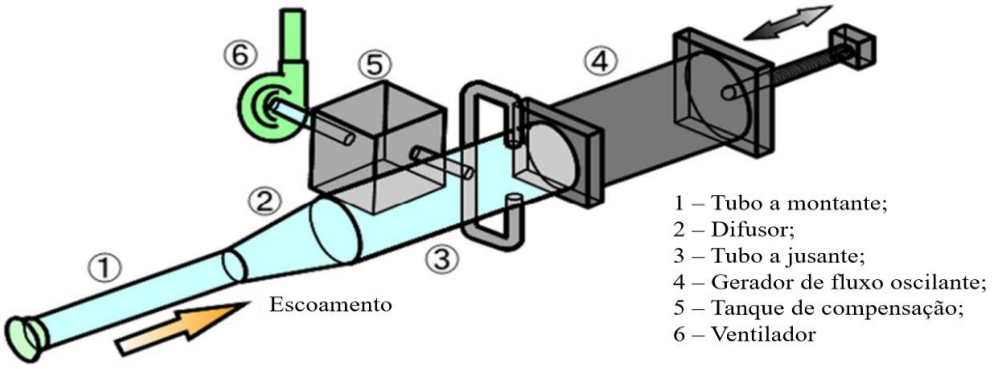


Figura 5.17 – Diagrama esquemático do aparato experimental
Fonte: Adaptado de Sumida (2016)

A Figura 5.18 mostra a representação do aparato experimental adimensionalizado pela medida do raio do duto a montante da região divergente, ou seja, r_1, juntamente com o sistema de coordenadas. A origem do sistema de coordenadas é o eixo do difusor na entrada do difusor; z é o comprimento medido ao longo do eixo do difusor a partir da entrada do difusor; R_z é a distância entre o eixo do difusor e a parede ao longo do eixo r_1 e L é o comprimento axial do difusor.

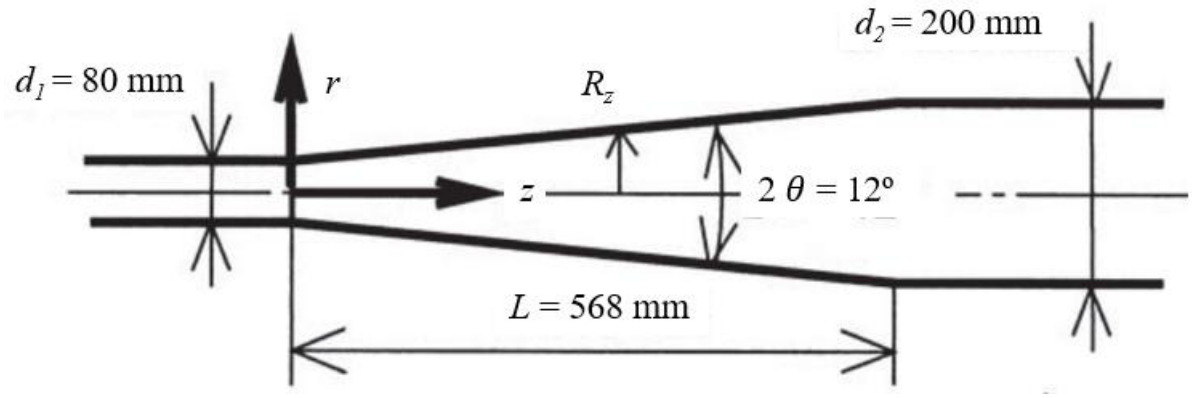


Figura 5.18 - Sistema de coordenadas e dimensões do tubo teste. Fonte: Adaptado de Sumida (2016)

Ademais, a pressão estática na parede foi medida em 11 seções entre z = -44,2 r_1 no duto reto a montante e z = 43,8 r_1 no duto reto a jusante, onde z é o comprimento medido ao longo do eixo axissimétrico que possui origem na entrada do duto divergente. As medições de velocidade foram realizadas com um anemômetro de fio quente, obtidas em 8 diferentes seções, no intervalo de $-4{,}0 < z/r_1 < 19{,}2$.

Para determinar a vazão de ar no tubo divergente, foram realizadas medições preliminares da velocidade axial em $z/d_1 = -2$ e do gradiente de pressão no tubo a montante. No primeiro, integrando as velocidades medidas ao longo da seção transversal, foi calculada uma vazão Q dependente do tempo. O resultado é mostrado na figura 5.19 em que, a linha sólida denota o primeiro componente fundamental desenvolvido pela série de Fourier, no qual o segundo e os componentes superiores são menos de 3% em comparação com o primeiro e são consideravelmente pequenos, o que confirma que o escoamento prescrito é realizado e também indica que uma taxa de escoamento senoidal é alcançada na forma (Sumida, 2009):

$$Q = Q_{ta} + Q_{os} \cdot \Theta \tag{5.11}$$

sendo $\Theta(= \omega t)$ o ângulo de fase e t o tempo.

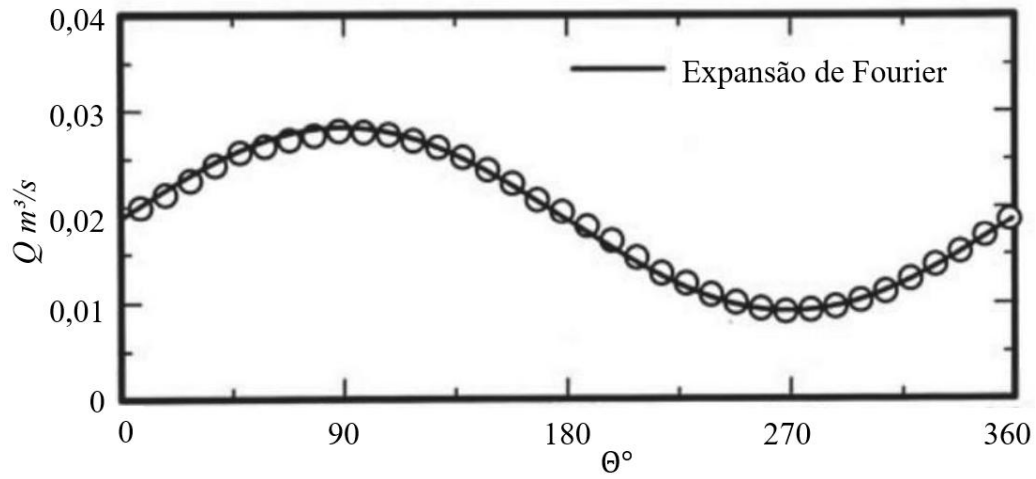


Figura 5.19 - Variação da vazão. Fonte: Adaptado de Sumida (2009)

A determinação de ω foi realizada utilizando a eq. 12 para o cálculo do número de Womersley, conforme o estudo de Sumida (2009):

$$\alpha = \left(\frac{d_1}{2}\right) \cdot \left(\frac{\omega}{\upsilon}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{4.12}$$

Em que α foi adotado como 20 e a viscosidade cinemática (ν) do ar foi considerada como $1{,}47\times10^{-5}$ m²/s. Com isso, obtemos ω = 3,675(s^{-1}). Além disso, foi apresentada a distribuição da velocidade média em quatro fases representativas, conforme ilustrado na Figura 4.20, que se observa que a distribuição de velocidade adquire uma forma saliente com o aumento de Θ, aproximadamente entre 0 e 270º.

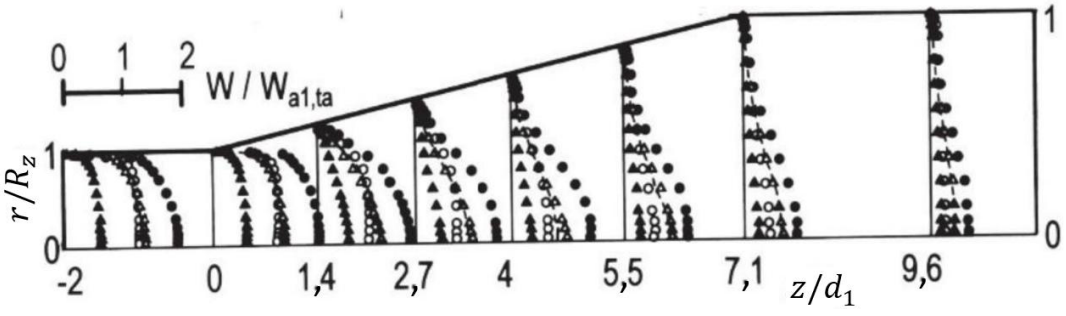


Figura 5.20 – Distribuição de velocidade, respectivamente: (◦: Θ = 0º, •: Θ = 90º, △: Θ = 180º, ▲: Θ = 270º)
Fonte: Adaptada de Sumida (2009)

Os resultados desse estudo demonstram que com o aumento do ângulo a distribuição da velocidade adquiriu uma forma saliente, indicando uma variação progressiva no perfil de

velocidade. Este comportamento destaca que o escoamento é mais concentrado em determinadas fases do ciclo.

Para validação se empregou da Metodologia Ar e a condição de contorno de axissimetria na simulação ao numérica de um conversor do tipo CAO permite simular numericamente o princípio de funcionamento do conversor empregando um domínio computacional simplificado. Inicialmente se construiu um domínio computacional com as coordenadas adimensionalizadas pelo raio de entrada (r_1). O domínio simulado é bidimensional e axissimétrico, cuja origem do referencial foi colocada no eixo axissimétrico (x) e na entrada da região cônica, assim, considerou-se que, na horizontal, o domínio está compreendido entre $-4{,}00 < z/r_1 < 39{,}20$ e na vertical entre $0 < y/r_1 < 2{,}5$. As condições de contorno bem como as dimensões do domínio simulado e a malha podem ser visualizadas na Figura 5.21.

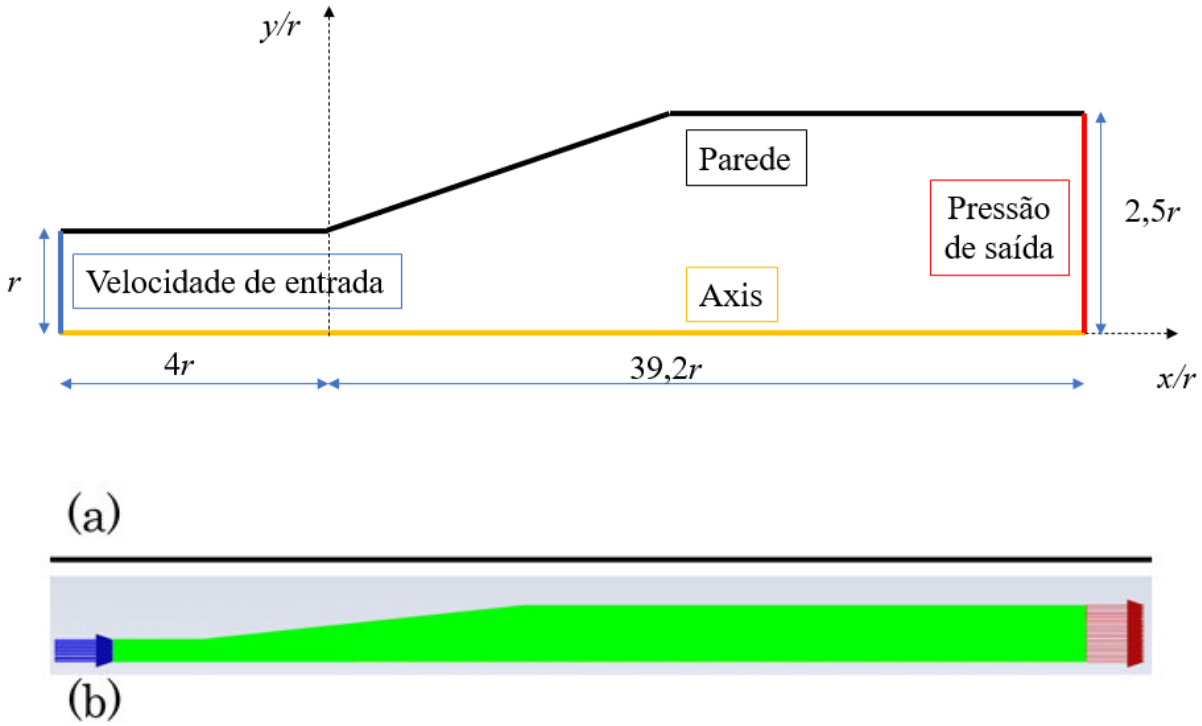


Figura 5.21 - Domínio computacional: (a) condições de contorno; (b) malha independente.

Fonte: Adaptada de Sumida (2009)

Em relação a discretização do domínio computacional, foi realizado teste de independência de malha. Para tal se utilizou 4 tipos diferentes de refino de malha, sendo calculada a Diferença Percentual Relativa (DPR) entre malhas tendo como parâmetro a velocidade axial do escoamento de ar. A malha independente continha 18.445 células computacionais regulares, com um valor de DPR de 0,0027%, e foi construída no *Design*

Modeler do pacote comercial ANSYS. A (Figura 4.32b) ilustra a malha independente que foi usada na validação do modelo computacional.

Para a condição de contorno de entrada, inicialmente se determinou o perfil de velocidades a partir da Eq. 4.13, que discretiza o escoamento em função do tempo. Tal equação foi obtida com base nos dados da vazão em relação aos ângulos dispostos na Figura 4.20, que foram extraídos manualmente com o auxílio do programa online *WebPlotDigitizer*. Após a obtenção dos dados da vazão e de manipulações matemáticas na Eq. 4.11, se realizou uma regressão não linear (apêndice A) a fim de calibrar os parâmetros da equação que resultou a Eq. 4.13:

$$u_{r1}\,(t, r_1) \;=\; 3{,}626788859182 \;+\; 1{,}92631800288939 \;\cdot\; sen(3{,}675 \;\cdot\; t) \tag{4.13}$$

Como complemento, uma discretização espacial foi desenvolvida a partir de regressões não lineares dos dados experimentais disponibilizados na sessão transversal z/d_1 = - 2 (equivalente a z/r_1 = - 4) da figura 3.30 que possibilitou ajustar os parâmetros da Eq. 4.14 para o presente estudo.

$$\Delta u \;= 1 - [c_1 \cdot exp(c_2 \;\cdot (r_1 1)^{c_3})] \;-\; (c_4 \;\cdot\; tan(c_5 \cdot r_1) \tag{4.14}$$

Sendo c_1 =-0,242073953958791, c_2 =-53687091,1999957, c_3 =-6996,21650602819, c_4 =0,0357439166493171 e c_5 = 0,0391310995133616, t o tempo (s) e r_1 o raio local do domínio simulado (mm). Com isso, a condição de contorno de entrada foi imposta considerando um diâmetro hidráulico de 80 mm associado a uma intensidade de turbulência de 5%, e o perfil de velocidade através da *User Define Function* (UDF) a seguir:

$$W \;= u_r(t, r) \cdot \Delta u \tag{4.15}$$

Além disso, como condição de contorno na saída se impôs uma pressão prescrita de 101325 P_a, representativa da atmosférica, com diâmetro hidráulico de 200 mm e intensidade de turbulência de 5%. No contorno superior empregou-se a condição de parede e no contorno inferior a condição de axissimétrica (ver Figura 4.2 a).

A fim de validar um modelo computacional que represente o escoamento de ar incompressível, axissimétrico, transiente e turbulento que ocorre no interior de um dispositivo do tipo CAO, a abordagem computacional depende da comparação ao das velocidades produzidas pelo presente estudo versus os dados experimentais de Sumida (2009). Para isso, os 16 modelos computacionais (ver tabela 5.1) foram simuladas no software *ANSYS FLUENT*, que

é baseado no MVF, e analisadas durante o processo de validação considerando dois parâmetros, o erro MAE (calculado pela eq. 8) e o tempo de processamento que cada modelo levou.

Ademais, em todos os modelos testados, o esquema de interpolação *Upwind* de Segunda Ordem foi empregado na discretização espacial da pressão e no trata mento dos demais termos advectivos. Já o resíduo para a solução das equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, assim como do modelo de turbulência, foi adotado 10^{-6}. Com relação ao passo de tempo se utilizou 3420 *Time Steps* e o *Time Step Size* foi de 0.0005 (s).

Destaca-se que para chegar a uma equação de velocidade a partir da eq. 15, se fez a divisão da equação pela medida de área da seção transversal z/d_1= -2.

Para que a equação 15 fosse utilizada como UDF na presente validação, primeiro se fez uma regressão não linear da eq. 13 para ajustar os parâmetros. Com isso foi possível comparar os valores calculados pela equação com os dados experimentais, como mostra a Figura 5.21

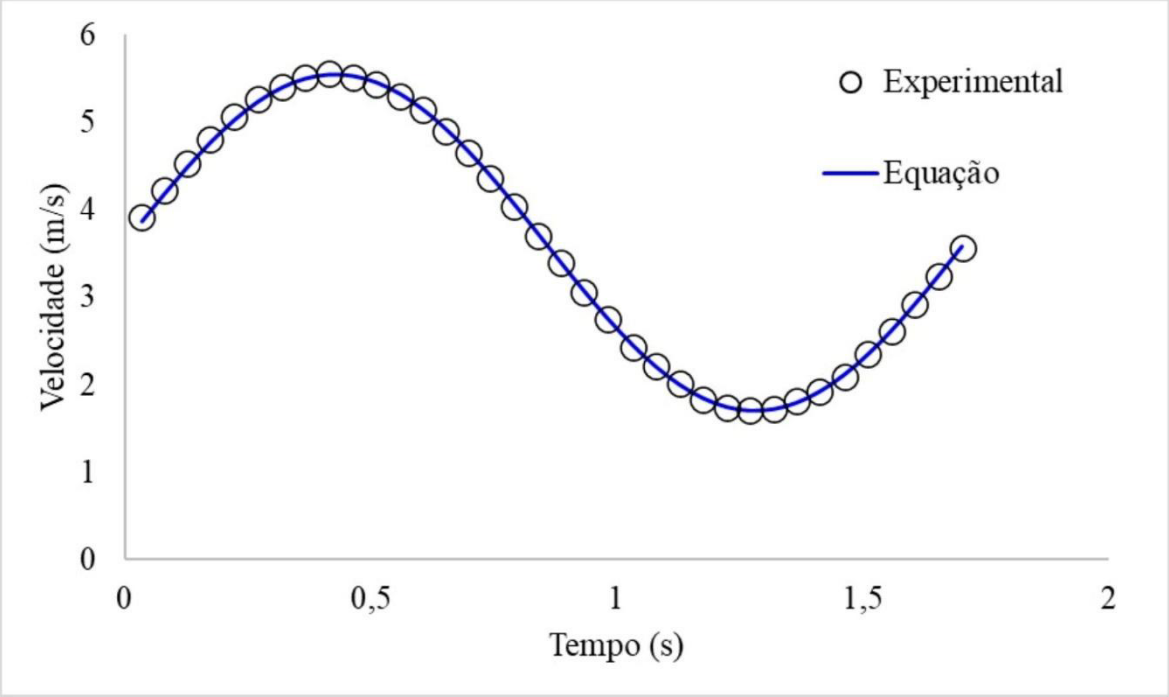


Figura 5.22 - Curvas geradas pelos dados experimentais versus os dados calculados pela equação 15. Fonte: Próprio Autor (2024)

A Figura 3.32 mostra uma proximidade entre os resultados e que a velocidade em função do tempo apresenta um comportamento senoidal. Para comprovar a acurácia o MAE entre os resultados foi de 1,99%. Com relação a equação 14, para calibrar os parâmetros, inicialmente se extraiu o perfil de velocidade das quatro fases da sessão transversal z/d_1 = -2, de forma manual com o auxílio do *WebPlotDigitizer*.

A partir das velocidades obtidas se realizou uma regressão não linear que resultou em um SQE (somatório do quadrado do erro) com um erro aproximadamente nulo para fase em que Θ = 0◦, com uma diferença de 0,0960 para Θ = 90◦, para Θ = 180◦ o erro foi 1,75 e para Θ = 270◦ o erro foi de 4,74. Após feitos os ajustes das eqs. 13 e 14, foi que se chegou à equação 15.

Durante as simulações, se monitorou as médias das velocidades em doze pontos distintos no sentido do eixo r_1/R_z, para cada fase em cada sessão transversal, como representado na figura 3.30. Com isso foi possível comparar a velocidade axial dos dados experimentais versus os dados numéricos produzidos pelo presente estudo que são mostrados na Figura 4.34

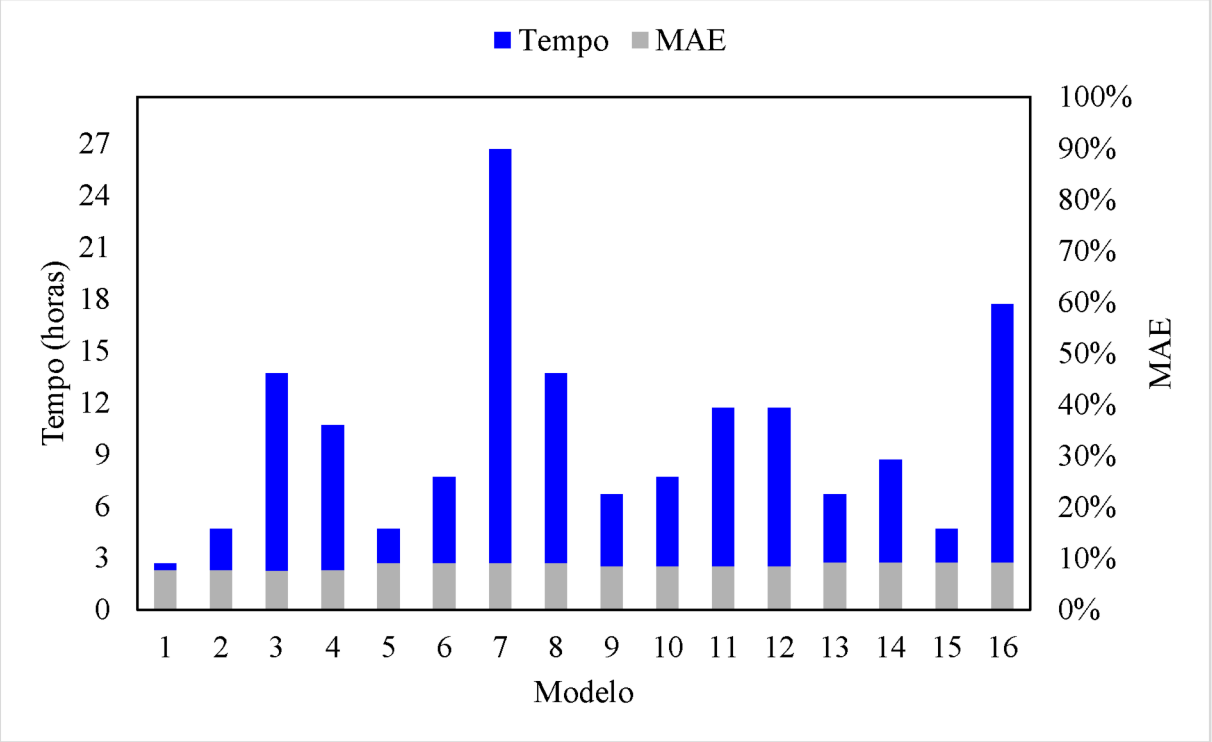


Figura 5.23 - MAE e tempo de processamento de cada modelo
Fonte: Próprio autor (2024)

Os casos que apresentaram o maior erro foram os que se utilizou o esquema de solução k – ω SST para o cálculo da turbulência. O caso que levou o maior tempo de simulação foi o caso 7 (levou 27h e 23min), este caso foi utilizado para obter o tempo de simulação dos demais casos em termos de porcentagem. O caso que apresentou o menor erro foi o caso 3 com o MAE de 4,35%, mas este caso levou 14h e 06min para concluir a simulação. O caso que levou o menor tempo de simulação foi o caso 1, cerca de 3h e 49 min e o MAE deste foi 4,60%.

5.5 ESTUDO DE CASO

A partir da etapa de validação/verificação realizada acima, um estudo de caso foi desenvolvido visando realizar simulações numéricas dos 16 modelos (Tabela 4.1) considerando um domínio computacional semelhante ao melhor caso obtido em Pinto Jr. *et al.* (2024), onde foram avaliadas 100 geometrias e a configuração que apresentou maior potência hidropneumática útil foi aquela definida pelos graus de liberdade $H_1/L_1 = 0{,}1$ e $H_2/L_2 = 0{,}81$, correspondente à condição extrema $L_2 = L_3$, cujas medidas e a malha podem ser observadas na Figura 5.24.

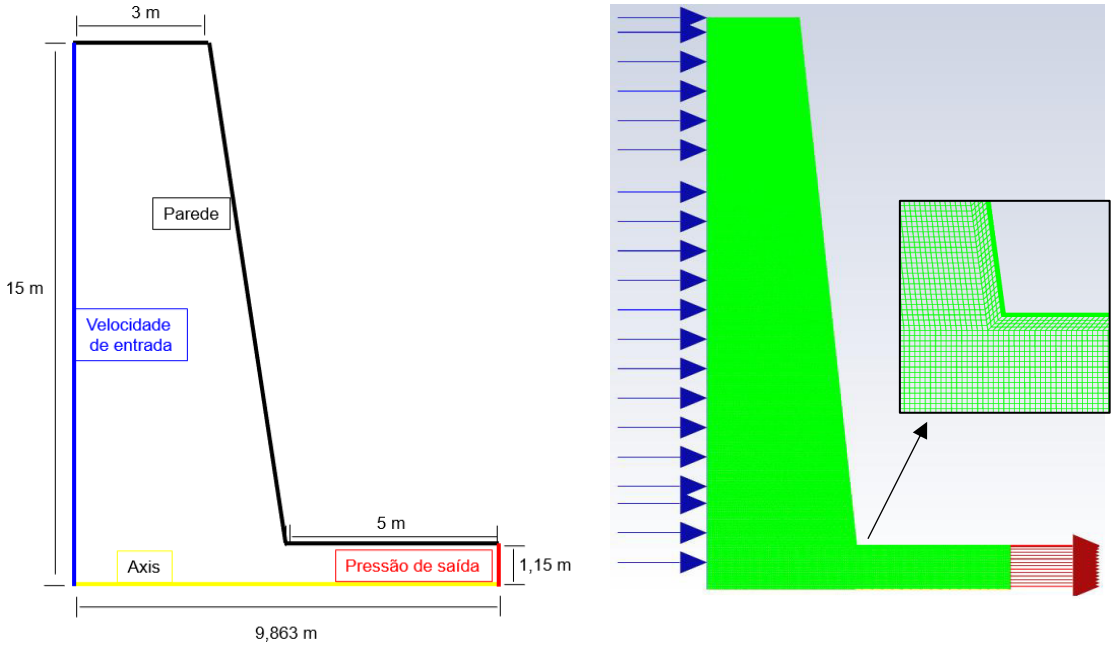
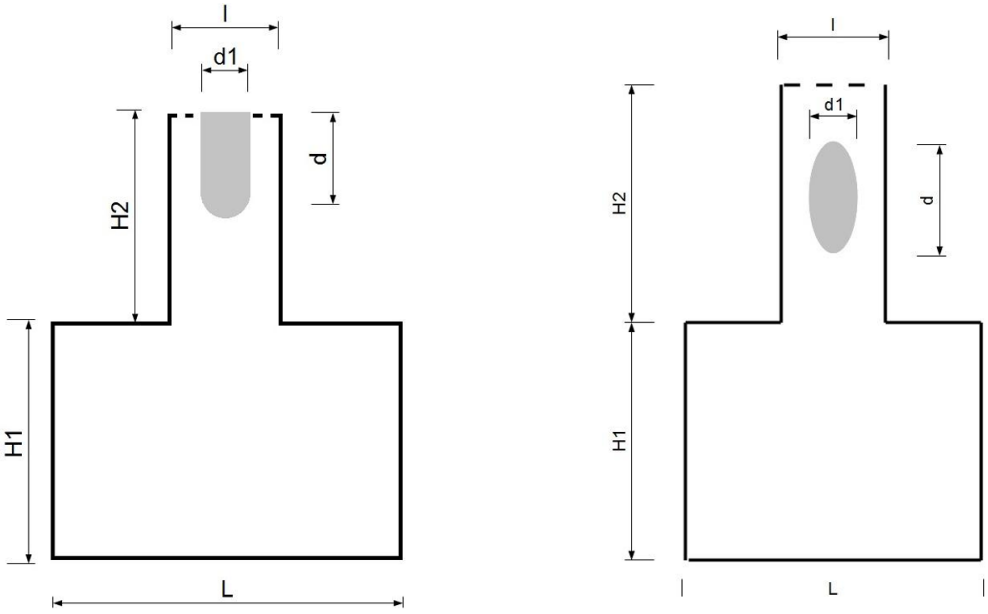


Figura 5.24– (a) Medidas e condições de contorno do domínio computacional (b) Malha computacional com células elemento *size* médio 30 (mm).
Fonte: Autora (2024)

A escolha dessas medidas da restrição que representa a presença da turbina vem da pesquisa de Gomes *et al.* (2015), que testou e comparou a utilização de dois tipos de restrição física na saída do dispositivo CAO, com o intuito de representar a influência da perda de carga da turbina no escoamento do ar pelo conversor, adotando a metodologia VOF. Das restrições consideradas na pesquisa, definidas como Restrição A (corpo rombudo) e Restrição B (forma elíptica).

A escolha dessas medidas vindas da pesquisa de Gomes *et al.* (2015), se deu visto que foi testado e comparado a utilização de dois tipos de restrição física na saída do dispositivo CAO, com o intuito de representar a influência da perda de carga da turbina no escoamento do

ar pelo conversor, adotando a metodologia VOF. Das restrições consideradas na pesquisa, definidas como Restrição A (corpo rombudo) e Restrição B (forma elíptica), como se pode ver na Figura 4.36



(a) (b)

Figura 5.25 – Representação esquemática da restrição física na saída do dispositivo CAO: (a) Restrição A – Corpo rombudo, (b) Restrição B – Corpo elíptico Fonte: Gomes *et al.* (2015)

Neste estudo foram testadas algumas dimensões de restrição física, considerando as duas situações, conforme a Tabela 5.3

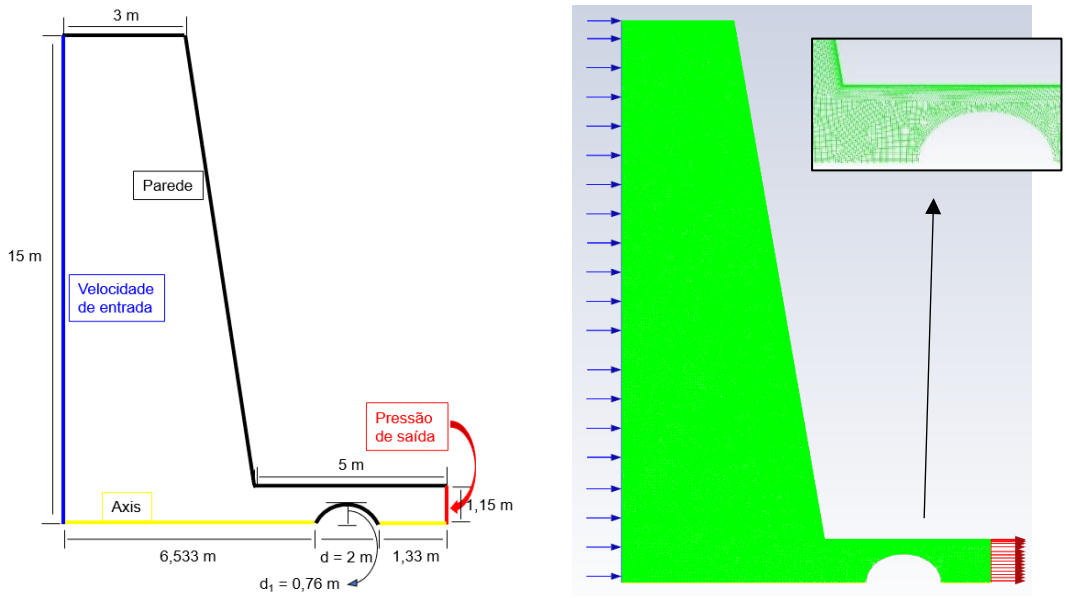
Tabela 5.3 – Dimensões da restrição física

Restrição	Restrição A		Restrição B	
	d_1 [m]	d [m]	d_1 [m]	d [m]
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
1	0,3176	1,1588	0,3176	2,0000
2	0,7176	1,3588	0,7176	2,0000
3	1,1176	1,5588	1,1176	2,0000
4	1,5176	1,7588	1,5176	2,0000
5	1,9176	1,9588	1,9176	2,0000
6	2,1176	2,0588	2,1176	2,0000

Fonte: Próprio autor (2026)

Segundo o autor, a restrição B foi considerada mais realística pelo fato de ser simétrico na horizontal e na vertical, oferecendo resistência ao escoamento tanto representando, assim, o efeito da turbina. Das restrições testadas, se verificou que o caso 4 por representar a perda de carga da presença da turbina sem prejudicar o escoamento.

Seguindo as recomendações de geometria do caso ótimo de Pinto Jr. *et al.* (2024), que obteve a potência disponível teórica de 16954,8 kW, somado ao caso 4 da Restrição B do trabalho desenvolvido por Gomes *et al.* (2015), se obtém o domínio computacional conforme a Figura 5. 26a. Na Figura 5.26b se tem a malha com 84306 células computacionais e, junto ao domínio se tem medidas da geometria e também as condições de contorno adotadas na presente pesquisa.



(a) (b)

Figura 5.26 – (a) Medidas e condições de contorno do domínio computacional com restrição em formato semi-elíptico (b) Malha computacional com células elemento size médio 30 (mm). Fonte: Próprio autor (2026)

Na condição de contorno *velocity inlet* foi inserido um arquivo (*table data*) contendo um perfil de velocidade transiente com duração de 15 min. Nas simulações o *time step size* foi de 0.1 (s). Os 16 modelos foram simulados no código comercial ANSYS FLUENT 2019 R3. Se inseriu uma sonda numérica do tipo *line* de coordenadas (7.533, 1.15) e (7.533, 0.76) para monitorar a vazão mássica e a pressão total na região onde consta a restrição que representa a presença da turbina.

Para a análise do melhor modelo, dois parâmetros foram considerados, o modelo que gerar a maior potência hidropneumática útil e o tempo de processamento de cada simulação.

5.5.1 Potência hidropneumática útil x tempo de processamento

Realizadas as simulações para os 16 modelos propostos, a potência hidropneumática útil foi calculada por meio do produto da pressão total pela vazão volumétrica, medidos na região onde se inseriu a restrição, a vazão volumétrica por sua vez pode ser obtida pela razão entre a vazão mássica e a massa específica do fluido em escoamento, nesse caso o ar (1,225 kg/m³).

A vazão mássica registrada por cada modelo está entre 556,26 e 558,85 kg/s (ver na Tab. 5.2 a vazão mássica de cada modelo) e a vazão mássica registrada pelo caso com maior potência hidropneumática teórica de Pinto Jr *et al.* (2024) foi de 557,79 kg/s. Nesse parâmetro não é possível notar uma diferença significativa entre as vazões registradas pelos modelos aqui testados e o registro do melhor caso do estudo citado visto que a vazão se manteve praticamente constante.

Em termos percentuais, a Figura 5.27 ilustra que a diferença entre as vazões registradas pelos modelos simulados no presente estudo com a vazão obtida pelo melhor caso de Pinto Jr *et al.* (2024), não passa de 0,3%.

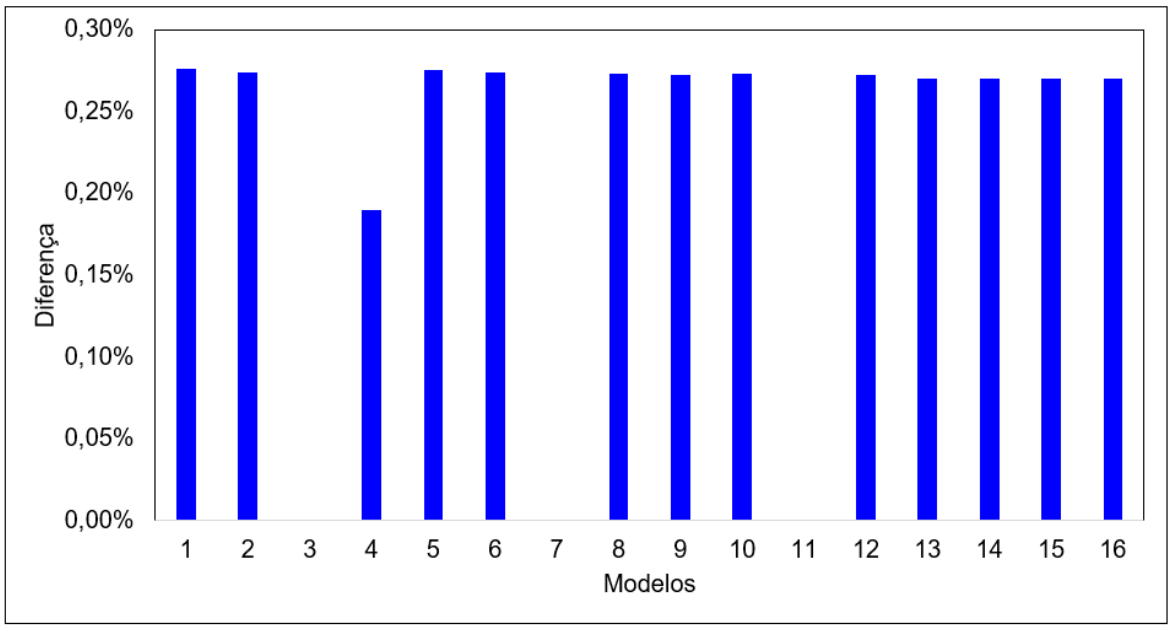


Figura 5.27 - Diferença percentual entre as vazões registradas por cada modelo em comparação com a vazão do melhor caso de Pinto Jr *et al.* (2024)
Fonte: Próprio autor (2026)

Destaca-se que a alta precisão dos modelos computacionais aqui simulados, comparado ao estudo de referência de Pinto Jr. *et al*. (2024) é particularmente relevante porque o presente estudo considera a restrição física da turbina, enquanto o modelo de referência não o faz. Essa concordância indica que a restrição física da turbina tem um impacto desprezível na vazão

mássica de ar para o regime hidrodinâmico analisado. Isso valida a metodologia aqui adotada como uma representação fiel do estado da arte.

Com relação a pressão total, houve alterações entre os modelos testados e o mesmo dado registrado em Pinto Jr *et al.* (2024), que foi de 11667,29 Pa. Dentre os dados disponíveis na Tab. 5.2, consta a pressão total registrada por cada modelo.

Tabela 5.4 – Dados obtidos por cada modelo no presente estudo

Modelos	Vazão Mássica [kg/s]	Pressão Total [P_a]	Potência [kW]	Potência Ajustada [kW]	Tempo de Simulação [Dias]
1	556,25	13629,06	20023,73	328,83	28
2	556,26	13621,84	20021,78	328,67	24
3					
4	558,85	13304,63	19387,19	329,83	26
5	556,25	20165,72	25349,83	328,67	25
6	556,26	13621,81	20021,25	328,69	26
7					
8	556,27	13622,11	20022,40	328,68	25
9	556,27	13618,64	20006,13	328,76	13
10	556,27	13626,87	20026,84	328,77	25
11					
12	556,27	13627,25	20029,20	328,80	24
13	556,28	13975,37	20439,33	328,24	6
14	556,29	13974,47	20439,07	328,23	20
15	556,28	13975,73	20440,52	328,16	20
16	556,29	14016,78	20504,17	328,23	15

Fonte: Próprio autor (2026)

Na Figura 5.28, mostra as diferenças percentuais da pressão total registrada por cada modelo na região da restrição que corresponde a presença da turbina em relação a pressão total

do melhor caso. Destaca-se que todos os modelos simulados apresentaram pressões superiores a pressão registrada pelo melhor caso de Pinto Jr *et al.* (2024), esse aumento de fato era esperado, devido a diminuição da passagem de ar na região monitorada.

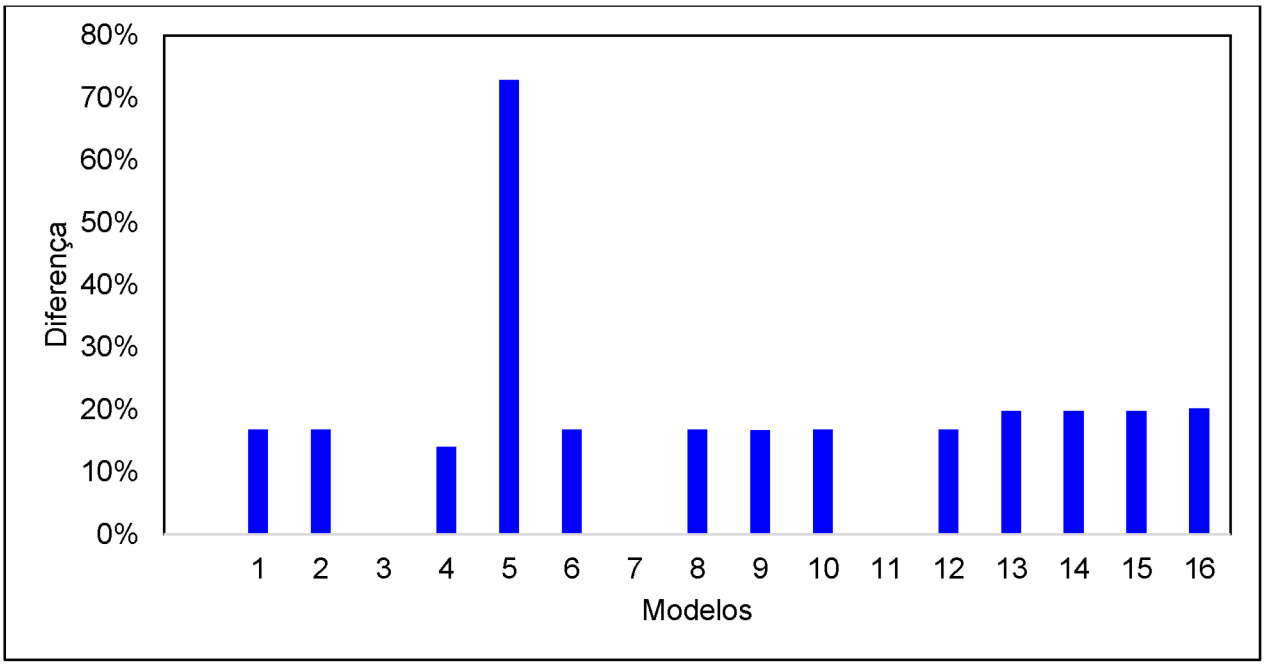


Figura 5.28 – Pressão total obtida por cada modelo
Fonte: Próprio autor (2026)

Com exceção do Modelo 5, a maioria dos modelos apresentou uma pressão total entre 13304,63 Pa e 14016,78 Pa. Isso representa um aumento médio de aproximadamente 17,58% em relação ao dado de 2024. O Modelo 5 é um ponto fora da curva (*outlier*), registrando 20165,72 Pa, o que representa uma elevação drástica de 72,84% em comparação à referência. Este comportamento sugere uma mudança significativa nas condições de simulação ou geometria para este caso específico. A menor diferença foi registrada pelo modelo 4, com 14,03%.

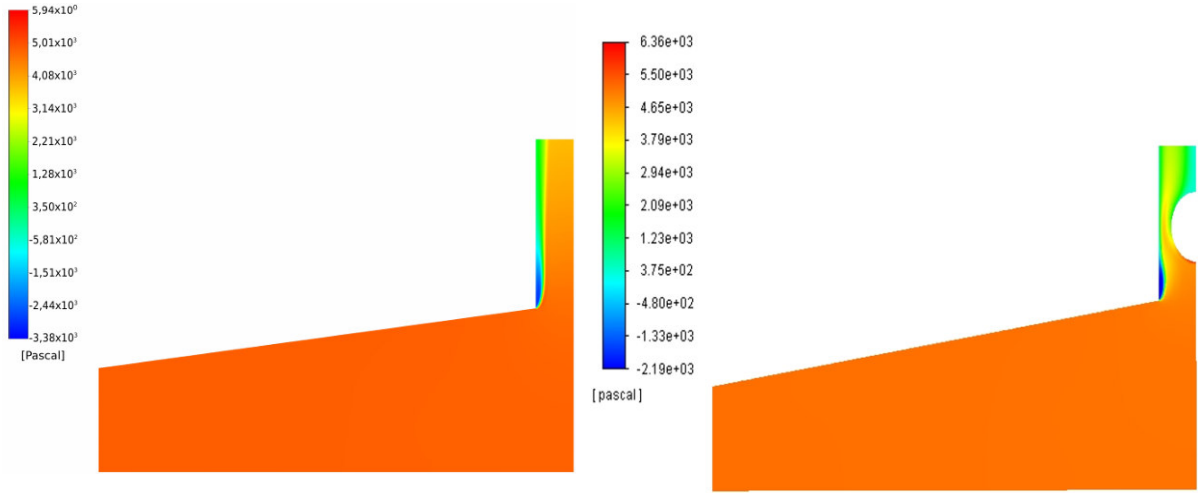
Os modelos 1, 2, 6, 8, 9, 10 e 12 mantêm valores muito próximos entre si, indicando que as variações entre essas configurações (funções de parede e esquemas de solução turbulência e acoplamento pressão velocidade) não impactaram severamente a pressão total. Em comparação com o dado de referência esses modelos apresentaram uma diferença de aproximadamente 16,75%.

Os modelos 13 a 16 mostram um novo patamar de pressão, ligeiramente superior, registrando uma diferença em torno de 19,79%. O ponto mais interessante desta análise é o Modelo 13. Embora ele apresente uma pressão superior à referência, o fato de ele convergir em

apenas 6 dias — comparado aos 28 dias do Modelo 1 ou aos 24-26 dias dos demais — representa um ganho de eficiência temporal de aproximadamente 75%.

Ao restringir a seção transversal por onde o fluido deve passar, ocorre um aumento na resistência ao escoamento. Para manter a vazão mássica (que nos modelos gira em torno de 556 kg/s), o sistema exige uma pressão estática e dinâmica maior, elevando a pressão total. Esse fenômeno é fundamentado pela equação da continuidade e pelo princípio de Bernoulli: uma redução na área implica em aumento de velocidade e, consequentemente, em maiores perdas por atrito e pressão.

A análise visual da Figura 5.29 corrobora os dados numéricos apresentados na Tabela 5.2. Observa-se que o campo de pressão total do Modelo 13 apresenta zonas de maior intensidade (principalmente em contato com a restrição) em comparação ao modelo de Pinto Jr *et al*. (2024). Esse comportamento é o resultado direto da diminuição da passagem de ar implementada neste estudo, que induz uma maior perda de carga e, consequentemente, eleva os níveis de pressão total no domínio.



(a) (b)

Figura 5.29 – Pressão total (a) Melhor caso de Pinto Jr *et al*. (2024) (b) Modelo 13. Fonte: Autora (2024)

É importante notar que pressões extremas são inviáveis na prática. Por isso, dispositivos do tipo CAO geralmente utilizam válvulas de alívio para limitar a pressão interna. Essa medida assegura que as turbinas operem sob condições menos severas, preservando a integridade do equipamento (Falcão e Henriques, 2015).

Como mencionado anteriormente, os parâmetros para determinar o modelo a ser analisado seria a estimativa da potência hidropneumática útil, calculada pela Eq. 2.17 e o tempo de processamento de cada modelo. Através da Figura 5.30 é possível verificar a diferença

percentual da a potência hidropneumática útil de cada modelo em relação a potência obtida pelo melhor caso de Pinto Jr *et al.* (2024).

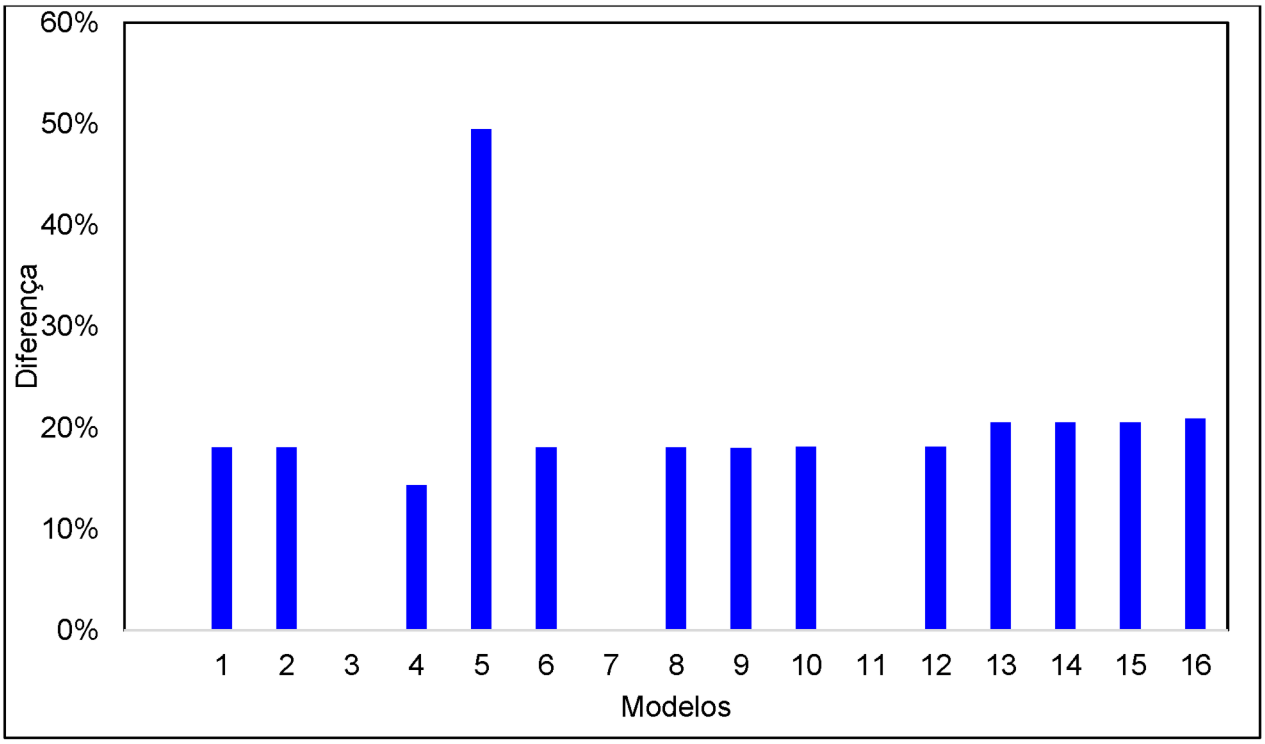


Figura 5.30 – Diferença da Potência Hidropneumática útil percentual em comparação com

Fonte: Autora (2024)

Ao desprezar a vazão mássica (por ter apresentado uma diferença de 0,3% em relação ao mesmo dado em Pinto Jr *et al.* (2024) e manter a restrição, se tem um aumento da pressão estática para compensar a diminuição de área, resultando em uma potência hidropneumática maior.

Os modelos 3, 7 e 11 apresentaram uma instabilidade numérica. Esses modelos não possuem em comum apenas a função de parede. O modelo 5 foi o modelo que apresentou a maior potência hidropneumática útil, aproximadamente 50% superior ao dado de referência. Já onde se obteve a menor potência foi o modelo 4, cerca de 14% superior a potência calculada em Pinto Jr *et al.* (2024). Quanto aos modelos 1, 2, 6, 8, 9, 10 e 12 as diferenças são de 18% superior e para finalizar, os modelos 13, 14, 15 e 16 as diferenças giram em torno de 20%.

É importante reforçar, novamente, que é pouco provável conseguir alcançar essa potência com um único dispositivo ou um único sistema turbina-gerador elétrico. Porém, esse valor talvez possa ser atingido através de uma "fazenda" de conversores CAO, com vários dispositivos atuando em paralelo.

Como o tempo de processamento de cada modelo também é um parâmetro a se considerar para definir o melhor modelo, temos na Figura 5.31 essa informação na forma percentual, tendo como referência o tempo de processamento do modelo que mais tempo levou para concluir a simulação, aproximadamente 26 dias.

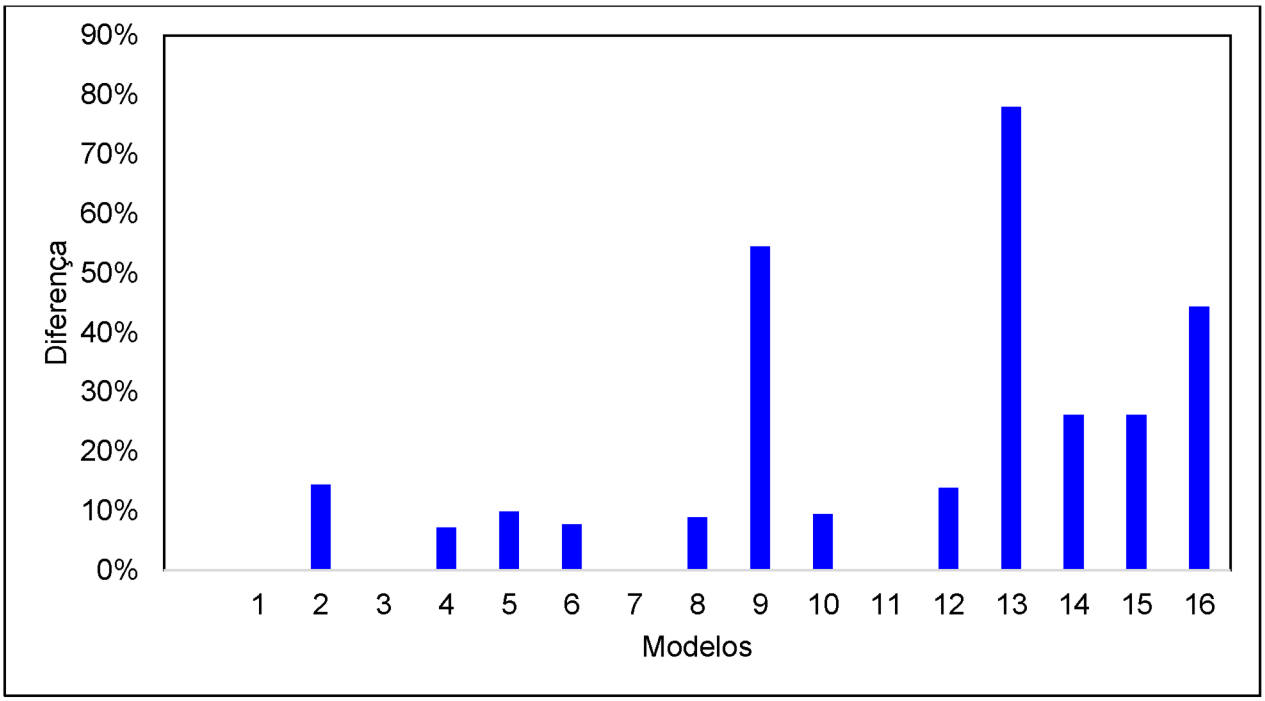


Figura 5.31 – Percentual de tempo de processamento de cada modelo em relação ao caso mais lento
Fonte: Próprio autor (2026)

O modelo 13 é o grande destaque positivo em termos de eficiência. Se o modelo 1 é a referência (o mais lento, com ≅ 26 dias) e o 13 apresenta uma diferença de aproximadamente 80%, isso significa que ele é 80% mais rápido, reduzindo o tempo de simulação drasticamente.

A Figura 5.31 apresenta a economia de tempo de processamento obtida por cada modelo em relação ao caso de maior custo computacional (modelo 1), que demandou aproximadamente 26 dias de simulação. Observa-se que o modelo 13 apresentou o melhor desempenho em termos de eficiência, sendo cerca de 80% mais rápido que a referência. Em termos absolutos, essa otimização reduziu o tempo de processamento de 26 dias para pouco mais de 5 dias, uma economia crucial para a viabilidade do cronograma de testes. Outros modelos, como o 9 e o 16, também mostraram reduções significativas (superiores a 40%).

Com o intuito de aproximar ainda mais os resultados aqui simulados ao de um caso real, a potência de cada caso foi limitada a 500 kW, mesmo valor observado nas centrais Energetech e Limpet (Gomes, 2010; Wavegen, 2002; Heath, 2001). Na Figura 5.32, mostra como ficou as potências de cada modelo ajustadas, considerando uma “válvula de alívio” em comparação com a mesma limitação aplicada na referência.

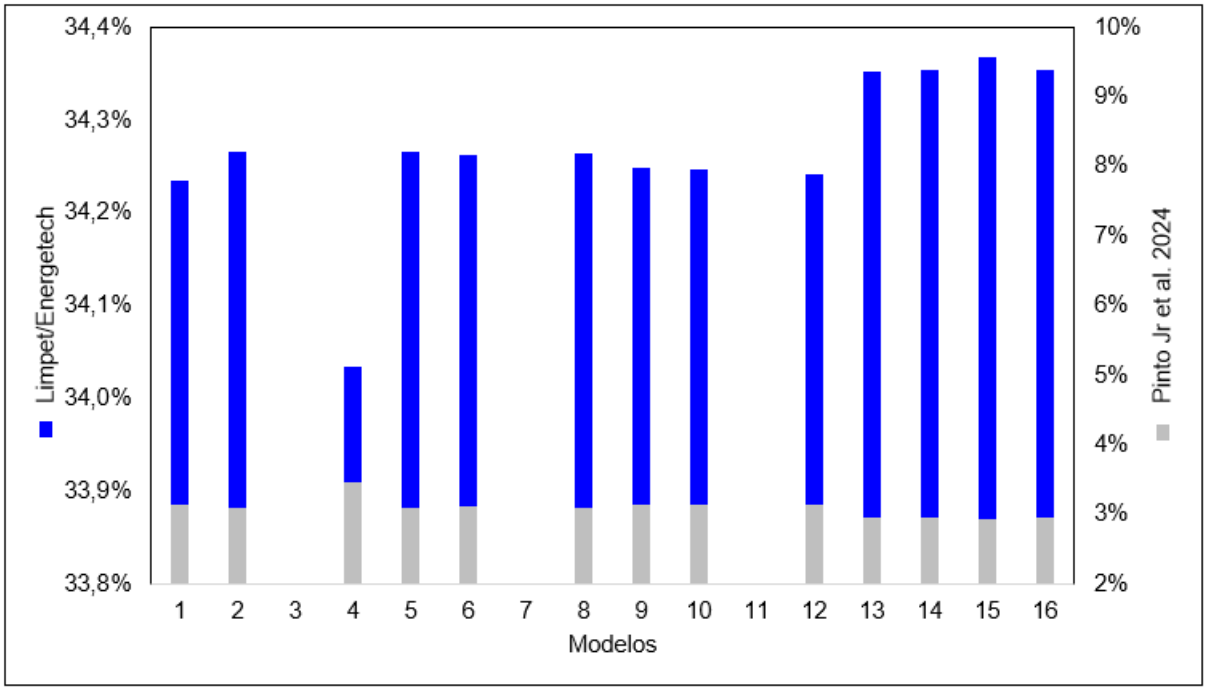


Figura 5.32 – Diferença da potência limitada de todos os 16 modelos comparado com a pesquisa de Pinto Jr *et al.* (2024) e as plantas de Limpet/Energetech
Fonte: Autora (2024)

A Figura 5.32 ilustra o desempenho comparativo das potências limitadas pela válvula de alívio, estabelecendo um paralelo entre os resultados desta pesquisa e dados consolidados da literatura e de centrais reais. Ao confrontar os dados obtidos com o estado da arte definido por Pinto Jr. *et al*. (2024), observa-se uma diferença de 3,0% (representado pela base cinza e quantificado no eixo secundário à direita). Já a análise em relação às plantas em escala real, Limpet e Energetech, revela uma diferença no patamar de 34,2% a 34,4%, conforme indicado no eixo principal à esquerda.

Se considerarmos que as plantas Limpet e Energetech possuem uma capacidade nominal de projeto de 500 kW, a potência atingida pelo Modelo 4 atingiu uma eficiência de aproveitamento de 65,97% (aproximadamente 66%) da capacidade total de um protótipo de grande escala.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho apresenta a modelagem computacional de um conversor de energia das ondas em energia elétrica do tipo CAO. A abordagem axissimétrica adotada mostrou-se adequada, pois permite representar o comportamento fluidodinâmico do sistema em escala real, sem comprometer a precisão dos resultados em comparação a outras metodologias. Além disso, a metodologia utilizada, ao impor a variação da velocidade do escoamento de ar na entrada da câmara hidropneumática como condição de contorno com dados reais de estado de mar, viabiliza a análise do desempenho do conversor a partir de resultados mais realísticos.

Foram realizadas validações e verificações com o objetivo de determinar o modelo mais adequado. Na maioria das análises, considerou-se um escoamento incompressível, turbulento e transiente, em um domínio bidimensional axissimétrico. As equações de conservação de massa e de quantidade de movimento, bem como o tratamento das tensões de Reynolds, foram resolvidas numericamente por meio do método dos volumes finitos, utilizando-se o software ANSYS FLUENT® (Ansys Fluent, 2009; Patankar, 1980; Versteeg; Malalasekera, 2007).

A consolidação do modelo computacional proposto nesta tese foi viabilizada por um rigoroso protocolo de validações e verificações incrementais. Inicialmente, a validação baseada nos dados experimentais de Driver e Seegmiller (1985), embora focada em um escoamento bidimensional e estacionário sobre um degrau descendente, representou o marco inicial para o domínio das ferramentas de fluidodinâmica computacional. Esta etapa permitiu a calibração dos processos de construção geométrica no Design Modeler, refinamento e exportação de malha, além da implementação de condições de contorno via Table Data no ANSYS Fluent, fundamentadas em equações de velocidades (componentes x e y) obtidas por regressões não lineares dos dados originais.

Complementarmente, a verificação com Conde (2007) proporcionou uma análise comparativa tripartida entre os dados desta pesquisa, os de Driver e Seegmiller e os do referido autor. Esta etapa foi determinante para a integridade numérica do trabalho, ao adotar o critério de resíduo inferior a 10^{-5} para garantir que o erro de discretização fosse desprezível, estabelecendo assim o padrão de convergência para os modelos subsequentes.

A transição para geometrias complexas ocorreu com a validação de Stieglmeier *et al.* (1989). Ao replicar o escoamento turbulento com a condição de contorno de axissimetria, esta fase validou a configuração estrutural adotada na presente tese. A sofisticação dos dados de entrada evoluiu com a criação de arquivos *Table Data* que incluíram não apenas os perfis de

velocidade, mas também a taxa de dissipação e a energia cinética turbulenta como condições iniciais.

A etapa culminante do processo de validação deu-se com o estudo de Sumida (2009), cujas características de escoamento em difusores — transiente, turbulento e incompressível — alinham-se diretamente aos objetivos desta pesquisa. A implementação de uma User Defined Function (UDF), alimentada por dados extraídos via *WebPlotDigitizer*, permitiu a modelagem precisa do perfil de velocidades espaço-temporal na entrada do domínio, consolidando o modelo de destaque para a análise final.

Por fim, a aplicação prática do modelo validado foi realizada em um estudo de caso integrando a presença da turbina no duto para a quantificação das perdas de carga. Utilizando o Erro Médio Absoluto (MAE) como métrica de desempenho em todos os 16 modelos testados (Tabela 4.1), verificou-se a capacidade do modelo ajustado por Sumida em captar fielmente a física do escoamento. O domínio computacional deste estudo de caso, fundamentado nos trabalhos de Pinto Jr. *et al*. (2024) e nas restrições de Gomes *et al*. (2015), ratificou a robustez da metodologia empregada, permitindo a identificação definitiva da configuração numérica mais eficiente para a simulação de turbinas em dutos.

6.1 DEFINIÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

A definição do modelo numérico axissimétrico, desenvolvido para resolver as equações de conservação em um domínio representativo de um dispositivo de Coluna de Água Oscilante (CAO) sob regime turbulento e transiente, foi consolidada mediante um rigoroso processo de validação, verificação e análise de estudo de caso. Ao todo, cinco experimentos distintos foram reproduzidos numericamente, adotando-se como critério de seleção o binômio entre a acurácia dos resultados e o custo computacional, especificamente correlacionando a potência hidropneumática útil ao tempo de processamento.

Na validação fundamentada em Driver e Seegmiller (1985), o Modelo 9 destacou-se com um tempo de simulação de 31 minutos e um erro médio absoluto MAE de 1,25%. Esse mesmo modelo demonstrou elevada acurácia na verificação baseada em Conde (2007), apresentando divergências inferiores a 4% para a componente *x* da velocidade e de apenas 0,2% para a componente *y* o que reforçou sua viabilidade técnica para a presente pesquisa.

Em outras etapas de validação, os resultados variaram conforme a complexidade dos escoamentos reproduzidos. Sob as condições de Stieglmeier *et al*. (1989), o Modelo 16 mostrou-se o mais vantajoso, com convergência em apenas 02 minutos e MAE de 2,31%. Já

nos parâmetros de Sumida (2009), o Modelo 1 revelou-se promissor com um MAE de 4,60%, embora tenha demandado um tempo de processamento significativamente superior, totalizando 03 horas e 49 minutos. Ao transpor essa metodologia para o estudo de caso, utilizou-se inicialmente o Modelo 1, por ter sido o mais assertivo nos testes de Sumida (2009). Entretanto, a alteração da geometria para a escala real e a inserção da turbina elevaram o tempo de processamento para 28 dias, extrapolando consideravelmente os limites de viabilidade computacional observados anteriormente.

Diante desse cenário, visando investigar a sensibilidade dos parâmetros e otimizar a configuração numérica para a escala real, optou-se pela realização de novas simulações com os demais modelos. Essa análise comparativa foi necessária para identificar se as discrepâncias temporais eram inerentes à nova complexidade geométrica ou passíveis de ajuste. Após essa avaliação sistemática, o modelo que apresentou o desempenho mais equilibrado e robusto para as condições finais da pesquisa foi o detalhado na Tabela 6.1, que concilia a precisão física necessária à viabilidade operacional do projeto.

Tabela 6.1. Modelo numérico recomendado.

Modelo de turbulência	$k - w$ SST
Acoplamento pressão-velocidade	SIMPLE
Discretização espacial dos termos advectivos	*Upwind* Segunda Ordem
Formulação transiente	*Upwind* Segunda Ordem
Passo de tempo	0,1 s
Resíduo da solução das equações de conservação	1×10^{-5}
Tamanho médio dos elementos da malha	30 mm

Fonte: Autora (2026)

A configuração acima corresponde ao modelo 13. O presente modelo gerou uma potência hidrodinâmica útil de 20439,33 kW. Isso corresponde a uma diferença de aproximadamente 20% inferior a maior potência registrada no presente estudo. Esse modelo foi o que levou o menor tempo de simulação, cerca de 6 dias, isso significa que este modelo foi 4,5 vezes mais rápido que o modelo considerado mais demorado (modelo 1).

Ao se comparar as potências dos modelos do presente estudo, com a potência do modelo 5 (modelo que registrou a maior potência hidropneumática útil no caso limitado) as diferenças variam entre 0,3% e 0,5%, porém com o modelo 13 corresponde a uma diferença de 0,1%. Já o

comparativo da diferença entre o melhor caso de Pinto Jr *et al.* (2024), e o modelo 13 apresenta uma diferença de 4,4%.

É importante mencionar que o dispositivo aqui modelado, tem 30 m de diâmetro na parte inferior e 2,3 m na superior e que essas medidas são resultado da utilização do método do design construtal em uma geometria inspirada na planta construída na ilha de Pico, atualmente sem operação. Também é prudente destacar que é pouco provável conseguir alcançar a potência acima citada com um único conversor. Porém, esse valor talvez possa ser atingido através de uma "fazenda" de conversores CAO, com vários dispositivos atuando em paralelo.

Por fim, cabe destacar que o estudo considerando a inserção da restrição ao domínio bidimencional somando ao empregando da condição de contorno de axissimetria, que sabidamente gera resultados equivalentes a um estudo 3D, aliado a um estado de mar realístico é também uma contribuição científica inédita da presente pesquisa, contribuindo para o estado da arte em pesquisas envolvendo o presente tema.

6.2 PROPOSTA DE CONTINUIDADE

Reproduzir os 100 casos analisados por Pinto Jr *et al.* (2024), inserindo a restrição no duto da turbina, a fim de determinar a perda de carga em geometrias com diâmetro na entrada do CAO menores, visando obter uma geometria com medidas passíveis de implementação a nível experimental na sub estrutura de uma plataforma de extração de petróleo. Sugere-se que se utilize dados realísticos de estado de mar de regiões do litoral brasileiro onde existem plataformas de extração de petróleo instaladas. Por fim, como última sugestão, a variação do grau de liberdade H_3/L_3 deve ser estudada para avaliar sua influência, em conjunto com os graus de liberdade H_1/L_1 e H_2/L_2, na potência disponibilizada pelo conversor.

REFERÊNCIAS

ANDRÉ, R. A. A. *et al*. **Modelação de um sistema de conversão de energia das ondas**. 2010.

BARAKAZ, A. E.; MARJANI, A. E. Water oscillation modelling inside the oscillating water column for wave energy conversion. **International Journal of Renewable Energy Research**, v. 11, n. 2, 2021.

BARAKAZ, A. El; MARJANI, A. El. A one-dimensional flow analysis in OWC device for wave energy conversion. In: **International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)**, 2015.

BARAKAZ, A. El; MARJANI, A. El. The oscillatory free water surface motion inside OWC chamber for wave energy conversion. In: **IEEE International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)**, 2016.

BARTH, T. J.; JESPERSEN, D. The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. In: **AIAA Aerospace Sciences Meeting**, 1989.

BEJAN, A. Constructal-Theory Network of Conducting Paths for Cooling a Heat Generating. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 40, n. 4, p. 799–816, 1997.

BEJAN, A. **Shape and structure, from engineering to nature**. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.

BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with constructal theory**. John Wiley & Sons, 2008.

BEJAN, A.; LORENTE, S. The constructal law and the evolution of design in nature. **Physics of Life Reviews**, v. 8, n. 3, p. 209-240, 2011.

BLOSS, V. **Estudo do desempenho de um conversor de energia tipo coluna de água oscilante utilizando modelo computacional tridimensional**. 2020.

BOUHRIM, H.; EL MARJANI, A. On the flow simulation based on piston models in OWC devices for wave energy conversion. In: **IRSEC**, 2016.

BRAGA, F. P. **Estudo preliminar de um dispositivo para aproveitamento de energia das ondas nos Açores**. 2017.

BRAGA, G. M. G. O. **Tecnologia para produção de energia em plataformas offshore multifuncionais**. 2016.

BRENDMO, A.; FALNES, J.; LILLEBEKKEN, P. Linear modelling of oscillating water column including viscous loss. **Applied Ocean Research**, v. 18, 1996.

CARTACHO, D. L. **Desenvolvimento sustentável para o Porto de Santos**. 2021.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. 2007.

CONDE, J. M. P.; GATO, L. M. C. Numerical study of the air-flow in OWC. **Renewable Energy**, 2008.

CONG, P.; NING, D.; TENG, B. Enhancement of energy capture in OWC devices. **Energy Conversion and Management**, 2024.

CRUZ, J.; SARMENTO, A. **Energia das ondas**. 2004.

DAROZ, V. **Investigação numérica em perfuração de poços**. 2015.

DE OLIVEIRA, S. S. *et al*. Verificação de modelo computacional para CAO. In: **CILAMCE**, 2017.

DEVILLE, M.; GATSKI, T. B. **Mathematical modeling for complex fluids and flows**. 2012.

DOS SANTOS, E. D. *et al*. Constructal design aplicado a sistemas energéticos. 2017.

DRIVER, D. M.; SEEGMILLER, H. L. Turbulent shear layer. **AIAA Journal**, 1985.

FALCÃO, A. F. O.; HENRIQUES, J. C. C. Oscillating water column converters: review. **Renewable Energy**, 2016.

FENU, B. *et al*. Experimental evaluation of hybrid wind-wave platform. **Renewable Energy**, 2024.

FEIJÓ, B. C. *et al*. **Design construtal aplicado a canais**. 2017.

FERZIEGER, J. L.; PERIC, M. **Computational methods for fluid dynamics**. 1996.

FLUENT. **ANSYS Fluent User's Guide**. 2009.

GOLBAZ, D. *et al*. Ocean wave energy converters optimization. **arXiv**, 2021.

GOMES, M. D. **Design construtal de dispositivos CAO**. 2014.

GOMES, M. N. **Modelagem computacional de dispositivo CAO**. 2010.

GOMES, M. N. *et al*. Computational modeling of air-flow in OWC. In: **COBEM**, 2009.

GOMES, M. N. *et al*. Numerical analysis in OWC. **Engineering**, 2015.

HORKO, M. **CFD optimisation of OWC**. 2007.

HUANG, L. *et al*. Hybrid offshore wind-wave systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2025.

ISSA, R. I. Fluid flow equations. **Journal of Computational Physics**, 1986.

LARA, M. F. **Estudo numérico com design construtal**. 2015.

LETZOW, M. *et al*. Avaliação geométrica de OWC. **Revista Brasileira de Energias Renováveis**, 2017.

LIMA, E. U. J. B.; HAMZÁGICO, M. Transição energética. **Revista Científica**, 2022.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e CFD**. 2004.

MARJANI, A. *et al*. Numerical modelling in wave energy systems. **Energy**, 2008.

MCCORMICK, M. E. **Ocean wave energy conversion**. 1981.

MENTER, F. R. Turbulence models. **AIAA Journal**, 1994.

MISHRA, S. K. *et al*. Wave energy control. **Control Engineering Practice**, 2016.

MUNSON, B. R. *et al*. **Fundamentals of fluid mechanics**. 2012.

OCHS, M. E.; BULL, D. L. OWC cost reduction pathways. 2013.

PARRA, D. P. **Análise CFD offshore**. 2023.

PEREIRA, R. S. *et al*. Energia oceânica no Brasil. **Journal of Marine Science**, 2024.

PEREZ-COLLAZO, C. *et al*. Wave energy converter for hybrid systems. **Energy Conversion and Management**, 2019.

PINTO JR., E. A. **Avaliação geométrica de conversor OWC**. 2020.

PINTO JÚNIOR, É. A. *et al*. Avaliação de câmara hidropneumática. **Journal of Marine Science and Engineering**, 2024.

PLAMER, C. B. *et al*. Modelagem computacional CAO. **Revista Brasileira de Energias Renováveis**, 2017.

RAZERA, A. L. **Estudo numérico com design construtal**. 2016.

RODRIGUEZ, C. A. *et al*. OWC technology review. **Energy Reports**, 2020.

RODRIGUEZ, C. A. *et al*. Offshore energy systems. **Applied Energy**, 2023.

SANTOS, A. L. *et al*. Computational model for OWC. **Journal of Marine Science and Engineering**, 2022.

SHEHATA, A. S. *et al*. Wells turbine review. **International Journal of Energy Research**, 2017.

SILVA, J. R.; MENDES, L. F. Sistemas offshore. **Engenharia Marítima**, 2024.

SIQUEIRA, K. C. **Operadora offshore de petróleo e energia**. 2022.

SOUZA, R. A. **Tecnologias de conversão de energia das ondas**. 2011.

STIEGLMEIER, M. *et al*. Axisymmetric flow experiments. **Journal of Fluids Engineering**, 1989.

SUMIDA, M. Pulsating turbulent flow. 2009.

TESKE, S. **Revolução energética**. 2013.

TORRES, F. R. *et al*. Turbine power output in OWC. **Ocean Engineering**, 2016.

VALENCIO, M. G. **Energia em plataformas offshore**. 2011.

VANDOORMAAL, J. P.; RAITHBY, G. SIMPLE method improvements. 1984.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **Computational fluid dynamics**. 2007.

VERTCHENKO, L. *et al*. Aplicação da equação de Bernoulli. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, 2009.

VIEIRA, V. M. **Gerenciamento da água produzida**. 2017.

WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD**. 1998.

ZHANG, Y. *et al*. Air-water flow modelling in OWC. **Renewable Energy**, 2012.

ZHANG, Y. *et al*. OWC experimental validation. **Marine Structures**, 2024.

ZHAO, X.; LIU, Z. Integração de OWC em estruturas offshore. **Renewable Energy**, 2022.

ZHOU, Y. *et al*. OWC em turbinas offshore. **Coastal Engineering**, 2020.