

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

AVALIAÇÃO NUMÉRICA E GEOMÉTRICA DA INSERÇÃO DE UM ANTEPARO
TRIANGULAR NUM CONVERSOR DE ENERGIA DAS ONDAS DO MAR DO TIPO
COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE

por

Marla Rodrigues de Oliveira

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, Maio, 2021

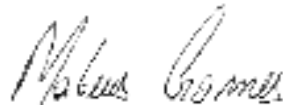
Marla Rodrigues de Oliveira

“AVALIAÇÃO NUMÉRICA E GEOMÉTRICA DA INSERÇÃO DE UM ANTEPARO TRIANGULAR NUM CONVERSOR DE ENERGIA DAS ONDAS DO MAR DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE”

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

Aprovada em

BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Mateus das Neves Gomes

Orientador – FURG



Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos

Coorientador - FURG



Prof. Dr. Liércio André Isoldi

FURG



Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira

UNISINOS

Ficha Catalográfica

O48a Oliveira, Marla Rodrigues de.

Avaliação numérica e geométrica da inserção de um anteparo triangular num conversor de energia das ondas do mar do tipo coluna de água oscilante / Marla Rodrigues de Oliveira. – 2021.

103 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Rio Grande/RS, 2021.

Orientador: Dr. Mateus das Neves Gomes.

Coorientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

1. Modelagem Computacional 2. Volume of Fluid 3. Coluna de Água Oscilante (CAO) 4. Design Construtal 5. Anteparo Triangular
I. Gomes, Mateus das Neves II. Santos, Elizaldo Domingues dos
III. Título.

CDU 004

AGRADECIMENTOS

A Deus, por me dar forças para superar os obstáculos.

À coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo apoio financeiro. Ao programa de Pós-Graduação em Modelagem computacional e à Universidade Federal do Rio Grande.

Ao meu orientador, Prof. Mateus, pelos ensinamentos ao longo dessa jornada.

Ao meu coorientador, Prof. Elizaldo, pelas contribuições no desenvolvimento desse estudo.

Ao prof. Liércio e ao Prof. Luiz pelo auxílio e contribuições.

À minha família e amigos pelo apoio e confiança.

RESUMO

A dissertação apresenta um estudo numérico bidimensional sobre a influência de um anteparo triangular em um dispositivo conversor de energia das ondas do mar em energia elétrica do tipo Coluna de Água Oscilante. O objetivo desta pesquisa é avaliar, numericamente e geometricamente, o efeito da utilização de um anteparo triangular em relação à parede frontal do dispositivo na potência hidropneumática disponível. O domínio computacional consiste em um canal de ondas com um dispositivo CAO *onshore*. Para a análise geométrica foi aplicado o Método Design Construtal associado à técnica de busca exaustiva. O problema apresenta uma restrição geométrica: a área do anteparo (A_2) e dois graus de liberdade: H_2/L_2 (razão da altura e comprimento do anteparo) e L_4 (distância do anteparo em relação à parede frontal). Nas simulações numéricas, as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e uma equação para o transporte de fração volumétrica são resolvidas através do Método Volumes Finitos (MVF). O modelo multifásico *Volume of Fluid* (VOF) é aplicado para a interação ar-água. Esse estudo foi dividido em duas etapas. Na primeira fase foi considerado $L_4 = 0$ m (distância 0 entre o anteparo triangular e a parede frontal). Com isso, observou-se que a geometria do dispositivo CAO que propiciou a maior potência hidropneumática disponível foi a geometria de razão $H_2/L_2 = 0,025$, enquanto $H_2/L_2 = 0,2$ foi a menor. Os resultados mostraram um decréscimo de 106% do melhor para o pior caso na potência hidropneumática disponível no dispositivo CAO. Essa diferença ocorreu devido à variação do grau de liberdade H_2/L_2 . Assim, foi possível concluir que o aumento da razão H_2/L_2 resultou na diminuição da média *Root Mean Square* (RMS) da potência hidropneumática disponível do dispositivo CAO. Além disso, teve um decréscimo de 15% quando comparado com o caso do dispositivo sem o anteparo. Já na segunda etapa foi analisado 6 diferentes valores para L_4 . Dessa forma, pode-se observar que a melhor configuração foi dada por $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$ e a pior $L_4 = 1$ m e $H_2/L_2 = 0,2$, onde a diferença entre eles também chegou a atingir 106%. A partir disso, concluiu-se que tanto L_4 , quanto H_2/L_2 tiveram influência sobre a potência hidropneumática disponível. Aliás, a condição ótima encontrada teve uma diferença positiva de 8% quando comparada com a melhor configuração encontrada para $L_4 = 0$ m. Contudo, teve um decréscimo de 3% quando comparado com o caso sem o anteparo triangular.

Palavras-chaves: Modelagem Computacional, Volume of Fluid, Coluna de Água Oscilante (CAO), Design Construtal e anteparo triangular.

ABSTRACT

The dissertation presents a two-dimensional numerical study on the influence of a ramp in a device that converts energy from sea waves into electrical energy of the Oscillating Water Column (OWC) type. The objective of this research is to evaluate, numerically and geometrically, the effect of using a ramp in relation to the front wall of the device on the available hydropneumatic power. The computational domain consists of a wave channel with an onshore OWC device. For the geometric analysis, the Constructal Design Method associated with the exhaustive search technique was applied. The problem has a geometric restriction: the area of the ramp (A_2) and two degrees of freedom: H_2/L_2 (ratio of the height and length of the ramp) and L_4 (distance of the ramp in relation to the front wall). In numerical simulations, the equations for the conservation of mass, momentum and an equation for the transport of a volume fraction are solved using the Finite Volumes Method (FVM). The multiphase Volume of Fluid (VOF) model is applied to the air-water interaction. This study was divided into two stages. In the first stage, $L_4 = 0$ m (distance 0 between the ramp and the front wall) was considered. Thus, the geometry of the OWC device that provided the better hydropneumatic power available was the ratio $H_2/L_2 = 0.025$, while $H_2/L_2 = 0.2$ was the worse. The results showed a 106% better-to-worse-case decrease in hydropneumatic power available in the OWC device. This difference was due to the variation in the degree of freedom H_2/L_2 . Thus, the increase in the H_2/L_2 ratio resulted in a decrease in the Root Mean Square (RMS) mean of the available hydropneumatic power of the OWC device. Furthermore, comparing the better case with the device without the ramp was found a 15% decrease. In the second stage, 6 different values for L_4 were analyzed. The better configuration was given by $L_4 = 6$ m and $H_2/L_2 = 0.025$ and the worse was $L_4 = 1$ m and $H_2/L_2 = 0.2$, where the difference between them also reached 106%. From this, L_4 and H_2/L_2 had an influence on the available hydropneumatic power. In fact, the optimal condition found had a positive difference of 8% when compared to the better configuration found for $L_4 = 0$ m. However, when compared the optimal condition with the case without the ramp was found a decrease of 3%.

Keywords: Computational Modeling, Volume of Fluid, Oscillating Column Water, Design Constructal and Ramp.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. Dispositivo Coluna de Água Oscilante.....	17
1.2. Estudos sobre o dispositivo CAO	19
1.3. Objetivos.....	22
1.4. Delineamento do trabalho.....	23
2. TEORIA LINEAR.....	25
3. FUNDAMENTOS DA TEORIA CONSTRUTAL	31
3.1. Design Construtal	31
3.2. Estudos sobre Design Construtal associados a técnica de busca exaustiva.....	33
3.3. Aplicação de Design Construtal no dispositivo CAO	35
4. MODELAGEM MATEMÁTICA	40
4.1. Método Volume of Fluid (VOF).....	40
5. MODELAGEM NUMÉRICA	42
5.1. Método de Volumes Finitos (MVF)	43
5.2. Esquemas de discretização: Funções de Interpolação	45
5.3. Discretização do modelo VOF	46
5.4. Acoplamento pressão e velocidade.....	47
6. MODELAGEM COMPUTACIONAL.....	48
6.1. Geração da malha.....	48
6.2. Condição de contorno e inicial	49
6.3. Sondas de medição.....	50
6.4. Independência de malha.....	52
7. VERIFICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	55
7.1. Verificação da propagação da onda em um canal	55
7.2. Verificação considerando o dispositivo CAO	56
8. RESULTADOS	59
9. CONCLUSÕES	74
10. REFERÊNCIAS	76

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1-Distribuição do fluxo médio de energia das ondas no mundo em kW/m (WAVE ENERGY CENTRE, 2004).....	15
Figura 1.2-Tecnologias de conversores de energia das ondas (Adaptado de Falcão, 2010).....	16
Figura 1.3-Dispositivo Coluna de água oscilante	17
Figura 1.4-Central Piloto instalada em Portugal (CRUZ E SARMENTO, 2004)	18
Figura 1.5-Central CAO na Escócia (THE QUEEN’S UNIVERSITY OF BELFAST, 2002)	18
Figura 2.1-Características elementares da onda adaptado de CARNEIRO (2007)	25
Figura 2.2-Aplicabilidade da teoria das ondas adaptado de CHAKRABARTI (2005).....	27
Figura 3.1 - Representação esquemática da aplicação do Design Construtal.....	32
Figura 3.2-Dispositivo CAO variando a distância L_4	36
Figura 3.3- 6 casos para avaliar H_2/L_2	37
Figura 3.4-36 casos para avaliar o L_4	38
Figura 5.1-Volume de controle adaptado de Maliska (2004)	43
Figura 5.2-(a) Interface Real e (b) Interface da reconstrução geométrica. Adaptado de Ansys (2013)	46
Figura 6.1-Discretização espacial aplicada ao dispositivo CAO onshore em escala real.....	48
Figura 6.2-Detalhe da malha regular aplicada ao canal de ondas.....	49
Figura 6.3- Condições de contorno	49
Figura 6.4-Sondas de medição no domínio computacional	50
Figura 6.5-Número de volumes em função da elevação da água.....	53
Figura 6.6-Número de volumes em função da vazão mássica de ar	54
Figura 7.1-Comparação entre a solução analítica e numérica obtida em $x = 50$ m com passo de tempo 0,015.....	55
Figura 7.2-Comparação da vazão mássica no duto da turbina função do tempo para $H_1/L_1 = 0,2$	57
Figura 7.3-Comparação da diferença de pressão na câmara hidropneumática em função do tempo para $H_1/L_1 = 0,2$	58
Figura 8.1-Efeito de H_2/L_2 sobre a vazão mássica RMS média no tempo para o caso com o anteparo triangular na entrada da parede frontal ($L_4 = 0$ m).....	59
Figura 8.2-Efeito de H_2/L_2 sobre a diferença de pressão (Estática e Dinâmica) RMS média no tempo para o caso com o anteparo triangular na entrada da parede frontal ($L_4 = 0$ m).....	60
Figura 8.3-Efeito de H_2/L_2 sobre a potência hidropneumática disponível RMS média no tempo para o caso com o anteparo triangular na entrada da parede frontal ($L_4 = 0$ m).....	61

Figura 8.4-Fração Volumétrica da água e ar para um caso $H_2/L_2 = 0,2$ em $t = 67,51$ s.....	61
Figura 8.5-Componente de velocidade (m/s) para um caso com $H_2/L_2 = 0,2$ em $t = 67,51$ s.....	62
Figura 8.6-Fração Volumétrica da água e ar para um caso $H_2/L_2 = 0,025$ em $t = 67,51$ s.....	62
Figura 8.7-Componente de velocidade (m/s) para um caso com $H_2/L_2 = 0,025$ em $t = 67,51$ s.....	63
Figura 8.8-Vazão mássica em função do tempo para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e a razão de $H_2/L_2 = 0,025$	63
Figura 8.9-Diferença de pressão em função do tempo para a razão de $H_2/L_2 = 0,025$ no duto da turbina	64
Figura 8.10-Comparação da diferença de pressão na câmara para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e a razão de $H_2/L_2 = 0,025$	65
Figura 8.11-Potência hidropneumática disponível RMS em função do tempo para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e a razão de $H_2/L_2 = 0,025$	65
Figura 8.12-Efeito de L_4 sobre a vazão mássica RMS média no tempo em função de H_2/L_2	66
Figura 8.13-Efeito de L_4 sobre a diferença de pressão RMS média no tempo em função de H_2/L_2 ..	67
Figura 8.14-Efeito de L_4 sobre a potência hidropneumática disponível RMS média no tempo em função de H_2/L_2	68
Figura 8.15-Fração Volumétrica da água e ar para um caso $L_4 = 1$ m e $H_2/L_2 = 0,2$ em $t = 67,51$ s.	68
Figura 8.16-Componente de velocidade (m/s) para um caso $L_4 = 1$ m e $H_2/L_2 = 0,2$ em $t = 67,51$ s	69
Figura 8.17-Fração Volumétrica da água para um caso $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$ em $t = 67,51$ s ...	69
Figura 8.18-Componente de velocidade (m/s) para um caso $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$ em $t = 67,51$ s	70
Figura 8.19-comparação do comportamento transiente da Vazão mássica para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e o caso otimizado $L_4 = 6$ m e razão de $H_2/L_2 = 0,025$	70
Figura 8.20-Comportamento da pressão para o caso ótimo $L_4 = 0$ m e razão de $H_2/L_2 = 0,025$ e $L_4 = 6$ m e razão de $H_2/L_2 = 0,025$ no duto da turbina.....	71
Figura 8.21-Comparação da diferença de pressão na câmara para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$	72
Figura 8.22-Comportamento transiente da potência hidropneumática disponível RMS para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e o caso otimizado $L_4 = 6$ m e razão de $H_2/L_2 = 0,025$	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1-Característica da onda.....	26
Tabela 6.1-Independência de malha.....	53
Tabela 7.1-Teste de independência de malha	57

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Amplitude da onda [m]
A_i	Área de cada volume [m ²]
A_T	Área total do dispositivo [m ²]
C	Celeridade [m/s]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
h	Profundidade do clima de ondas [m]
H	Altura da onda [m]
H_T	Altura do canal de ondas [m]
H_1	Altura da câmara CAO [m]
H_2	Altura da rampa [m]
H_3	Profundidade de submersão do dispositivo [m]
H_5	Altura da turbina [m]
k	Número de onda [1/m]
l	Diâmetro do duto da turbina [m]
L_1	Largura da câmara CAO [m]
L_2	Largura da rampa [m]
L_4	Distância em relação a parede frontal da câmara [m]
L_5	Comprimento da turbina [m]
L_T	Largura do canal de ondas [m]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
\dot{m}_{qp}	Transferência de massa da fase q para a fase p [kg/s]
\dot{m}_{pq}	Transferência de massa da fase p para a fase q [kg/s]
p	Pressão [Pa]
p_d	Pressão dinâmica [Pa]
p_e	Pressão estática [Pa]

P_{hid}	Potência Hidropneumática [w]
R_1	Número de volumes na região de ar
R_2	Número de volumes na região da superfície livre
R_3	Número de volumes na região abaixo da superfície livre
t	Tempo [s]
T	Período da onda [s]
u	Componente da velocidade na direção horizontal [m/s]
U_R	Número de Ursell [adimensional]
v	Velocidade [m/s]
\vec{v}	Vetor velocidade do escoamento [m/s]
x	Posição espacial [m]
z	Posição vertical [m]

Símbolos gregos

α	Fração volumétrica
$\alpha_{\text{água}}$	Fração volumétrica total de água
α_{ar}	Fração volumétrica total de ar
η	Elevação da superfície livre [m]
λ	Comprimento da onda [m]
μ	Viscosidade [kg/ms]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
$\bar{\tau}$	Tensor de tensões [N/m ³]
ϕ	Função Potencial
ϕ_i	Campo variável
ω	Frequência circular da onda [1/m]

LISTA DE ABREVIATURAS

CAO	Coluna de Água Oscilante
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (<i>Computacional Fluid Dynamics</i>)
MVF	Método de Volumes Finitos
PTO	<i>Power Take Off</i>
PISO	<i>Pressure-Implicit with Splitting of Operators</i>
PRESTO	<i>Pressure Staggering Option</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SIMPLE	<i>Semi Implicit Linked Equations</i>
RANS	Equações de Navier Stokes
VOF	<i>Volume of Fluid</i>
2D	Bidimensional
3D	Tridimensional

1. INTRODUÇÃO

As emissões globais de gases de efeito estufa têm aumentado quase continuamente desde o início da revolução industrial e dobraram desde 1970. A produção e o uso de energia representam, atualmente, cerca de dois terços das emissões totais de gases do efeito estufa. A geração de eletricidade, por sua vez, é responsável por um terço dessas emissões relacionadas à energia. (IAEA, 2020).

As fontes de energia não renováveis são classificadas em combustíveis fósseis e energia nuclear. Os combustíveis fósseis (carvão, petróleo e gás) apresentam riscos de mortalidade para a exposição de longo prazo a poluentes atmosféricos. Segundo Schwartz (2019) há cerca de 6,81 milhões de mortes prematuras anualmente devido aos combustíveis fósseis. Já a energia nuclear é muito competitiva em relação a outras fontes de energia limpa, em termos financeiros, geração de grande energia elétrica, ausência de gases poluentes e baixos custos operacionais, porém, esse tipo de energia demanda altos investimentos em tecnologia e segurança operacional (MATA, 2017).

Já as fontes de energia renováveis são aquelas que utilizam recursos naturais. Algumas dessas são: a energia hidráulica, biomassa, a energia eólica, solar, oceânica etc. Apesar disso, ainda são pouco utilizadas, apenas 13% da energia mundial é obtida de forma renovável. Isto se deve ao fato da energia não renovável ser mais barata (GUEVARA, 2020).

Ainda, Bhattachaya et al. (2016) analisaram o efeito do consumo de energia renovável na economia de 38 países. A partir de sua pesquisa concluiu que o consumo de energia teve um impacto positivo em cerca de 57% dos países selecionados.

O Brasil dispõe de grande potencial energético, com destaque para as fontes renováveis de energia. O Plano Decenal de Expansão 2024 adotou, como uma das principais diretrizes, a priorização da participação de fontes renováveis para atender ao crescimento do consumo de energia elétrica no horizonte decenal, compatibilizando esta participação com o atendimento à carga de forma segura, em relação ao compromisso brasileiro de manter seu crescimento econômico, apoiado em uma matriz energética limpa (TOLMASQUIM, 2016).

Diversas pesquisas veem sendo realizadas sobre a potência energética disponível nos oceanos. As mais relevantes são a energia das marés, a partir da interação dos campos gravíticos da lua e do sol; a energia térmica dos oceanos, consequência direta da radiação solar incidente; a energia das correntes marítimas, cuja origem está nos gradientes de temperatura e salinidade e na ação das marés; e a energia das ondas, que resulta do efeito do vento na superfície do oceano. Esta última forma de energia apresenta-se atrativa para ilhas ou países com grandes faixas costeiras (CRUZ E SARMENTO, 2004).

As ondas do mar estão entre as fontes renováveis de maior densidade energética (EPE, 2007). O recurso global atribuído à energia das ondas é aproximadamente 2 TW, sendo equiparável à potência elétrica média anual consumida mundialmente (CRUZ E SARMENTO, 2004). Na Figura 1.1 apresenta-se a distribuição do potencial mundial das ondas em kW/m de frente de onda. No sul do Brasil, tem-se disponível em torno de 30 kW/m, o que apresenta-se como uma alternativa interessante de fonte de energia para a região.

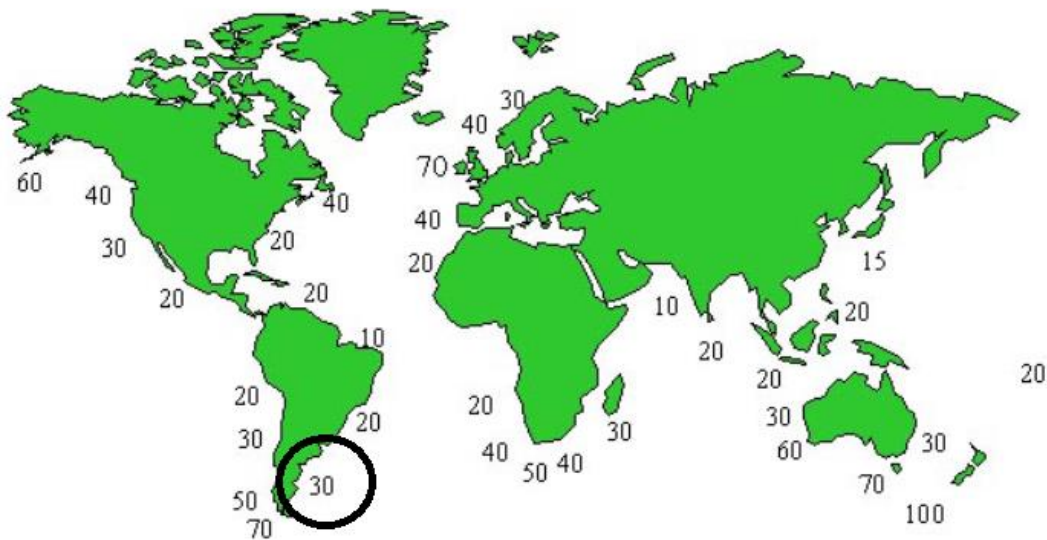


Figura 1.1-Distribuição do fluxo médio de energia das ondas no mundo em kW/m (WAVE ENERGY CENTRE, 2004).

O critério de classificação dos dispositivos para a conversão de energia das ondas, refere-se à distância à costa do dispositivo e a profundidade envolvida, agrupando-os em três diferentes formas: dispositivos costeiros (*onshore*), dispositivos próximos da costa (*near-shore*), e dispositivos afastados da costa (*offshore*) (CRUZ e SARMENTO, 2004; FALCÃO, 2010).

Uma outra classificação está associada ao princípio de conversão de energia das ondas em energia elétrica. Conforme Cruz e Sarmiento (2004) e Falcão (2010) os principais dispositivos podem ser classificados como:

- Coluna de Água Oscilante (CAO): Consistem basicamente em estruturas ocas, fixas ou flutuantes, que se encontram aberta para o mar abaixo da superfície livre da água. O movimento oscilatório da superfície livre no interior da câmara do dispositivo provoca a oscilação do ar na turbina, onde aciona-se um gerador elétrico.
- Corpos Flutuantes/Corpos Oscilantes: são dispositivos em que a passagem da onda provoca oscilações, através desse movimento a energia da onda é convertida em eletricidade.

- **Galgamento:** As ondas incidentes que atingem a estrutura fixa são encaminhadas, através de rampas, para um reservatório que se encontra em um nível acima do mar. A água armazenada retorna ao oceano após passar por turbinas, semelhantes às utilizadas em hidrelétricas, acionando um gerador e assim produzindo energia elétrica.

Na Figura 1.2 ilustra-se as tecnologias de conversores de energia das ondas, conforme princípios físicos de funcionamento.

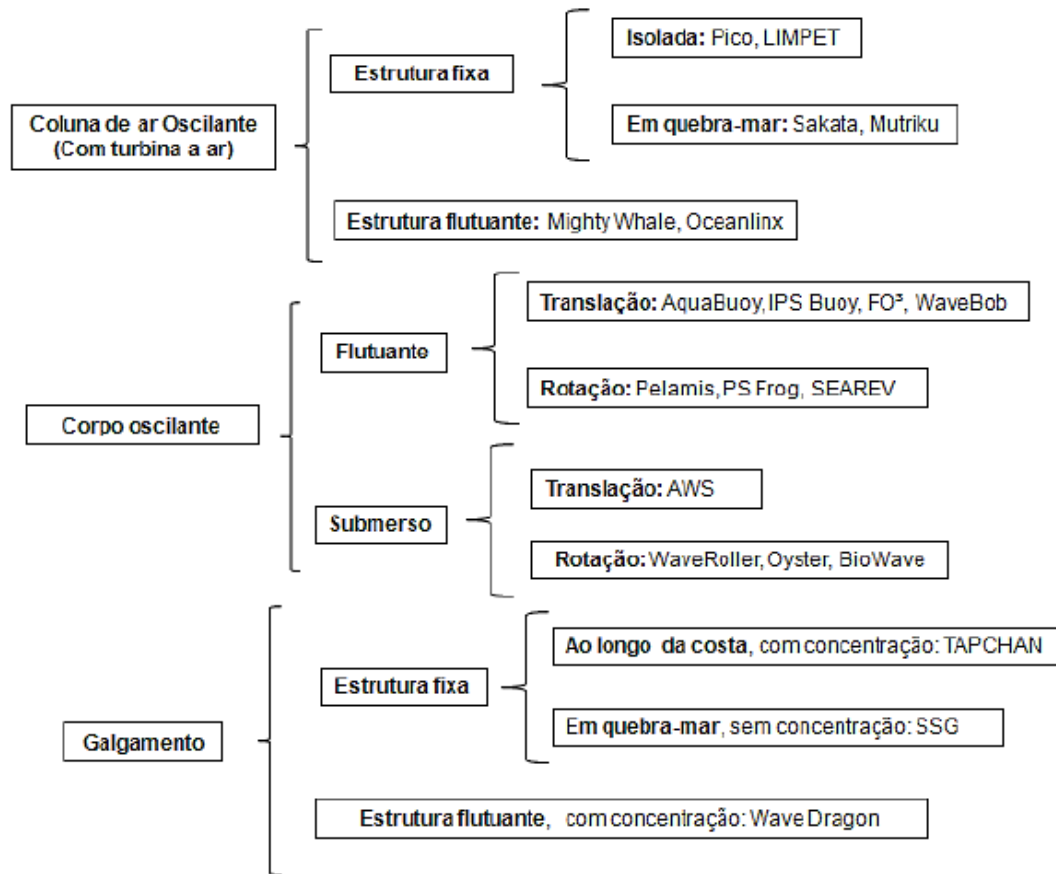


Figura 1.2-Tecnologias de conversores de energia das ondas (Adaptado de Falcão, 2010).

A demanda de energia tem aumentado cada vez mais, o que evidencia ainda mais a importância em buscar diferentes formas de energia renovável. Uma metodologia que pode ser empregada nesse tipo de estudo é a modelagem computacional de conversores de energia das ondas do mar, pois, através da simulação numérica é possível analisar diferentes dispositivos conversores de energia de maneira eficaz. Seja na construção, testes e resultados otimizados, de forma rápida em relação aos experimentos (porém, não os substitui) e com menor custo.

O dispositivo CAO será mais aprofundado neste trabalho, uma vez que se trata do dispositivo utilizado nesse estudo. Os demais modelos podem ser analisados com mais detalhes em Cruz e Sarmiento (2004) e Falcão (2010).

1.1. Dispositivo Coluna de Água Oscilante

O dispositivo CAO é parcialmente submerso e com a parte inferior aberta para o mar, como mostra a Fig. 1.3.

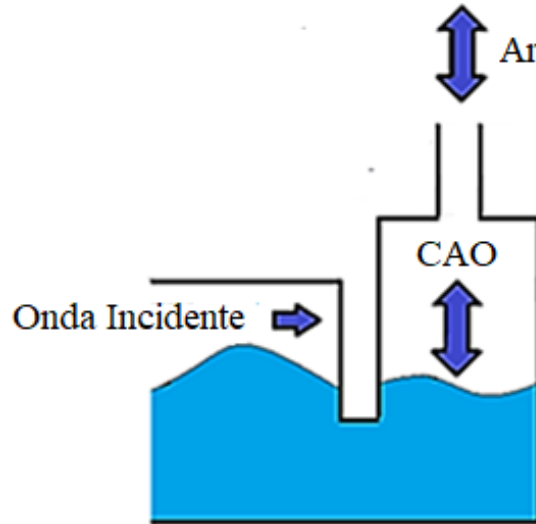


Figura 1.3-Dispositivo Coluna de água oscilante

O processo de conversão de energia das ondas inicia-se quando as ondas incidentes atingem o dispositivo CAO, pois, é nesse momento que ocorrem as oscilações da superfície livre da água, no interior da câmara. Essas oscilações funcionam como um pistão, servindo para bombear o ar e girar a turbina de fluxo reversível (POULLIKKAS, 2009; LÓPEZ, 2014).

Assim, há uma elevação da pressão no interior da câmara, então o ar que se encontra dentro da câmara hidropneumática, acima da superfície livre, é forçado a passar pelo duto da turbina (CRUZ E SARMENTO, 2004). O ar passa pelo duto da turbina acionando uma turbina (Wells, Impulso ou Denniss-Auld). Analogamente, quando a superfície livre sofre uma redução, em sua altura dentro da câmara, há uma diminuição da pressão, succionando o ar para o interior da câmara através do duto da turbina (CRUZ E SARMENTO, 2004).

As turbinas do tipo Wells são mais utilizadas, pois, conservam o sentido de rotação, independente do escoamento do ar (FALCÃO, 2010).

O dispositivo CAO é o conversor de energia das ondas do mar mais avançado, em relação à duração de protótipos testados no mar. Na Figura 1.4 apresenta-se uma central piloto instalada na ilha do Pico, em Açores, Portugal, entre 1995 e 1999, com uma potência de 400 kW. Esse projeto funcionou até 2018 e teve uma contribuição importante para o desenvolvimento de pesquisas sobre energia das ondas (TETHYS, 2020; FALCÃO, 2020). Segundo Falcão (2020) a central de Pico foi a primeira usina de energia das ondas a fornecer energia elétrica para uma rede.



Figura 1.4-Central Piloto instalada em Portugal (CRUZ E SARMENTO, 2004)

Outro projeto de dispositivo CAO foi a central LIMPET localizada na ilha de Islay, na Escócia, apresentada na Fig. 1.5. A LIMPET, inaugurada em 2000, foi a primeira central comercial de produção de eletricidade, a partir das ondas do mar, a entrar em funcionamento (WAVEGEN, 2009). Além do mais, gerou eletricidade para a rede por mais de 60.000 h em um período de cerca de 10 anos (HEATH, 2012).



Figura 1.5-Central CAO na Escócia (THE QUEEN'S UNIVERSITY OF BELFAST, 2002)

1.2. Estudos sobre o dispositivo CAO

Horko (2007) apresentou um estudo aplicando o código comercial Fluent e um modelo Volume of Fluid (VOF) para avaliar um dispositivo CAO bidimensional em um canal de ondas. O principal objetivo deste trabalho foi avaliar a influência da geometria da parede frontal do dispositivo na eficiência hidropneumática. Para a validação da modelagem numérica foi realizado um modelo experimental, testado no canal de ondas, em condições de onda regular. Os resultados da validação apresentaram boa concordância entre os métodos. Por fim, percebeu-se que pequenas mudanças na abertura da parede frontal já permitiram grandes melhorias na eficiência da energia hidropneumática nos dispositivos CAOs.

Boccotti (2007) fez uma comparação experimental entre dois dispositivos CAOs, sendo um dispositivo em sua forma convencional e outro dispositivo com um duto vertical próximo à entrada da parede frontal. Concluiu-se que o coeficiente de absorção (quociente entre o fluxo de energia absorvida e o fluxo de energia da onda incidente) e a potência disponível no duto da turbina foram maiores para o caso em que foi inserido o duto vertical.

No estudo de Gomes et al. (2009) concluíram que a costa da cidade de Rio Grande demonstrou potencialidade em gerar energia elétrica. Este estudo analisou, numericamente, o comportamento de um dispositivo CAO quando submetido a um clima de ondas característico da cidade de Rio Grande. A geração das ondas foi baseada na teoria de Stokes de 2ª ordem. A modelagem computacional foi feita no software Gambit e a simulação numérica foi realizada no Fluent.

Patel et al. (2012) analisaram, experimentalmente, o efeito de um bloqueio do duto da turbina no dispositivo CAO. Para isso, foi investigado o comportamento e o desempenho do dispositivo, empregando uma turbina Savonius que foi testada através da variação da abertura de saída do dispositivo. Foram apresentados os resultados da pressão estática, a pressão dinâmica, a velocidade de rotação da turbina Savonius e a potência. Logo, o dispositivo com a abertura de saída de 25% apresentou maior desempenho em termos de velocidade de rotação.

Zhang et al. (2012) realizaram um estudo numérico, em um dispositivo CAO, para examinar características hidrodinâmicas. A teoria linear foi considerada nesse estudo. Um método numérico baseado em um nível de duas fases, definido como método de correção de massa global e fronteira imersa, foi usado para simular a eficiência hidrodinâmica deste dispositivo. Para a discretização das equações foi usado o método de Volumes Finitos. Alguns parâmetros investigados foram as condições de onda, profundidade de imersão e espessura da parede frontal da câmara. Dessa forma, o modelo apresentou uma boa previsão da eficiência hidrodinâmica ao ser comparado com resultados experimentais e teóricos e, com bom detalhamento dos campos do ar e água, distribuição de pressão e elevação da superfície livre. Percebeu-se que o aumento da abertura de saída de ar do dispositivo

diminuiu a eficiência hidrodinâmica, devido à diminuição de pressão na câmara. Além disso, a espessura da parede frontal não teve um fator significativo na eficiência hidrodinâmica. Contudo, essa eficiência foi melhor para pequenos valores de profundidade de submersão.

Segundo Belkacem e Larbi (2013) o tamanho da câmara e a orientação da parede frontal do dispositivo tem um impacto significativo na performance do dispositivo CAO. Este estudo analisou numericamente alguns parâmetros geométricos para discutir o efeito da geometria e as dimensões da câmara na eficiência do dispositivo. Para a geração da onda foi aplicado a teoria de Stokes de 2ª ordem. Os softwares Ansys-ICEM CFD & CFX foram usados para a modelagem e a simulação numérica. Assim, os resultados mostraram que as melhores dimensões encontradas para a largura da câmara foram localizadas entre $0,8h$ e h , onde h é a profundidade da água.

Teixeira et al. (2013) investigaram numericamente a geometria do dispositivo CAO e a turbina. Para isso, foram realizadas variações na profundidade da parede dianteira, no comprimento da câmara, na turbina e na altura da câmara utilizando o código Fluinco, baseado no método dos elementos finitos. Este estudo foi feito em canal de 10 m de profundidade, com altura da onda igual a 1,0 m de comprimento e espessura da parede frontal igual a 0,5 m. As ondas empregadas nesse estudo foram baseadas na teoria linear. Concluiu-se que a profundidade ótima da parede frontal foi 2,5 m, o comprimento e altura da câmara iguais a 10,0 m e 14,0 m, na devida ordem.

No estudo de Mahnamfar e Altunkaynak (2015) foram analisados diferentes valores para a altura da onda e o período da onda no dispositivo CAO. Além disso, 20 conjuntos experimentais foram realizados para um gerador do tipo pistão. Esses resultados mostraram que a geometria da câmara CAO, profundidade da água e os parâmetros de onda foram os parâmetros mais importantes para atingir a potência de onda máxima.

A pesquisa de Ning et al. (2016) apresentou um experimento com o dispositivo CAO, inserido em um canal de ondas com diferentes condições de ondas e parâmetros geométricos. A elevação da superfície, a pressão de ar na câmara do dispositivo CAO e a eficiência hidropneumática foram comparados com o estudo de Ning et al. (2015). Outro parâmetro geométrico analisado foi o ângulo da parede inferior do dispositivo, onde seu aumento, entre o ângulo menor ou igual a 30° em relação ao fundo, resultou no aumento da eficiência do dispositivo. Já um valor grande da profundidade de submersão de água na parede frontal da câmara resultou na diminuição. Concluiu-se também que o movimento da água dentro e fora da câmara foi dependente da razão do comprimento da onda e o comprimento da câmara.

Em Mahnamfar e Altunkaynak (2017) foi feita uma comparação das análises numéricas e experimentais, com finalidade de otimizar a geometria do sistema CAO. Para isso, foram criadas duas geometrias, das quais, uma foi considerada como clássica e a outra como modificada (paredes

arredondadas). Primeiramente, foram executadas as simulações, calculando-se as velocidades média de ar no duto da turbina. Em seguida, na etapa experimental, para, posteriormente, realizar as análises e comparação dos resultados. Concluiu-se que a melhor geometria encontrada foi para um ângulo de 40° da placa frontal em relação a parede superior do dispositivo, sendo esta geometria válida para os dois dispositivos CAOs analisados. A partir dos resultados obtidos foi possível perceber que o aumento da eficiência do dispositivo ocorreu quando a altura da abertura da parede frontal foi aproximadamente igual à profundidade de água menos a altura da onda dividida por 2. Além disso, a eficiência da geometria considerada modificada foi melhor. O pacote FLOW-3D e o modelo multifásico Volume of Fluid foram utilizados para a modelagem computacional. A teoria linear foi usada para as ondas regulares.

Deng et al. (2019) analisaram, numericamente e experimentalmente, o dispositivo CAO *offshore* adicionando uma placa horizontal submersa na região inferior. Para este fim, utilizou-se o pacote OpenFoam para a modelagem computacional, incluindo o modelo VOF. A teoria linear foi aplicada para a geração das ondas regulares. Dessa forma, alguns parâmetros avaliados foram o comprimento da placa, diâmetro da saída de ar e a altura da abertura do dispositivo na potência disponível. Pode-se concluir que para um comprimento grande da placa e pequeno diâmetro de saída foi possível melhorar a extração de energia. Além disso, aumentando a altura da abertura do dispositivo também aprimorou o desempenho do dispositivo. Por fim, percebeu-se que o melhor comprimento da placa foi duas vezes o comprimento da câmara.

Ning et al. (2019) fizeram um estudo numérico da inserção de um anteparo quadrangular no fundo do dispositivo CAO onshore. Este estudo teve como objetivo avaliar a eficiência hidrodinâmica do dispositivo CAO que é determinada através da elevação da superfície e da pressão de ar. Para isso, as simulações foram realizadas através do método HOBEM (*higher-order boundary element*) considerando a metodologia Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). A geração das ondas foi baseada na teoria linear. Assim, concluiu-se que este anteparo pode aumentar a eficiência hidropneumática do dispositivo CAO. Também observou-se que o melhor comprimento do anteparo encontrado foi igual a três vezes o comprimento da câmara do dispositivo.

Gaspar et al. (2020) avaliaram numericamente dois dispositivos CAO onshore: um dispositivo com as paredes na vertical e o outro com 40° graus em relação ao plano horizontal. A profundidade da água considerada foi 10 m. Nesse estudo também foi empregado a teoria linear. O modelo multifásico Volume of Fluid foi aplicado para a interação dos fluidos, onde as equações foram discretizadas pelo Método de Volumes Finitos. As alturas das ondas consideradas variaram de 1,0 até 2,5 m e períodos de 6 até 12 s. Cabe destacar que foi considerada uma turbina do tipo Wells. O objetivo principal foi analisar o comportamento hidrodinâmico, a interação da estrutura-fluido no

canal e dentro da câmara: a elevação da superfície e a distribuição de energia (energia perdida, extração de energia e energia das ondas refletidas). As simulações foram feitas através do software Fluent. Dessa forma, concluiu-se que o dispositivo com as paredes inclinadas teve uma eficiência melhor em comparação com outro dispositivo. Além disso, nesse caso não influenciou na perda de energia significativamente.

Hayati et al. (2020) propuseram otimizar o dispositivo CAO para a média de onda da região de Golfo Pérsico. Para isso, realizou um estudo numérico de um dispositivo com uma rampa na parede frontal, a fim de aumentar a eficiência hidrodinâmica. As simulações numéricas foram realizadas no software Fluent para resolver as equações de Navier Stokes. Para a geração das ondas foi imposto a teoria de Stokes de 2ª ordem. Assim, foi avaliado o efeito de várias geometrias no dispositivo. Algumas destas foram: o ângulo em relação ao fundo, a altura da rampa (f) e a distância até o fundo do dispositivo (I). Concluiu-se que a maioria dos ângulos avaliados não tiveram diferença significativa na eficiência, exceto pelo ângulo de 90°. Além disso, percebeu-se que, no início, o aumento da altura da rampa melhorou a eficiência e depois teve uma queda. Por fim, foi possível constatar que o aumento da distância I melhorou a eficiência do dispositivo, exceto para os valores maiores que o comprimento de onda.

No estudo de Ning et al. (2020) foi feito um estudo numérico de um dispositivo U-CAO. A metodologia empregada nesse estudo foi a mesma de Ning et al. (2019). Dessa forma, foram analisados vários parâmetros geométricos, alguns deles: espessura e altura da parede inserida, comprimento até a parede frontal, elevação da superfície e pressão de ar no desempenho hidrodinâmico do dispositivo CAO. Resultados indicaram que o aumento da altura da parede inserida (w) resultou no aumento de pressão de ar. Segundo os autores, isso, possivelmente, aconteceu devido à redução de área para a passagem de água, sendo consequência do efeito de águas rasas. Além disso, percebeu-se que a superfície livre foi insensível com o aumento da distância da parede inserida em relação à parede frontal (e). Contudo, houve um aumento de pressão de ar. Por fim, compreendeu-se que a eficiência do dispositivo U- CAO melhorou com o aumento de e e w .

1.3. Objetivos

O objetivo geral é avaliar, numericamente, o efeito da utilização de um anteparo na potência hidropneumática disponível no dispositivo CAO.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) Analisar o efeito da razão da altura e comprimento do anteparo triangular de um dispositivo CAO na vazão mássica de ar, diferença de pressão e na potência hidropneumática disponível;

- b) Analisar o efeito da distância entre o anteparo triangular e a parede frontal do dispositivo CAO na vazão mássica de ar, diferença de pressão e na potência hidropneumática disponível;
- c) Utilizar a metodologia Design Constructal associado à técnica de busca exaustiva na otimização de dispositivos CAO;
- d) Comparar o desempenho de um dispositivo CAO com e sem o anteparo triangular.

1.4. Delineamento do trabalho

Além da introdução, o texto do trabalho está disposto da seguinte forma:

Capítulo 2: Teoria Linear

Neste capítulo expõe-se as principais características das ondas regulares e as condições de contorno da teoria linear.

Capítulo 3: Fundamentos da Teoria Construtal

Este capítulo consiste em uma revisão sobre a Teoria Construtal, Lei Construtal e Design Construtal. Ainda, apresenta-se estudos de aplicações do Design Construtal em dispositivos CAO.

Capítulo 4: Modelagem Matemática

Neste capítulo apresenta-se a modelagem matemática associada a problemas de dispositivos CAO, abordando os princípios de conservação de massa, da quantidade de movimento e fração volumétrica.

Capítulo 5: Modelagem Numérica

Neste capítulo é apresentada a modelagem numérica do problema, as etapas da simulação numérica, o MVF, o modelo VOF e os métodos empregados para a resolução das equações de conservação envolvidas no problema.

Capítulo 6: Modelagem Computacional

Este capítulo aborda sobre as condições de contorno, geração da malha, sondas de medição e independência de malha.

Capítulo 7: Verificação do modelo numérico

É realizado a verificação da geração da onda e de um dispositivo CAO.

Capítulo 8: Resultados

O capítulo dos resultados está dividido em duas partes. Numa primeira, são analisados e discutidos alguns resultados referentes ao anteparo triangular na parede frontal, utilizando o Design Construtal. A segunda parte é dedicada à discussão da variação da distância do anteparo em relação a parede frontal.

Capítulo 9: Conclusões

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões da dissertação.

Capítulo 10: Referências

Por fim, são apresentadas as referências utilizadas na elaboração deste trabalho.

2. TEORIA LINEAR

As ondas são formadas pela transferência de energia dos ventos, ao longo de uma faixa sobre a superfície, para a massa de água (EPE, 2018). Essas ondas são de difícil representação matemática, pois, são formadas pela colocação de diferentes ondas. Segundo Chakrabarti et al. (2005) é possível determinar uma série de ondas aleatórias, na forma de ondas regulares, utilizando as teorias determinísticas.

Nesse trabalho, utilizam-se ondas regulares para o estudo proposto. Na Figura 2.1 apresentam-se as principais características das ondas regulares (CARNEIRO, 2007).

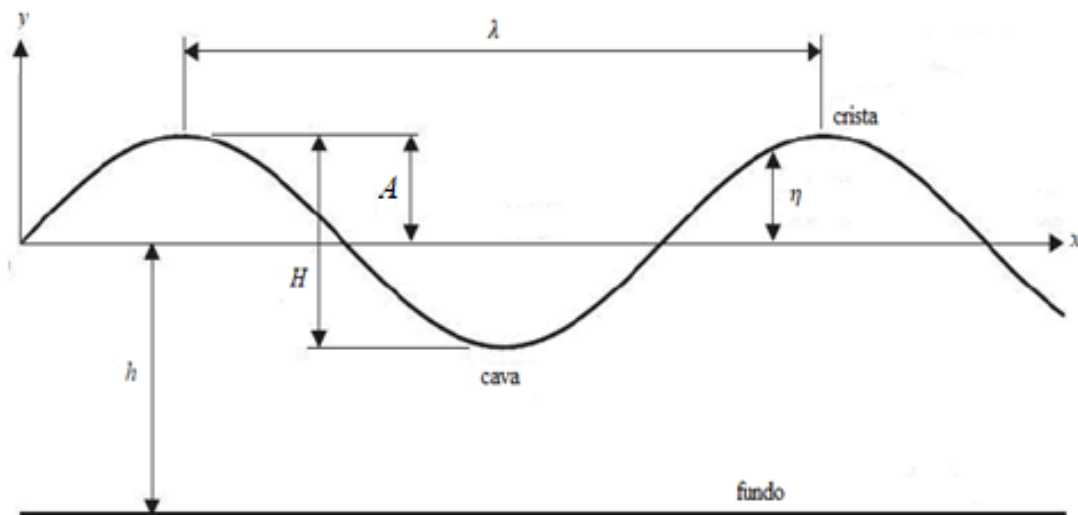


Figura 2.1- Características elementares da onda adaptado de CARNEIRO (2007)

- Profundidade (h): é a distância do fundo do mar até o nível do mar;
- Crista: ponto mais alto atingido pela elevação da superfície livre da água;
- Cava: ponto mais baixo atingido pela superfície livre da água;
- Amplitude (A): distância da crista e a superfície da água ou a distância da cava e a superfície livre da água;
- Altura (H): distância entre as cristas e cavas sucessivas;
- Elevação da superfície livre (η): distância da superfície livre ao ponto médio do nível

do mar;

- Comprimento (λ): distância entre duas cristas ou cavas sucessivas;
- Período (T): tempo para a onda percorrer um ciclo completo;
- Frequência (ω): número de oscilações que ocorrem na unidade de tempo;
- Celeridade (C): velocidade de propagação da crista da onda;

A teoria de ondas mais simples é a teoria linear, também conhecida como teoria de Airy. A partir do número de Ursell e os parâmetros h , H e T , pode-se selecionar qual teoria de ondas é a mais recomendada. Esses fatores são, normalmente, compostos nos seguintes parâmetros adimensionais (CARNEIRO, 2007):

- Declividade (H / λ);
- Profundidade relativa (h / λ);
- Altura de onda relativa (H / h);
- Número de Ursell ($U_R = \lambda^2 H / h^3$).

Na Tabela 2.1 são apresentadas as principais características de uma onda média representativa de um espectro da onda, característico da região sul do Brasil, usada neste estudo (LETZOW, 2014). Além disso, é possível observar o emprego dessas características no Fluent, conforme a Fig. A. 13 no apêndice.

Tabela 2.1-Característica da onda

Período (T)	7,5 s
Comprimento (λ)	65,4 m
Altura (H)	1 m
Profundidade (h)	10 m

Com essas características a teoria que possui uma melhor descrição é a teoria de Stokes de 2ª ordem, conforme figura 2.2 (CHAKRABARTI, 2005).

Porém, também segundo Chakrabarti et al. (2005) a teoria linear não causa prejuízos na caracterização dos campos de velocidade e no escoamento. Logo, sem perder precisão este estudo

considerou a teoria linear para definir as ondas nas simulações.

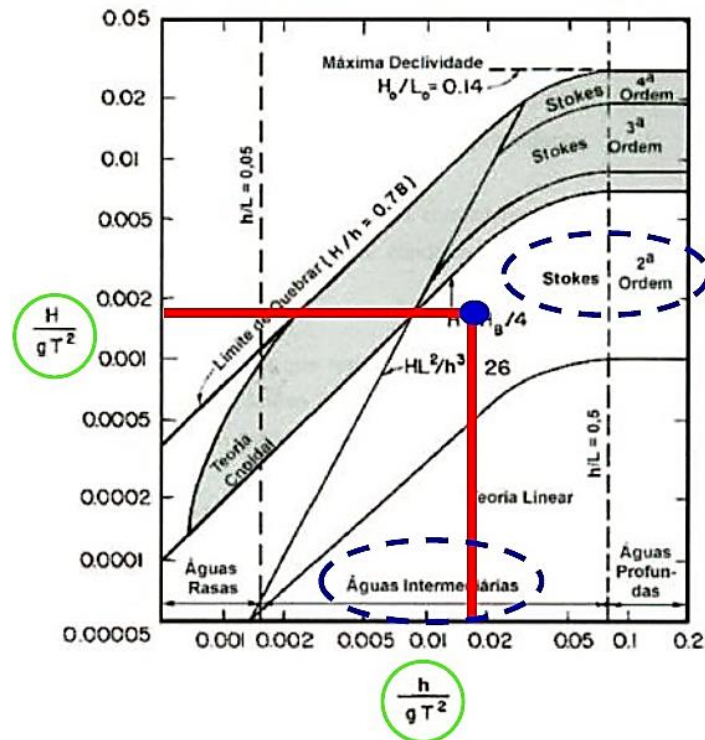


Figura 2.2-Aplicabilidade da teoria das ondas adaptado de CHAKRABARTI (2005)

A seguir são apresentadas as hipóteses e principais resultados da teoria de Airy, que podem ser consultados em Dean e Dalrymple (1984), Carneiro (2007), Gomes (2014) e Letzow (2014).

A equação de continuidade para o caso de um escoamento incompressível é dada por:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0 \quad (2.1)$$

$$u_x = \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (2.2)$$

$$u_y = \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (2.3)$$

onde x e y são as coordenadas do plano cartesiano, u_x e u_y as velocidades nas direções x e y ,

respectivamente; e ϕ o potencial de velocidade.

Assim, substituindo a Eq. (2.2) e a Eq. (2.3) na Eq. (2.1), obtém-se a Eq. (2.4):

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \quad (2.4)$$

A partir da Eq. (2.4) podem existir diversas soluções, desta forma precisa-se utilizar condições de contorno do problema estudado para a determinação do potencial de velocidades. As ondas, nessa teoria, devem satisfazer três condições de contorno.

- **Condição de contorno cinemática da superfície de fundo:** O fundo é considerado como um plano horizontal e impermeável.

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = 0, \text{ em } y = -h \quad (2.5)$$

- **Condição de contorno cinemática na superfície livre:** A velocidade da partícula deve ser igual à velocidade normal na superfície livre.

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{\partial \eta}{\partial t}, \text{ em } y = 0 \quad (2.6)$$

- **Condição de contorno dinâmica da superfície livre:** Em alguma posição x e algum tempo t a pressão da superfície é zero.

$$p = 0, \text{ em } y = 0 \quad (2.7)$$

onde p representa a pressão na superfície da água. A equação de Bernoulli na superfície livre onde $y = \eta$ é dada por:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + g\eta = 0 \quad (2.8)$$

onde g representa a aceleração da gravidade.

Segundo Massel et al. (1999), a solução da Eq. (2.4) é dada por:

$$\phi(x, y, t) = \frac{H g}{2 \omega} \frac{\cosh [k(y + h)]}{\cosh(kh)} \operatorname{sen} (kx - \omega t) \quad (2.9)$$

onde k representa o número de onda e é dado por:

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (2.10)$$

e a frequência da onda pode ser calculada por:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (2.11)$$

A partir das Eqs. (2.8) e (2.9) é obtida a equação da elevação da superfície:

$$\eta(x, t) = \frac{H}{2} \cos (kx - \omega t) \quad (2.12)$$

Por meio das Eqs. (2.6), (2.9) e (2.12) a seguinte equação é obtida:

$$\tanh kh = \frac{\omega}{gk} \quad (2.13)$$

Então, substituindo as Eqs. (2.10) e (2.11) na Eq. (2.13) é encontrada a equação para o comprimento da onda:

$$\lambda = \frac{gT^2}{2\pi} \tanh \left(\frac{2\pi h}{\lambda} \right) \quad (2.14)$$

A partir da Eq. (2.9) também é possível obter os seguintes componentes para a velocidade:

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{Agk}{\omega} \frac{\cosh(kz + kh)}{\cosh(kh)} \cos(kx - \omega t) \quad (2.15)$$

$$w = \frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{Agk}{\omega} \frac{\sinh(ky + kh)}{\cosh(kh)} \text{sen}(kx - \omega t) \quad (2.16)$$

3. FUNDAMENTOS DA TEORIA CONSTRUTAL

A Teoria Construtal foi desenvolvida em Bejan (1997). Esta teoria propõe que a forma e a estrutura dos sistemas finitos animados e inanimados são geradas deterministicamente pelo princípio físico denominado Lei Construtal. (BEJAN, 2000).

Vários exemplos de sistemas cuja configuração é gerada pela Lei Construtal podem ser encontrados na natureza, o que mostra que existe uma direção para onde os sistemas vivos animados e inanimados se deslocam, sempre com o objetivo de melhorar o desempenho, como por exemplo, a ramificação dos vasos sanguíneos nos pulmões de um corpo humano, que é necessária para que o sangue oxigenado chegue aos demais órgãos; a ramificação das árvores, que tem a função de transporte da seiva e que nutre a planta; problemas de transferência de calor; na determinação da otimização de cavidades de resfriamento em sólidos condutores, com geração uniforme de calor e análise de diversas formas de cavidade, entre outros (BEJAN E ZANE, 2012).

Dessa maneira, a forma circular da seção transversal dos dutos (veias, tubos, canais), o formato das seções transversais dos rios e a maneira como as veias se interligam, para atingir o coração, são determinadas por um princípio, ou seja, existe uma direção favorável para onde os sistemas onde há escoamento (vivos) se deslocam (BEJAN, 2000). Isso ocorre devido à tendência desses sistemas buscarem melhores acessos para os seus fluxos. Como há aparecimento das imperfeições nos sistemas, a sua redistribuição das imperfeições em sistemas de fluxo/escoamento complexo é obtida fazendo mudança na arquitetura do fluxo/escoamento para melhorar o desempenho dos sistemas. Isso vale para sistemas animados e inanimados (BEJAN E ZANE, 2012).

A Lei Construtal, baseada na Teoria Construtal, refere-se à configuração do fluxo/escoamento e sua evolução no tempo. Ela afirma que para um sistema finito, onde há escoamento sobreviver ao longo do tempo, a sua configuração deve mudar com o tempo, de modo que facilite o acesso às suas correntes (fluido, energia etc.) (BEJAN, 2000).

3.1. Design Construtal

O Design Construtal, aliado a um método de otimização, é utilizado para aplicar a Lei Construtal de modo a obter um sistema de ótimo desempenho. Além disso, o Design Construtal caracteriza-se pela aplicação dos conceitos da Teoria Construtal na abordagem de problemas de engenharia (BEJAN, 2017; ROCHA et al., 2017).

Cabe destacar que o Design Construtal associado à um método de otimização pode ser utilizado para avaliar geometricamente o dispositivo CAO. Porém, é necessário determinar uma grandeza a ser otimizada, graus de liberdade e restrições geométricas (ROCHA et al., 2017).

Esse método fornece uma estratégia de estudo, de maneira que o sistema, escoamento e propriedades sejam bem definidos (ROCHA et al., 2017). Na Figura 3.1 apresenta-se o esquema que detalha como o método Design Construtal é aplicado aos objetivos deste trabalho. Após a estruturação do problema é adotado a técnica de otimização de busca exaustiva.

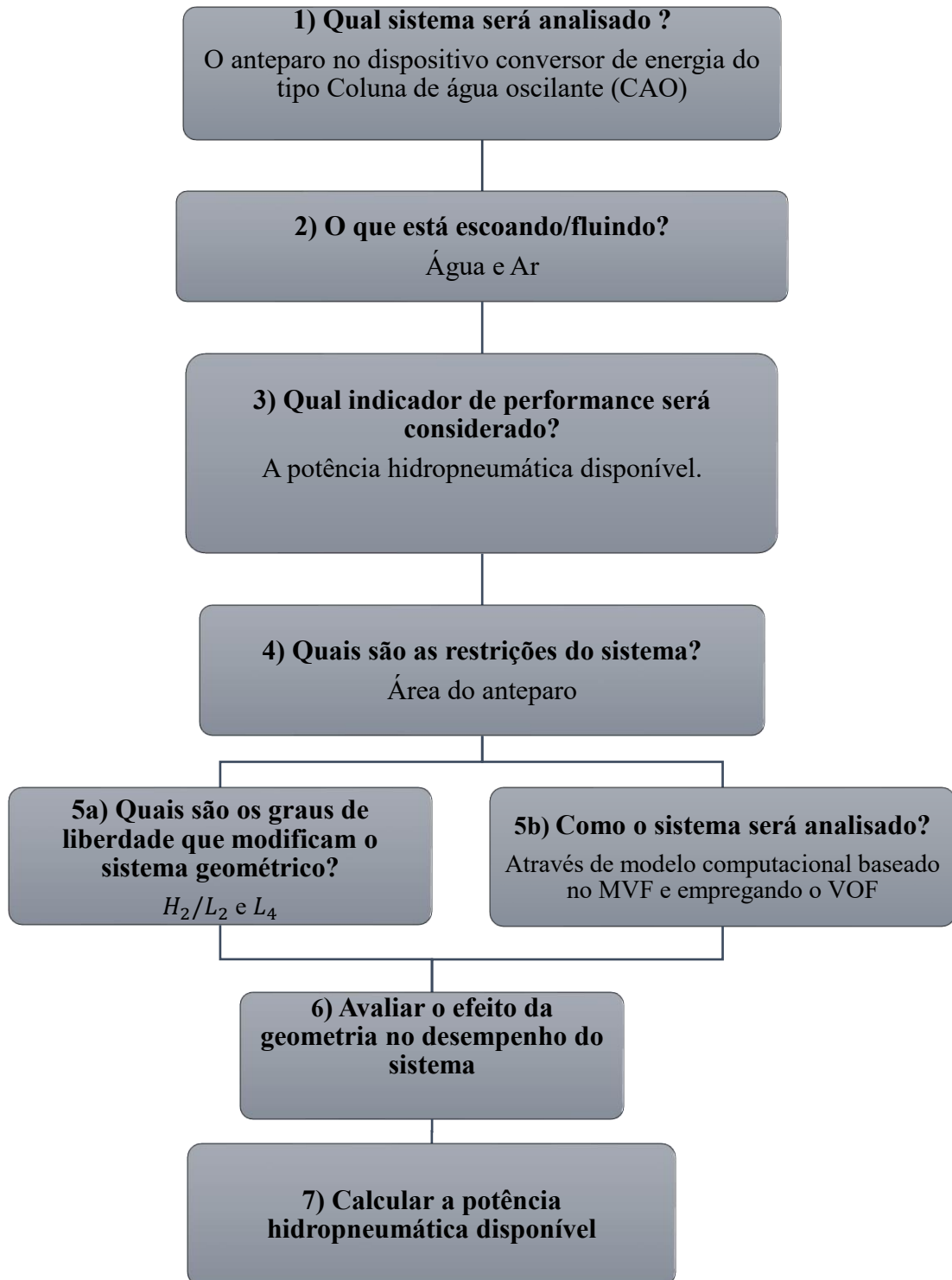


Figura 3.1 - Representação esquemática da aplicação do Design Construtal.

3.2. Estudos sobre Design Construtal associados a técnica de busca exaustiva

Oliveira (2012) apresentou uma avaliação do desempenho de um dispositivo costeiro do tipo CAO. Desse modo, esse dispositivo é submetido a uma onda monocromática cujas características são da região sul, da costa litorânea brasileira. O objetivo principal foi determinar o valor de razão entre as dimensões de altura (H_1) e o comprimento da câmara (L_1) para que a potência hidropneumática disponível fosse máxima. Assim, as restrições geométricas foram em relação ao valor da área da câmara. Logo, compreendeu-se que a que possuiu melhor geometria foi uma câmara quadrada: $H_1 / L_1 = 1,0$. Também notou-se grande influência dessa geometria no desempenho do problema.

Gomes et al. (2013) realizaram um estudo numérico bidimensional de um dispositivo CAO para avaliar o efeito de H_1 / L (razão entre altura e comprimento da câmara) e H_3 (profundidade de submersão da parede frontal), enquanto H_2/l (razão entre a altura e o diâmetro da chaminé) foi mantido fixo. Dessa maneira, as restrições do problema foram relacionadas à área da câmara e à área total do dispositivo CAO. Logo, a recomendação teórica obtida que maximizou a potência disponível do dispositivo foi quando $H_1 / L = 0,13$ e $H_3 = 9,5$ m, sendo, aproximadamente, 10 vezes mais eficiente do que a pior geometria encontrada.

Grimmler (2013) analisou a geometria de um modelo computacional 2D e um 3D CAO. Para isso, foram utilizados os softwares Gambit, na construção do domínio computacional, e Fluent, que resolve as equações governantes através do MVF. Dessa forma, constatou-se que a configuração geométrica da câmara hidropneumática influencia na absorção da energia das ondas e na vazão mássica de ar que sai pela chaminé. O grau de liberdade avaliado nesse caso foi (L_x/L_y) da câmara hidropneumática.

Em Dos Santos et al. (2013) foi feita uma otimização geométrica em um dispositivo CAO. Assim sendo, variou-se o grau de liberdade definido pela razão entre o comprimento do diâmetro da chaminé (l) e o comprimento da câmara CAO (L). O comprimento e a altura da câmara CAO foram mantidos constantes e o diâmetro de saída da chaminé (l) foi variado. O objetivo principal foi maximizar a vazão de ar na chaminé de saída do dispositivo CAO. Dessa forma, o resultado principal indicou que a razão ótima para l/L foi igual a 0,6.

A pesquisa de Gomes (2014) apresentou um estudo numérico bidimensional sobre a otimização da geometria de um dispositivo do tipo CAO. O objetivo principal foi maximizar a conversão da energia das ondas do mar em energia elétrica, levando em conta o clima de ondas de uma dada região. Os graus de liberdade considerados foram H_1 / L (razão entre a altura e o comprimento da câmara CAO) e H_3 (profundidade de submersão do dispositivo CAO). Por fim, obteve-se um resultado teórico em que a razão H_1 / L foi aproximadamente quatro vezes a altura da

onda dividido pelo comprimento da onda.

Na pesquisa de Lara (2015) foi realizado um estudo numérico, com diferentes configurações geométricas no dispositivo CAO *offshore*, a fim de maximizar a potência hidropneumática disponível. Os resultados mostraram que a potência disponível máxima foi 190 W para razões de H_1/L_1 , razão entre a altura da câmara e comprimento do dispositivo, H_2/l , razão entre a altura e comprimento do duto da turbina, e H_3 , profundidade de submersão, iguais a 0,135; 6,0 e 9,5 m respectivamente. Já o menor valor obtido da potência disponível foi de quase 11 W, o que mostra que com base no Design Construtal juntamente com a busca exaustiva foi possível ter uma redistribuição de geometria para melhorar o desempenho do dispositivo.

Gomes et al. (2015) fizeram um estudo numérico bidimensional sobre uma geometria na forma trapezoidal de um dispositivo CAO. Foi realizada uma análise do grau de liberdade β , (ângulo formado pela parede frontal do dispositivo CAO com a superfície livre – ângulo da base do trapézio), o grau de liberdade H_2/l , razão entre a altura e comprimento da chaminé, é mantido constante. Resultados mostraram que o valor máximo da média *Root Mean Square* (RMS) para a potência hidropneumática disponível para o caso de uma câmara CAO foi $\beta = 30^\circ$ e a geometria ótima da câmara $H_1/L = 0,24$.

Plamer et al. (2017) avaliou numericamente a influência da razão entre o volume da câmara hidropneumática (V_E) e o volume total do dispositivo (V_T) no desempenho de um conversor do tipo CAO. Assim, foram analisados nove valores diferentes para a relação V_E/V_T . Logo, pode-se concluir que, a pressão aumentou e a vazão mássica não foi influenciada pela variação V_E/V_T . Contudo, percebeu-se que, o que contribuiu na maximização da vazão mássica foi a razão da altura e comprimento da câmara do dispositivo (H_1/L).

Letzow et al. (2017) realizaram um estudo numérico para avaliar o efeito da câmara hidropneumática do dispositivo CAO *onshore* sobre a potência hidropneumática disponível para dois diferentes valores de comprimento da borda frontal $H_3 = 2,5$ m e 5,0 m. Para tal, empregou-se uma restrição geométrica na área da câmara e foram considerados os graus de liberdade H_1/L_1 e H_3 . Logo, para os casos estudados, percebeu-se que geometrias ótimas foram obtidas para razões intermediárias de H_1/L_1 , e que os extremos conduziram a piores desempenhos. Assim, foi obtida uma recomendação teórica para o projeto de uma câmara hidropneumática de um dispositivo, sendo a melhor geometria obtida para $H_3 = 2,5$ m e $H_1/L_1 = 0,4$.

Gomes et al. (2018) apresentaram um estudo numérico para analisar a influência da geometria na potência hidropneumática disponível do dispositivo CAO. O objetivo principal foi maximizar a potência disponível com diferentes períodos em escala real. Esse estudo analisou dois graus de liberdade H_1/L_1 (razão entre a altura da câmara em relação ao comprimento) e H_3 (profundidade de

submersão). Notou-se que para $T = 12\text{s}$ a média RMS da potência disponível foi onze vezes maior que a pior analisada. A partir do emprego do Design Construtal, associado a técnica de busca exaustiva, pode-se encontrar uma relação teórica entre a geometria do dispositivo e as características das ondas.

Em outro estudo, Gomes et al. (2019) realizaram uma otimização geométrica no dispositivo CAO, a fim de maximizar a potência hidropneumática disponível, considerando o espectro da onda de Pierson Moskowitz para analisar ondas irregulares. Primeiramente, foi executada a otimização da razão da altura (H_1) e do comprimento da câmara (L) usando três comprimentos do espectro de onda. As dimensões da chaminé, do valor da profundidade de submersão e do volume da câmara foram mantidas constantes. Em seguida, foi realizada a variação do volume da câmara com os valores otimizados anteriormente. Através dos resultados obtidos, observou-se uma diferença na potência disponível do dispositivo, pois, a menor obtida foi abaixo de 1000 W e a maior potência disponível, para as variações feitas, foi próximo a 18000 W. Concluiu-se que as dimensões na câmara são importantes para maximizar a potência disponível do dispositivo.

Lima et al. (2019) fizeram um estudo numérico e geométrico de um dispositivo CAO com duas câmaras. Os graus de liberdade analisados foram H_1/L_1 , razão entre a altura da câmara em relação ao comprimento do primeiro dispositivo, e H_2/L_2 , altura entre a câmara em relação à altura e comprimento do segundo dispositivo, e e_2 , espessura da parede do dispositivo. Os resultados mostraram que a média RMS maior na potência hidropneumática disponível foi 5715,2 W para $H_1/L_1 = H_2/L_2 = 0,2613$ e $e_2 = 2,22$ m. Também foi possível perceber uma influência de e_2 na potência disponível.

Letzow et al. (2020) avaliaram numericamente o efeito da câmara sobre o desempenho de um dispositivo CAO *onshore*, além disso, também inseriram uma rampa. O principal propósito foi verificar quais geometrias para a câmara (H_1/L_1), rampa (H_2/L_2) e profundidade de submersão da parede frontal (H_3) do dispositivo maximizam a potência hidropneumática disponível. A geometria ótima obtida para $H_3 = 2,5$ m, $H_1/L_1 = 0,4$ e $H_2/L_2 = 0,8$ apresentou uma potência disponível 37,3% maior do que a obtida para a melhor geometria sem rampa. O efeito da rampa (H_2/L_2) sobre a potência disponível, uma vez maximizada, e a geometria ótima da câmara (H_1/L_1) foram bastante influenciados por H_3 .

3.3. Aplicação de Design Construtal no dispositivo CAO

Na Fig. 3.2 é possível observar uma representação do domínio computacional do dispositivo CAO, inserido em um canal de ondas, onde $H_T = 14$ m e $L_T = 327$ m. Neste estudo é considerado uma distância de 0,5 m do final do canal até o dispositivo, $H_3 = 2,5$ m para o comprimento da borda

frontal, $H_1 = 5,657$ e $L_1 = 14,142$ para a altura e comprimento da câmara, respectivamente. Aliás, o diâmetro e comprimento do duto da turbina são dados por 0,6 m e 1,0 m, respectivamente. As dimensões do anteparo são: a altura (H_2) e o comprimento (L_2). Tendo em vista que o caso ótimo de Letzow (2017): $H_1/L_1 = 0,4$ e $H_3 = 2,5$ m é considerado nesse trabalho.

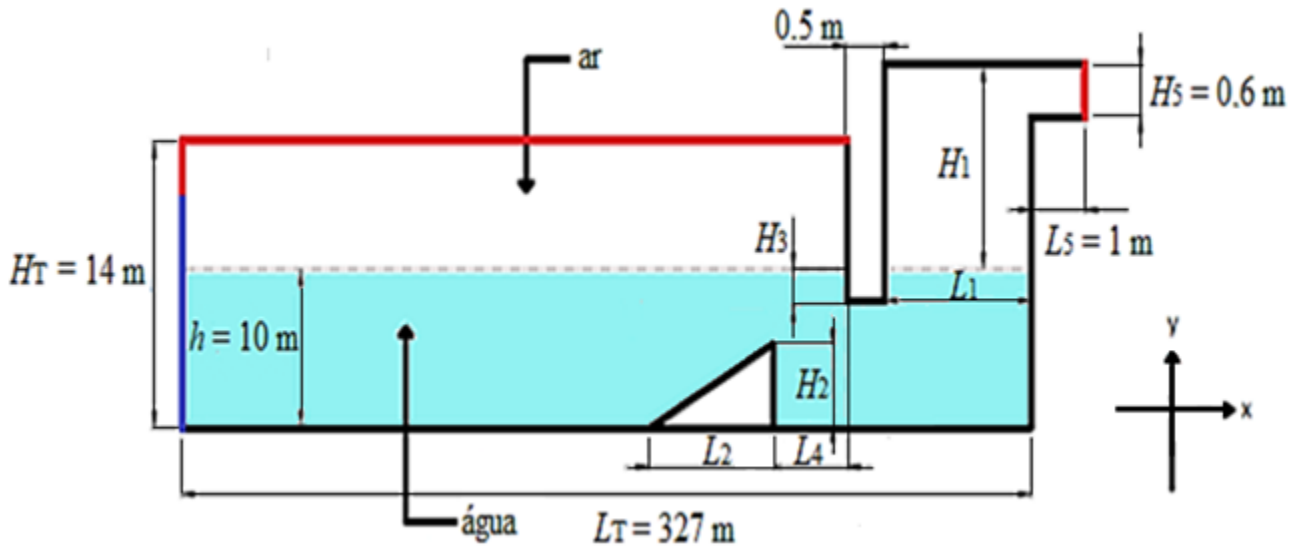


Figura 3.2-Dispositivo CAO variando a distância L_4

Dessa forma, é utilizado dois graus de liberdade H_2/L_2 (razão entre a altura e o comprimento do anteparo triangular) e L_4 (distância entre o anteparo e a parede frontal) neste estudo. A área do anteparo triangular (A_2) é mantida constante e é uma restrição geométrica. Segundo Bejan e Lorente (2008) as áreas precisam ser mantidas constantes, pois, a partir dessas restrições ocorrem escoamento com área finita. As áreas A_1 e A_T são descritas por:

$$A_1 = H_1 \cdot L_1 \quad (3.1)$$

onde L_1 e H_1 são o comprimento e a altura da câmara do dispositivo. Já a área A_T é dada por:

$$A_T = A_1 + H_5 \cdot L_5 \quad (3.2)$$

onde L_5 e H_5 são o comprimento e a altura do duto da turbina, sendo $A_1 = 80 \text{ m}^2$ e $H_5 \cdot L_5 = 0,6 \text{ m}^2$ (LETZOW, 2017).

Já a área do anteparo triangular é dada por:

$$A_2 = \frac{H_2 \cdot L_2}{2} \quad (3.3)$$

onde $A_2 = 40 \text{ m}^2$ (LETZOW, 2017).

Para não ter a possibilidade de o anteparo sobrepor à parede frontal, a seguinte restrição é utilizada.

$$H_2 < h - H_3 = 7,5 \text{ m} \quad (3.4)$$

Em seguida para encontrar uma equação para L_2 em função do grau de liberdade H_2/L_2 multiplica-se a Eq. (3.3) por L_2 em ambos os lados, obtendo então:

$$L_2 = \sqrt{\frac{2A_2}{\left(\frac{H_2}{L_2}\right)}} \quad (3.5)$$

De modo direto é possível encontrar uma Eq. (3.6) para H_2 em função do grau de liberdade H_2/L_2 :

$$H_2 = L_2 \cdot \left(\frac{H_2}{L_2}\right) \quad (3.6)$$

O método de otimização empregado neste estudo é a busca exaustiva para os dois graus de liberdade H_2/L_2 e L_4 . As Figuras 3.3 e 3.4 exemplificam o processo de otimização.

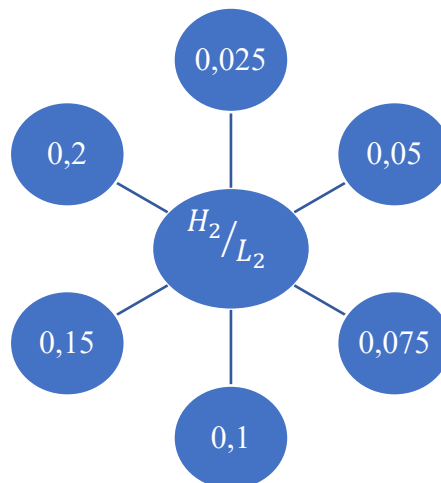


Figura 3.3- 6 casos para avaliar H_2/L_2

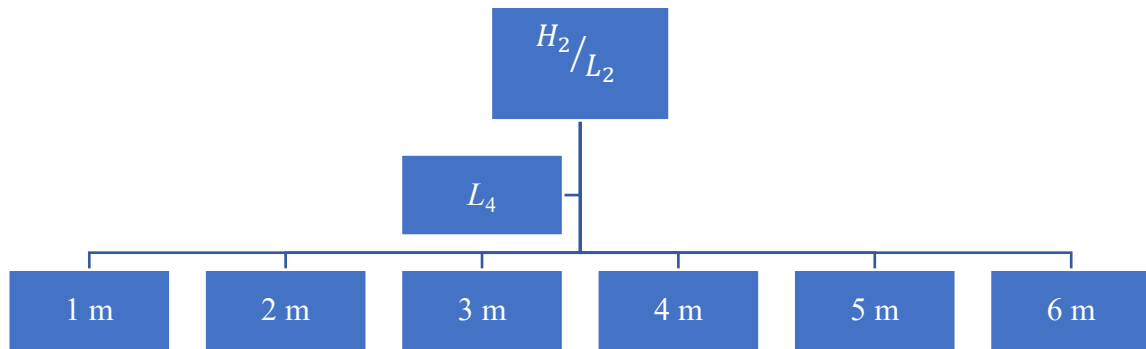


Figura 3.4-36 casos para avaliar o L_4

Assim, a análise é dividida em duas etapas. No primeiro momento é avaliado cada valor de H_2/L_2 para verificar a influência do anteparo triangular na vazão mássica de ar, diferença de pressão e na potência hidropneumática disponível, considerando $L_4 = 0$ m, conforme ilustra na Fig. 3.3. Dessa forma, as Eqs. (3.3), (3.5) e (3.6) são consideradas para encontrar as dimensões do anteparo triangular. Na segunda etapa, para cada valor de H_2/L_2 , é feita a análise geométrica pela variação de L_4 , de acordo com a Fig. 3.4.

Adimensionalizando a Eq. (3.3), obtêm-se:

$$2 \frac{A_2}{A_2} = \frac{H_2}{A_2^{1/2}} \cdot \frac{L_2}{A_2^{1/2}} \quad (3.7)$$

onde

$$\hat{H}_2 = \frac{H_2}{A_2^{1/2}} \quad (3.8)$$

$$\hat{L}_2 = \frac{L_2}{A_2^{1/2}} \quad (3.9)$$

então

$$\hat{H}_2 \cdot \hat{L}_2 = 2 \quad (3.10)$$

Para obter uma equação para \hat{L}_2 em função de \hat{H}_2/\hat{L}_2 multiplica-se a Eq. (3.10) por \hat{L}_2 em ambos os lados da igualdade, tendo assim a Eq. (3.11):

$$\hat{L}_2 = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{\hat{H}_2}{\hat{L}_2}\right)}} \quad (3.11)$$

Já uma equação para \hat{H}_2 pode ser encontrada de forma direta, dada pela Eq. (3.12):

$$\hat{H}_2 = \hat{L}_2 \cdot \left(\frac{\hat{H}_2}{\hat{L}_2}\right) \quad (3.12)$$

4. MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo apresenta-se a modelagem matemática utilizada no estudo de CAO.

4.1. Método Volume of Fluid (VOF)

O método *Volume of Fluid* - VOF (HIRT E NICHOLS, 1981) é utilizado neste estudo para representar a interação entre o fluido água e ar. Há diversos trabalhos feitos na verificação deste modelo numérico e aplicados à dispositivos do tipo CAO (Gomes, 2009; Grimmmler, 2013; Belkacem e Larbi, 2013; Teixeira, 2013; Lara, 2015; Lima, 2019; Gaspar, 2020; Letzow, 2020).

Além disso, esse modelo é aplicado para a solução de escoamentos de pelo menos dois fluidos imiscíveis. Para representar as fases contidas em cada volume de controle é necessário usar o conceito de fração de volume (α), de forma que a soma de todas as fases em cada célula seja sempre igual a um. Assim, são consideradas as fases da água e ar (Lv et al., 2011).

A taxa de acumulação de massa em um volume de controle é igual à massa que entra menos a massa que sai. No caso do escoamento incompressível, a massa que entra é igual a massa que sai. A equação de conservação da massa em um escoamento isotérmico, laminar e incompressível é dada pela seguinte equação dada por Schlichting et al. (1979):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.1)$$

sendo que ρ é a massa específica da mistura (kg/m^3) e \vec{v} é o vetor velocidade do escoamento (m/s) e t é o tempo (s). Como neste estudo o escoamento é incompressível, então $\partial \rho / \partial t = 0$.

O princípio fundamental da conservação da quantidade de movimento deve ser considerado para analisar o escoamento do ar, no interior do duto. A equação de conservação da quantidade de movimento é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (4.2)$$

onde p é a pressão (N/m^2), t é o tempo (s), $\rho \vec{v}$ são as forças de campo (empuxo). O termo $\vec{\tau}$ é tensor da taxa de deformação (N/m^2) para um fluido Newtoniano e \vec{g} é a gravidade (m/s^2).

Já a equação da fração volumétrica é usada para representar o ar e a água dentro do volume de controle, simbolizado por:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) \right] + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (4.3)$$

onde \dot{m}_{pq} é a transferência de massa da fase p para a fase q e \dot{m}_{qp} é a transferência de massa da fase q para a fase p . A fase primária é computada com base na seguinte restrição:

$$\sum_{q=1}^n (\alpha_q) = 1 \quad (4.4)$$

Todas essas equações são resolvidas para a mistura água e ar. Nesse sentido, é necessário obter os valores de massa específica e viscosidade para a mistura, que podem ser escritas por:

$$\rho = \alpha_{\text{água}} \rho_{\text{água}} + \alpha_{\text{ar}} \rho_{\text{ar}} \quad (4.5)$$

$$\mu = \alpha_{\text{água}} \rho_{\text{água}} + \alpha_{\text{ar}} \rho_{\text{ar}} \quad (4.6)$$

5. MODELAGEM NUMÉRICA

No século XX, houve um melhor desempenho na velocidade dos computadores, o que pode ser observado na participação da computação na engenharia. Assim, nas áreas de mecânica dos fluidos e de transferência de calor começaram a ser aplicados modelos computacionais nos projetos de engenharia (TANNEHILL et al, 1997).

A análise de sistema envolvendo escoamentos, transferência de calor e demais fenômenos associados é a dinâmica dos fluidos computacionais – *Computational Fluid Dynamics* – ou ainda CFD, onde permite a análise e solução de problemas físicos, de grande complexidade matemática (VERSTEEG E MALALASEKERA, 1995; MALISKA 2004).

Desse modo, os códigos CFD realizam a modelagem computacional, divididas em três etapas principais: o pré-processamento, a solução (processamento) e o pós-processamento (VERSTEEG E MALALASEKERA, 1995; TANNEHILL et al, 1997).

No pré-processamento é definido o fenômeno físico a ser modelado, o domínio computacional, a definição das propriedades físicas-químicas do fluido e aplicações das condições de contorno e iniciais e a discretização.

Na fase do processamento existem três métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais em engenharia: O Método de Diferenças Finitas (MDF), o Método de Volumes Finitos (MVF) e o Método de Elementos Finitos (MEF). A diferença entre esses métodos está relacionada como as variáveis são aproximadas e com o processo de discretização empregado em cada método (MALISKA, 2004; VERSTEEG E MALALASEKERA, 1995).

Por fim, na etapa do pós-processamento, os pacotes de CFD disponibilizam ferramentas para a visualização dos resultados (VERSTEEG E MALALASEKERA, 1995).

Neste estudo, o software Workbench Ansys, onde faz parte do pacote de programas da empresa Ansys, foi aplicado no pré-processamento, processamento e pós-processamento. O Workbench Ansys representa um grande avanço para a simulação numérica. Pois, pode-se aproveitar uma ferramenta completa de tecnologias de simulação comprovadas, reparo de geometria e etc (KAISER, 2009). Para realizar as simulações numéricas foi utilizado o Fluent, disponível no Workbench Ansys.

Dessa maneira, foi possível realizar esta pesquisa que consiste na análise do efeito do anteparo na potência hidropneumática disponível, para a conversão de energia de ondas do mar em energia elétrica em um dispositivo do tipo CAO.

5.1. Método de Volumes Finitos (MVF)

A tarefa desse método é transformar uma equação diferencial parcial em um sistema de equações algébricas. Para isso, as derivadas da função na equação diferencial são substituídas pelos valores discretos da função incógnita (MALISKA, 2004).

Na Figura 5.1, apresenta-se um volume de controle. De acordo com Gonçalves (2007), o MVF consiste na divisão do domínio, em um número finito de volumes de controle contíguos, em que as equações de conservação são aplicadas a cada um desses volumes.

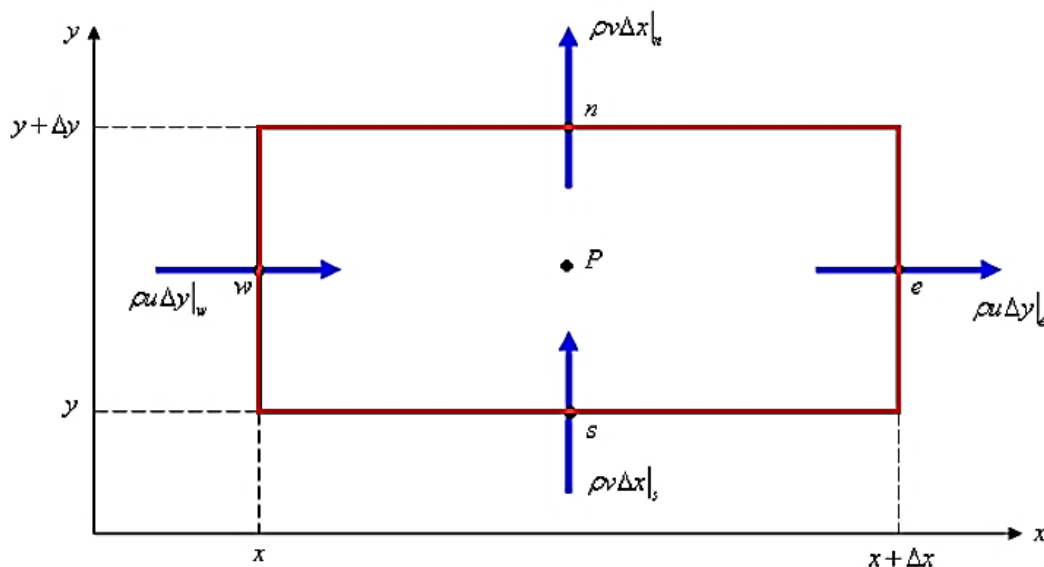


Figura 5.1-Volume de controle adaptado de Maliska (2004)

O ponto P é o ponto principal de um volume de controle, onde todos os volumes adjacentes possuem um nó central. As faces dos volumes de controle são representadas pelas linhas em vermelho e Δx e Δy onde representam as dimensões do volume de controle. Por fim, as velocidades na direção x são dadas pela variável u e as velocidades na direção y são representadas por v .

Na impossibilidade da solução analítica a aproximação numérica da equação diferencial é um número discreto de pontos. Assim, quanto maior for esse número de pontos, mais próximo do resultado exato será a solução aproximada (MALISKA, 2004).

Segundo Fortuna (2000), o MVF é destacado devido a interpretação física direta das equações resultantes da aplicação do método e a possibilidade de utilizá-lo em malhas com espaçamentos não-uniformes, facilitando a compreensão e modelação dos problemas.

A conservação de uma variável de fluxo ϕ dentro de um volume de controle finito pode ser expresso como um balanço entre vários processos que tendem a incrementar ou a diminuir

(VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007). Dessa forma, existem duas maneiras de obter as equações através desse método. A primeira maneira é realizar um balanço das propriedades no volume de controle e a segunda é integrar a equação diferencial no volume de controle (MALISKA, 2004).

Assim sendo, ao realizar o balanço de massa no volume de controle, conforme mostrado na Fig. 5.1, têm-se:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad (5.1)$$

onde \dot{m} representa o fluxo de massa e os índices e , w , n e s são para identificar as faces do volume de controle. A equação que representa a vazão mássica que passa pelas fronteiras do volume de controle na Fig. 5.1 é:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (5.2)$$

Ao dividir a Eq. (5.2) por $\Delta x \Delta y$ obtém-se:

$$\frac{\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w}{\Delta x \Delta y} + \frac{\rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s}{\Delta x \Delta y} = 0 \quad (5.3)$$

Simplificando a expressão (5.3) é obtida a Eq. (5.4):

$$\frac{\rho u|_e - \rho u|_w}{\Delta x} + \frac{\rho v|_n - \rho v|_s}{\Delta y} = 0 \quad (5.4)$$

Ao aplicar o limite quando $\Delta x \rightarrow 0$ e $\Delta y \rightarrow 0$, obtém-se a forma diferencial conservativa da equação de conservação da massa:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) = 0 \quad (5.5)$$

A equação 5.5 pode ser escrita na forma vetorial como:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (5.6)$$

onde \vec{V} é o vetor velocidade.

Na segunda maneira de obter a forma discretizada por Volumes Finitos é necessário fazer a integração na Eq. (5.5) para a aproximação numérica da equação da conservação da massa infinitesimal. Ao integrar o volume da Fig. 5.1 obtém-se:

$$\int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) \right] dx dy = 0 \quad (5.7)$$

$$\int_s^n [\rho u|_e - \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n - \rho v|_s] dx = 0 \quad (5.8)$$

Considerando que o fluxo de massa avaliado, no meio da face do volume de controle, representa a média da variação na face, tem-se:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (5.9)$$

Sendo a Eq. (5.9) a mesma Eq. (5.2), onde pode ser escrita como a Eq. (5.1).

Portanto, a integração de forma conservativa da equação diferencial do volume de controle ou realização do balanço das propriedades no volume de controle são procedimentos equivalentes (MALISKA, 2004).

5.2. Esquemas de discretização: Funções de Interpolação

Maliska (2004) diz que, para evitar o surgimento de coeficiente negativo é necessário usar o esquema de advecção *upwind*. Visto que a presença de coeficientes negativos traz, de imediato, dois obstáculos. O primeiro refere-se ao método iterativo utilizado para resolver o sistema linear porquê, que se não for robusto, a solução poderá divergir. A segunda interfere na ordem de aproximação da função de interpolação, pois, nos casos de alta ordem, produz soluções que apresentam oscilações numéricas, em regiões de grandes gradientes.

Neste trabalho é utilizado o esquema de advecção *upwind*, de primeira ordem, para os termos advectivos. Para isso, o valor na interface de um volume ϕ é igual ao valor da célula que está a

montante da face (PANTAKAR, 1980).

Para os valores de pressão, o esquema padrão do Fluent interpola utilizando coeficientes da equação da quantidade de movimento. No caso de grandes gradientes, nos termos fonte entre os volumes de controle, o perfil da pressão tem um gradiente elevado na face do volume, e assim, não pode ser interpolado usando este esquema. No presente trabalho, é utilizado o PRESTO para computar a pressão na face do volume (ANSYS, 2013).

5.3. Discretização do modelo VOF

Segundo Maliska (2004) a Eq. (4.3) da fração volumétrica pode ser discretizada no tempo de forma explícita, totalmente implícita e implícita.

Na formulação explícita, a discretização exige os valores da fração no tempo ou etapa anterior (MALISKA, 2004). Assim, esse esquema ocupa pouco espaço na memória central. Contudo, apresenta restrições de estabilidade numérica (DOS SANTOS, 2011).

As formulações implícitas exigem os valores de fração no tempo atual (MALISKA, 2004). Além do que esse esquema é, incondicionalmente, estável e permite um maior passo de tempo. No entanto, para domínios de grandes dimensões há uma dificuldade para armazenamento na memória principal, tendo assim um maior tempo de processamento (DOS SANTOS, 2011).

Neste trabalho, é utilizado o avanço temporal totalmente implícito, pois, de acordo com Maliska (2004), quando a solução é transiente e um processo iterativo for usado para resolver o sistema, as incógnitas devem estar no mesmo nível de tempo.

Além disso, o método reconstrução geométrica é utilizado para determinação do fluxo na interface entre dois fluidos, conforme Fig. 5.2.

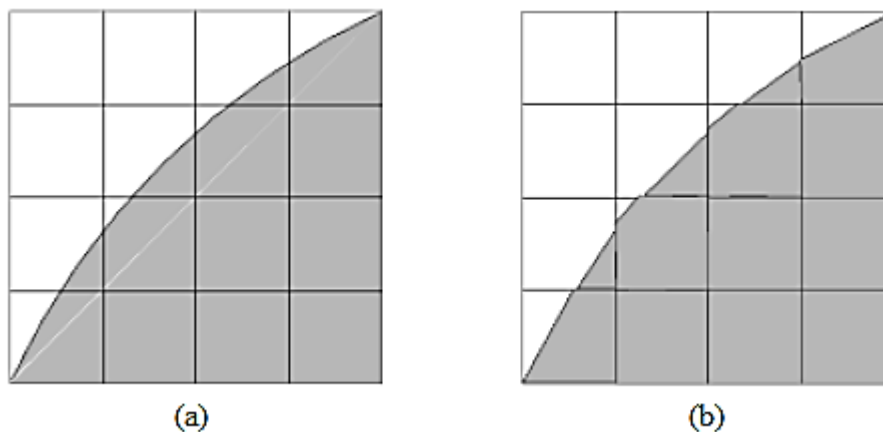


Figura 5.2-(a) Interface Real e (b) Interface da reconstrução geométrica. Adaptado de Ansys (2013)

Neste método, considera-se que a interface dos dois fluidos tem uma inclinação linear na célula, gerada a partir de uma interpolação linear, dentro de cada volume. Dessa forma, essa inclinação é utilizada para o cálculo do fluxo de advecção do fluido, pelas faces do volume de controle (ANSYS, 2013).

Este método, segundo o manual Ansys (2013), representa a interface entre dois fluidos através de uma abordagem linear em partes. Ainda é, também, aplicável para as malhas em geral, inclusive as malhas não estruturadas.

5.4. Acoplamento pressão e velocidade

Os métodos numéricos no Fluent são manipulados para determinar o campo de velocidades. A diferença dos métodos é a maneira como é encontrado o resultado das incógnitas (MALISKA, 2004). Neste estudo é usado o método segregado, onde se resolve as equações separadamente, sempre atualizando os coeficientes a cada iteração.

A partir da solução segregada das equações de conservação da quantidade de massa e movimento gera o problema do acoplamento pressão-velocidade para escoamentos incompressíveis. Nesta situação é necessário encontrar um algoritmo que melhore a estimativa do campo de pressão, de maneira que, o campo de velocidade, se aproxime da solução da equação discretizada da continuidade (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

O Fluent possui quatro algoritmos de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE, SIMPLEC, PISO e *Coupled*. De um modo geral, esses algoritmos utilizam o modelo de solução segregado para os sistemas de equações, exceto o *Coupled* que utiliza o modelo de solução acoplado (ANSYS, 2013).

Neste estudo é empregado o algoritmo de acoplamento pressão-velocidade PISO. Este método é baseado no grau mais alto de relação de aproximação, entre as correções para a pressão e a velocidade. Uma das limitações dos algoritmos SIMPLE e SIMPLEC é que as novas velocidades e fluxos correspondentes não satisfazem o balanço de massa, depois da equação da correção da pressão resolvida. Assim, o cálculo deve ser repetido até que o balanço seja satisfatório. Desta forma, para aprimorar a eficiência do cálculo, o algoritmo PISO tem duas correções: correção de vizinhança e correção *skewness* (ANSYS, 2013). De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), esse procedimento requer armazenamento adicional e um aumento no esforço computacional, porém, o método é eficiente e rápido.

6. MODELAGEM COMPUTACIONAL

Neste capítulo são apresentados aspectos relacionados à modelagem computacional do dispositivo CAO.

6.1. Geração da malha

A etapa inicial, de uma simulação numérica, consiste na geração de uma malha adequada. Segundo Maliska (2004), se cada volume interno tem o mesmo número de vizinhos então a malha resultante é estruturada. Por outro lado, malhas não estruturadas são recomendadas para geometrias complexas.

De acordo com Barreiro (2009), o canal de ondas pode ser dividido na vertical, em 3 regiões: R_1 , R_2 e R_3 , conforme Fig. 6.1. Essas divisões são recomendadas para a construção da malha numérica. Neste estudo R_1 é dividido em duas partes iguais, enquanto R_3 é dividido em duas partes, sendo uma dessas partes entre o final da parede frontal até o fundo do dispositivo. Nas regiões R_1 e R_3 são considerados volumes com 35 e 90 na direção y . Na região R_2 é considerado um refinamento com 60 volumes na direção y (equivalente a $H/20$) e com 239 volumes na direção x (equivalente a $\lambda/50$) (BARREIRO, 2009).

Nas Figuras 6.1 e 6.2 apresentam-se a discretização espacial aplicada ao dispositivo CAO e ao canal de ondas. Nas regiões próximas às paredes tiveram um refinamento maior devido aos maiores gradientes do campo de velocidades nessas regiões, sendo gerados acima de 72000 volumes finitos na malha do domínio. No caso da região da propagação da onda foi usada a metodologia *stretched* de Barreiro (2009).

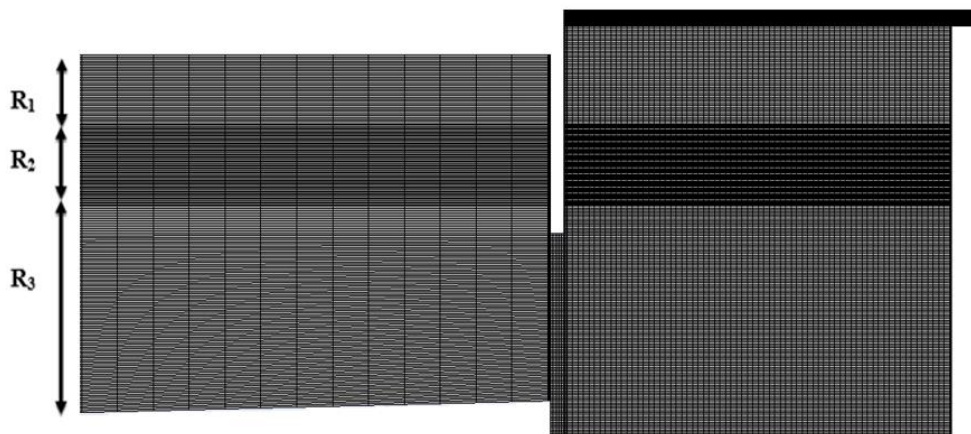


Figura 6.1-Discretização espacial aplicada ao dispositivo CAO *onshore* em escala real

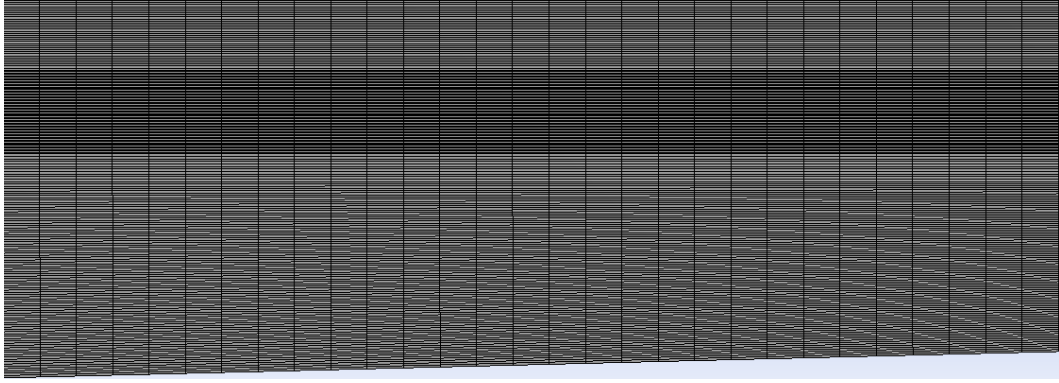


Figura 6.2-Detalhe da malha regular aplicada ao canal de ondas

Para representar a geometria foi usado o DesignModeler, para a geração da malha o Meshing, e as simulações foram realizadas no Fluent, ambos disponíveis no Workbench Ansys. Esses programas têm como finalidade auxiliar na construção, discretização dos modelos CFD e soluções das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e fração volumétrica, respectivamente.

Os resultados dessas equações nas direções x e y foram consideradas convergidas quando os resíduos foram menores do que 10^{-6} .

6.2. Condição de contorno e inicial

No que diz respeito ao gerador de ondas numérico, a condição empregada neste estudo é a velocidade prescrita, o que é possível observar na região em azul na Fig. 6.3, conforme Eqs (2.15) e (2.16) (GOMES, 2014; LARA, 2015; LETZOW, 2020). Essa velocidade é variada em função do espaço e tempo, de acordo com a Teoria linear das ondas (DEAN E DALRYMPLE, 1991).

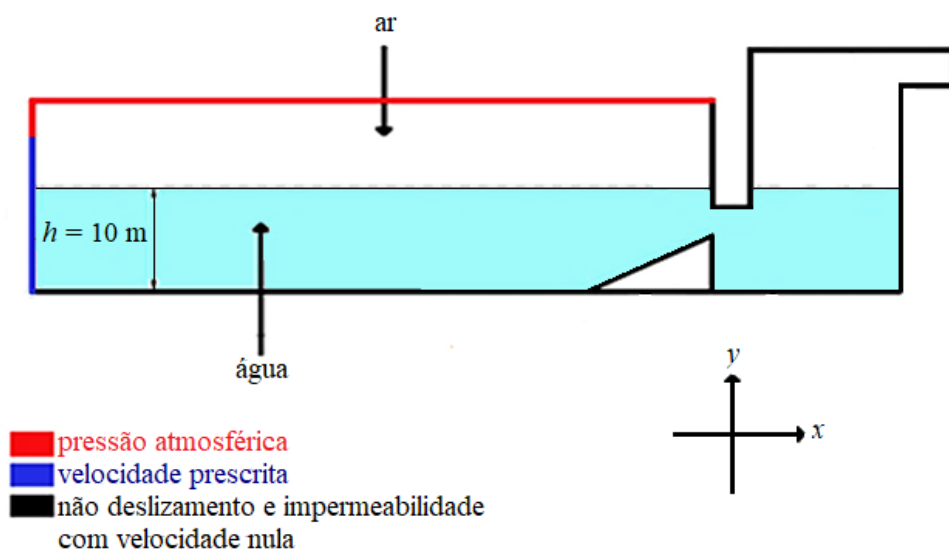


Figura 6.3- Condições de contorno

Já na superfície superior do canal, na extremidade esquerda e na saída do duto da turbina, é aplicada uma condição de contorno de pressão atmosférica, como mostra nas regiões em vermelho, na Fig. 6.3. Nas demais regiões do canal de ondas: superfície inferior e superfície lateral direita são impostas a condição de não deslizamento e impermeabilidade com velocidade nula (linhas pretas na Figura 6.3). Vale também destacar que abaixo de 10 m o fluido é a água, o que foi considerado em repouso, e acima o ar.

6.3. Sondas de medição

Na Figura 6.4 são apresentadas as sondas de medição e suas posições no domínio computacional (GOMES, 2014).

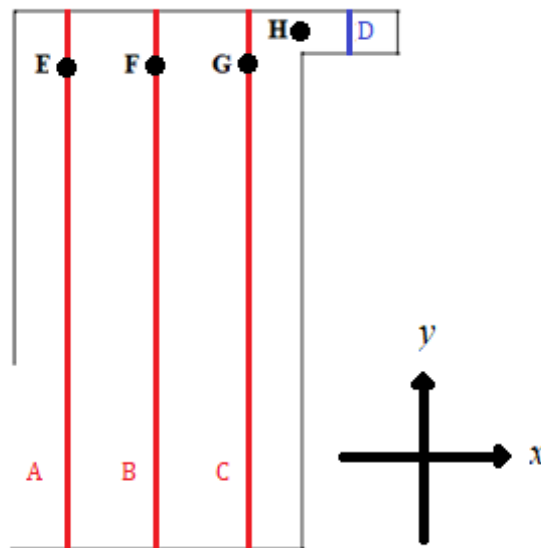


Figura 6.4-Sondas de medição no domínio computacional

Para isso, as sondas A, B e C (linhas vermelhas), vide Fig. 6.4, são para a medição da elevação da água a partir das linhas. O cálculo dessa medida é através da integral no software Ansys Fluent:

$$\int \phi dA = \sum_{i=1}^n \phi_i |A_i| \quad (6.1)$$

onde ϕ_i é a quantidade de água em cada volume e A_i representa o comprimento de cada volume, pois, é uma linha.

A sonda D (linha azul) fica no centro do duto da turbina da câmara e mede a diferença de pressão (Estática e Dinâmica). Para isso, primeiramente foi calculada a pressão total dada por:

$$p = p_e + p_d \quad (6.2)$$

Onde p_e é a pressão estática (Pa) e p_d é a pressão dinâmica (Pa) dada por:

$$p_d = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (6.3)$$

Para isso, na Fig. A. 20 no apêndice ilustra-se como adicionar uma linha de medição no software Ansys Fluent.

Para calcular a pressão estática na sonda D é feita a substituição da Eq. (6.3) na Eq. (6.2), e depois, o isolamento do termo p_e . Contudo, também pode ser encontrada com uma média ponderada em uma área, conforme a Eq. (6.4):

$$\frac{1}{A} \int \phi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \int \phi_i |A_i| \quad (6.4)$$

sendo que ϕ o campo variável, n o número de volumes e A_i é o comprimento das linhas.

Ainda na sonda D é também calculada a vazão mássica através da seguinte expressão:

$$\int \rho_{ar} \vec{v} d\vec{A} = \sum_{i=1}^n \int \rho_{ar_i} \vec{v}_i \vec{A}_i \quad (6.5)$$

onde ρ_{ar} (kg/m³) é a massa específica do ar, \vec{v} (m/s) a velocidade na direção x e A (m²) área da superfície, que é atravessado pelo escoamento do ar.

Já as sondas E, F, G, H (pontos pretos) são pontos de medição da pressão total.

Para fazer a comparação dos resultados otimizados neste estudo com o caso sem o anteparo triangular é usado as mesmas sondas de medição do estudo de Letzow (2017).

Por fim, para o cálculo da potência hidropneumática disponível é utilizada a seguinte expressão, conforme em Dizardji e Sajadian (2011):

$$P_{\text{hid}} = \left(\Delta P_{\text{ar}} + \frac{\rho_{\text{ar}} v_{\text{ar}}^2}{2} \right) \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{ar}}} \quad (6.6)$$

onde ΔP_{ar} é a diferença de pressão no duto da turbina do dispositivo CAO, \dot{m} é a vazão mássica de no ar no duto da turbina e v_{ar} é a velocidade do ar que pode ser dada por, $v_{\text{ar}} = \dot{m}/A\rho_{\text{ar}}$ onde A é a área do duto de saída.

Para calcular os valores médios da vazão mássica de ar, diferença de pressão e potência hidropneumática disponível é usado a média *Root Mean Square* (RMS), indicada por Marjani et al. (2006):

$$X = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=0}^N x_i^2} \quad (6.7)$$

para uma coleção de N valores $\{x_1, x_2, \dots, x_N\}$.

6.4. Independência de malha

Um estudo de independência de malha foi realizado, a fim de determinar a quantidade de volumes finitos necessários para que a malha não gerasse influência sobre os resultados. A malha foi considerada independente quando a diferença relativa entre a vazão mássica e a elevação da água fossem menores que $2,0 \times 10^{-2} \%$ e $2,0 \times 10^{-4} \%$, respectivamente, sendo essa diferença calculada com as seguintes equações:

$$\left| 100 \cdot \left(\frac{\eta_{\text{média}}^i - \eta_{\text{média}}^{i+1}}{\eta_{\text{média}}^{i+1}} \right) \right| < 2,0 \times 10^{-4} \quad (6.8)$$

$$\left| 100 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{\text{RMS}}^i - \dot{m}_{\text{RMS}}^{i+1}}{\dot{m}_{\text{RMS}}^{i+1}} \right) \right| < 2,0 \times 10^{-2} \quad (6.9)$$

Conforme consta na Tab. 6.1, foram utilizadas cinco simulações com diferentes refinamentos.

Após a realização do teste, notou-se que a malha considerada independente foi a malha 5, visto que, ela apresentou uma diferença relativa de $1,96 \times 10^{-2} \%$ na média RMS da vazão mássica e $1,16 \times 10^{-4} \%$ na média da elevação da água.

Tabela 6.1-Independência de malha

Malha (i)	Nº de Vol.	Elevação da água (m)	Diferença Relativa %	Vazão mássica (kg/s)	Diferença Relativa%
1	35500	10,015930	-	3,537253	-
2	48944	10,017954	$2,02 \times 10^{-2}$	3,552143	$4,21 \times 10^{-1}$
3	53818	10,017985	$3,12 \times 10^{-4}$	3,553731	$4,47 \times 10^{-2}$
4	62928	10,017950	$3,51 \times 10^{-4}$	3,553012	$2,02 \times 10^{-2}$
5	72021	10,017962	$1,16 \times 10^{-4}$	3,553710	$1,96 \times 10^{-2}$

Nas Figs. 6.5 e 6.6 apresentam-se as curvas que demonstram a tendência de estabilização da malha conforme o aumento do refino. Assim, através da Tab. 6.1 e Fig. 6.5 e 6.6, verifica-se que a malha 5 apresenta um refinamento de acordo com o critério de tolerância estipulado, permitindo cálculos com boa precisão.

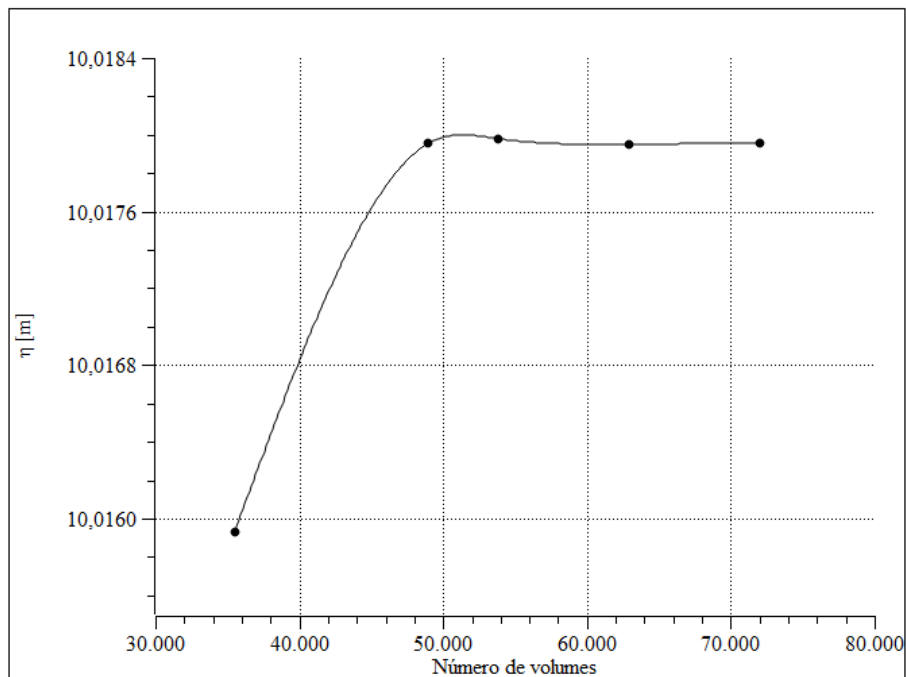


Figura 6.5-Número de volumes em função da elevação da água

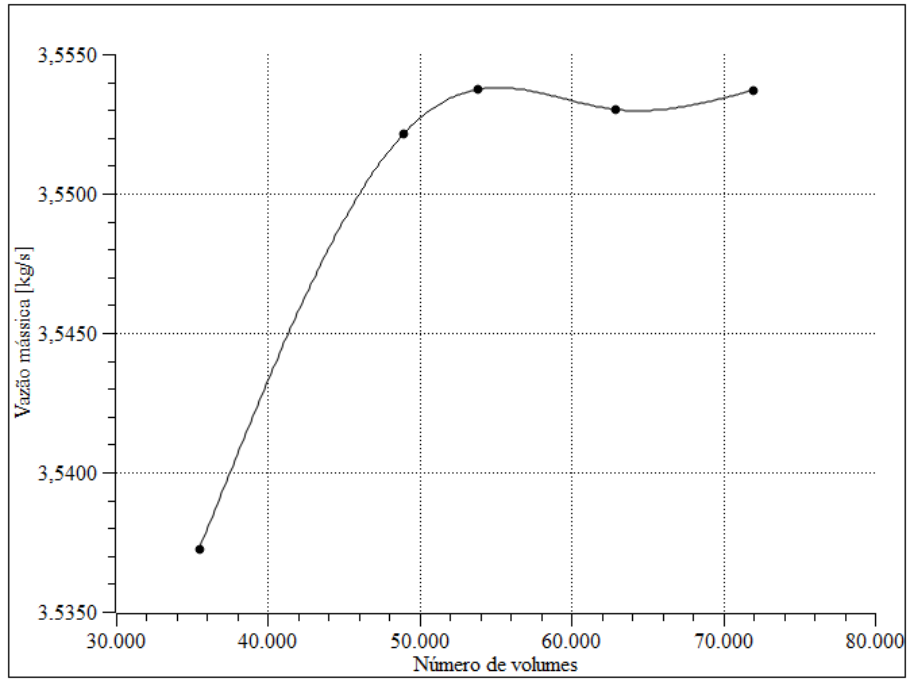


Figura 6.6-Número de volumes em função da vazão mássica de ar

7. VERIFICAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

A verificação é o processo usado para quantificar a diferença numérica, isso é, para verificar o modelo matemático numericamente (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

A verificação do modelo VOF foi dividida em duas etapas. Na primeira fase foi realizada a verificação da geração da onda. Já no segundo momento foi considerada a interação do ar e água e a estrutura do dispositivo.

7.1. Verificação da propagação da onda em um canal

A elevação da superfície livre pode ser determinada de forma analítica através da Eq. (2.12).

Para a verificação foi realizada a comparação entre a solução analítica e numérica obtida na posição $x = 50$ m do canal de ondas com o passo de tempo 0,015, conforme Fig. 7.1. O processamento total de simulação foi aproximadamente 16 h. A partir disso, concluiu-se que houve um comportamento similar entre as soluções numéricas e analíticas, principalmente quando a propagação fica estável ($15 \text{ s} < t < 45 \text{ s}$).

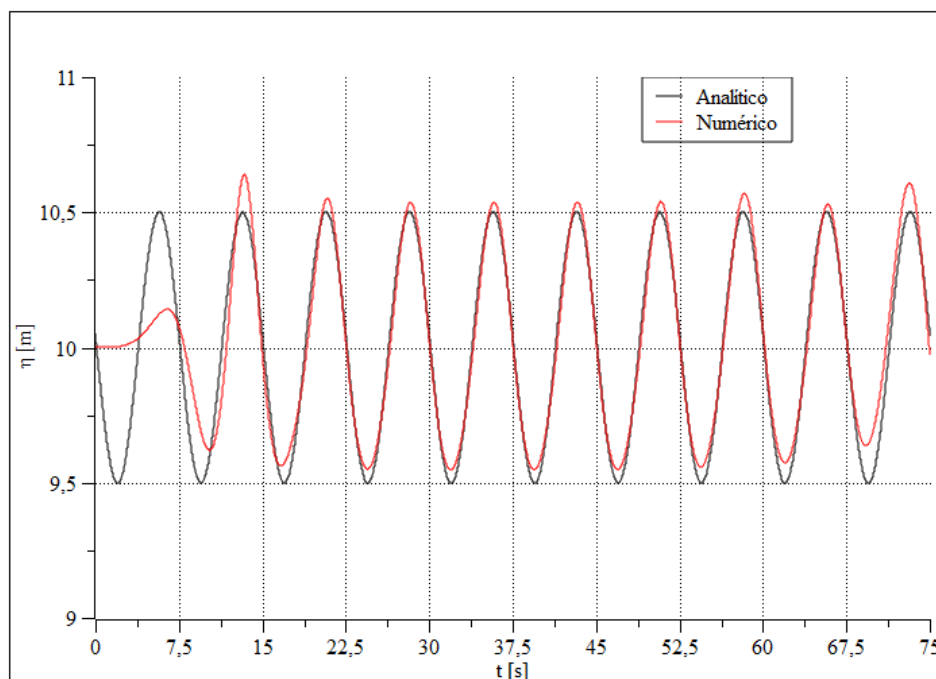


Figura 7.1-Comparação entre a solução analítica e numérica obtida em $x = 50$ m com passo de tempo 0,015

A verificação do modelo numérico é importante para estimar a diferença numérica, sendo assim, uma maneira de analisar, da melhor maneira possível, o modelo matemático. Essa diferença é

entre o modelo analítico e numérico (FERZIGER e PERIC, 1996). Logo, para a comparação dos resultados foi usado a Eq. (7.1):

$$\left[\sum_{n=1}^{5000} |x_n - y_n| \right] \cdot \frac{100}{5000} \quad (7.1)$$

onde x_n é a elevação da onda no caso analítico, y_n é a elevação da onda da solução numérica e 5000 é a quantidade total de valores avaliados.

Na comparação dos resultados a diferença numérica foi 7%. Porém, observou-se que a média dessa diferença entre o intervalo $15 \text{ s} < t < 45 \text{ s}$, onde a propagação foi estável, atingiu 3%. Essa diferença numérica está relacionada à reflexão, pois, a onda coincide com o dispositivo e reflete.

7.2. Verificação considerando o dispositivo CAO

A segunda etapa apresenta a verificação do modelo numérico com a interação entre água, o ar e a estrutura do dispositivo CAO. Para verificar, quantitativamente, foi reproduzido parte do trabalho de Letzow (2017), onde a solução numérica para vazão mássica no duto da turbina, variação de pressão na câmara do dispositivo CAO são comparadas com resultados numéricos. Dessa forma, foram consideradas as mesmas sondas de medição do estudo de Letzow (2017).

Assim, fez-se um estudo de independência de malha, a fim de fazer a verificação. Desta maneira, a malha foi considerada independente quando a diferença relativa da vazão mássica fosse menor ou igual a 0,6% e a diferença de pressão fosse menor ou igual a 0,2%, sendo essa diferença calculada com as equações:

$$\left| 100 \cdot \left(\frac{P_{RMS}^i - P_{RMS}^{i+1}}{P_{RMS}^{i+1}} \right) \right| \leq 0,2 \quad (7.2)$$

$$\left| 100 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{RMS}^i - \dot{m}_{RMS}^{i+1}}{\dot{m}_{RMS}^{i+1}} \right) \right| \leq 0,6 \quad (7.3)$$

De acordo com a Tab. 7.1, foram utilizadas cinco simulações com diferentes refinamentos. Em seguida, notou-se que a malha considerada independente foi a malha 5, uma vez que, ela apresentou uma diferença relativa de 0,19% na média RMS da diferença de pressão e 0,6% na média RMS da vazão mássica.

Tabela 7.1-Teste de independência de malha

Malha (i)	Nº de Vol.	Diferença de Pressão (Pa)	Diferença Relativa %	Vazão mássica (kg/s)	Diferença Relativa%
1	64357	3,32113	-	35,32484	-
2	93837	3,31591	0,1572	36,64908	3,61
3	123147	3,30801	0,2387	34,93015	4,92
4	148964	3,30016	0,2380	34,49082	1,27
5	179796	3,29387	0,1910	34,28646	0,60

Na Figura 7.2 e 7.3 é possível observar uma comparação entre os resultados numéricos para a vazão mássica e diferença de pressão, respectivamente.

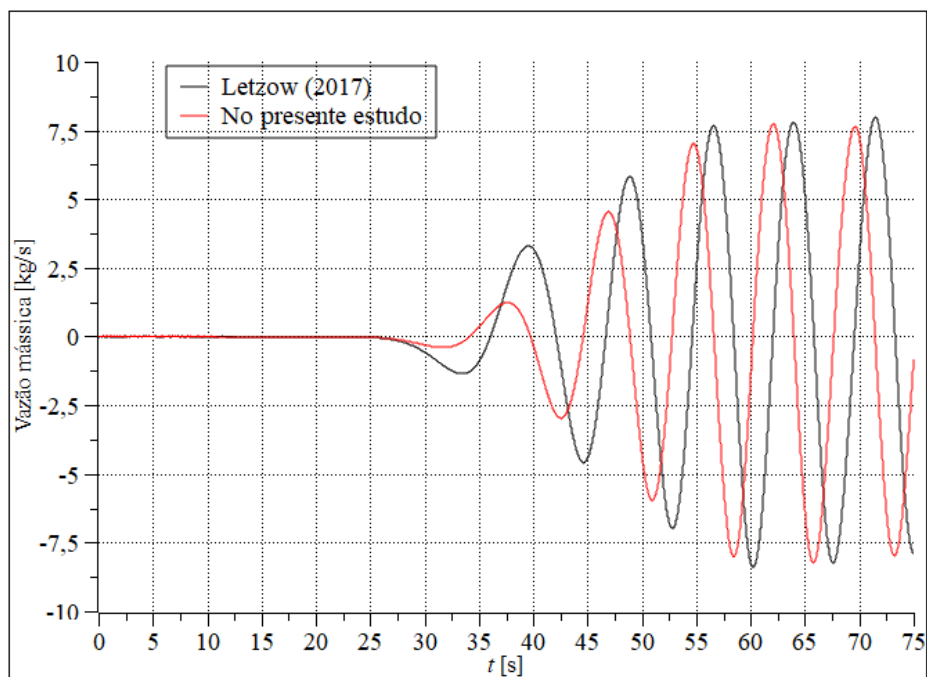


Figura 7.2-Comparação da vazão mássica no duto da turbina função do tempo para $H_1/L_1 = 0,2$

Com isso, para comparar esses resultados foi usado as Eqs. (7.4) e (7.5), a fim de avaliar a diferença relativa entre os casos.

$$\left| 100 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{RMS} - \dot{m}_{RMS}^1}{\dot{m}_{RMS}^1} \right) \right| \quad (7.4)$$

$$\left| 100 \cdot \left(\frac{P_{RMS} - P_{RMS}^1}{P_{RMS}^1} \right) \right| \quad (7.5)$$

onde \dot{m}_{RMS}^1 e P_{RMS}^1 são as médias RMS da vazão mássica e pressão avaliadas nesse estudo e \dot{m}_{RMS} e P_{RMS} as médias RMS no estudo de Letzow (2017).

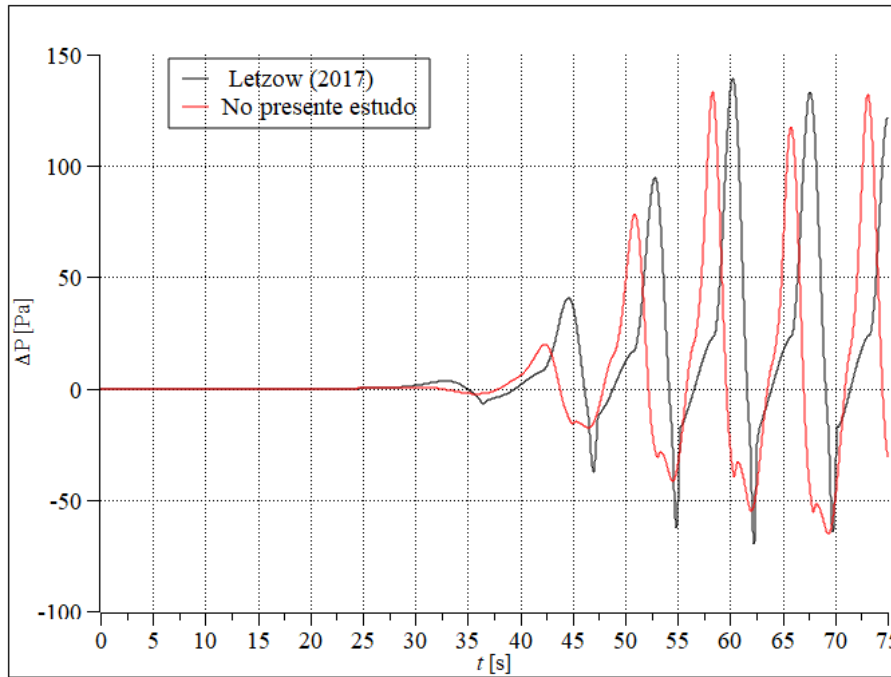


Figura 7.3-Comparação da diferença de pressão na câmara hidropneumática em função do tempo para $H_1/L_1 = 0,2$

Logo, a diferença do cálculo da média RMS da vazão mássica do presente estudo e do Letzow (2017) foi de 5,6%, o que mostra ter um comportamento qualitativo, assim como a Fig. 7.2. Já a média RMS da diferença de pressão foi 0,92% e observando a Fig. 7.3, nota-se também um comportamento qualitativo para as soluções apresentadas.

A partir dos resultados apresentados nas Figs. 7.2 e 7.3 e na Tab. 7.1, verifica-se que o modelo empregado, no presente trabalho, representa devidamente o comportamento do ar. É importante destacar que o modelo matemático e numérico, empregado neste estudo, considera o escoamento no regime laminar, de acordo com a Fig. A. 5 no apêndice.

8. RESULTADOS

Esse estudo utilizou o caso base ótimo de Letzow (2017): $H_1/L_1 = 0,4$ e $H_3 = 2,5$ m, onde H_1 refere-se à altura e L_1 a largura correspondente da câmara do dispositivo CAO e H_3 a profundidade de submersão da parede frontal. Para a variação do anteparo triangular foi assumida uma área constante $A_2 = 40,0$ m² sendo analisados os seguintes valores de $H_2/L_2 = 0,025; 0,05; 0,075; 0,1; 0,15; 0,2$, onde H_2 representa a altura e L_2 o comprimento do anteparo triangular.

Primeiramente, foi realizada a análise no desempenho de um dispositivo CAO com o anteparo na parede frontal ($L_4 = 0$ m). O método Design Construtal associado a técnica de busca exaustiva para otimização foi aplicado, com a finalidade de verificar o efeito da geometria inserida na potência hidropneumática disponível.

Através da Fig. 8.1, é possível avaliar o efeito da razão H_2/L_2 sobre a vazão mássica gerada no duto da turbina do dispositivo CAO. A geometria que apresentou uma condição ótima, através do método de otimização de busca exaustiva, foi $H_2/L_2 = 0,025$, neste caso, a média RMS da vazão mássica foi de $\dot{m} = 3,55$ kg/s, enquanto, a menor média RMS da vazão mássica foi $\dot{m} = 2,87$ kg/s, i.e., uma diferença de 24%. Dessa forma, o comportamento de H_2/L_2 apresenta influência sobre a vazão mássica no duto da turbina.

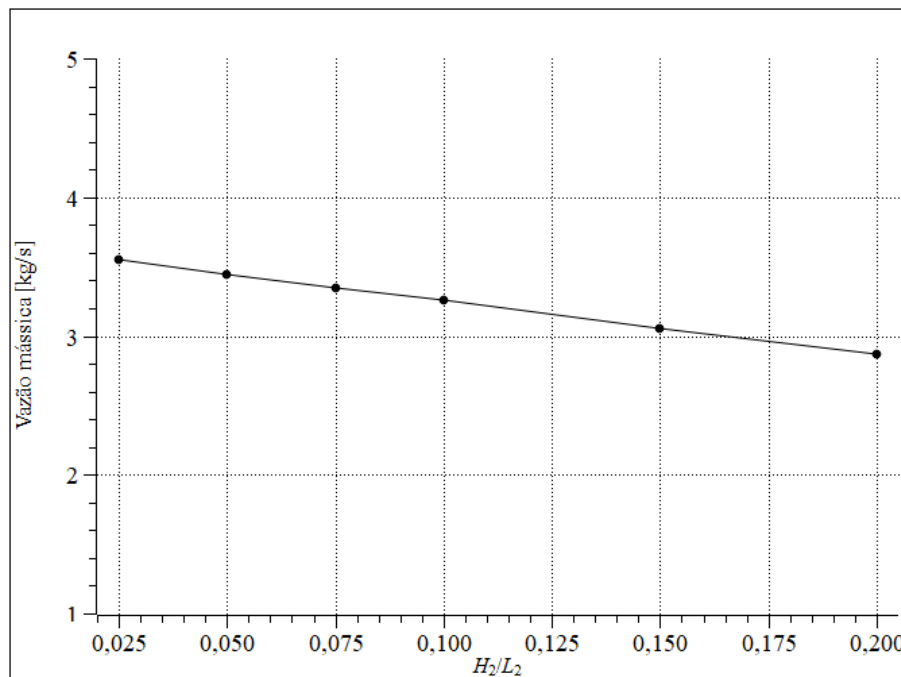


Figura 8.1-Efeito de H_2/L_2 sobre a vazão mássica RMS média no tempo RMS média no tempo para o caso com o anteparo triangular na entrada da parede frontal ($L_4 = 0$ m)

Na Figura 8.2, apresenta-se o efeito de H_2/L_2 sobre a diferença de pressão gerada no duto da turbina. Os valores de pressão RMS diminuíram no aumento de H_2/L_2 . A média RMS da pressão em $H_2/L_2 = 0,1$ foi $\Delta P = 40,26$ Pa e para a pior geometria ($H_2/L_2 = 0,2$) foi $\Delta P = 30,79$ Pa, ou seja, teve uma decaída de aproximadamente 31%. Já a média da pressão do extremo superior ($H_2/L_2 = 0,025$) para o extremo inferior ($H_2/L_2 = 0,2$) foi 57,9%, o que nota-se influência de H_2/L_2 na diferença de pressão no duto da turbina.

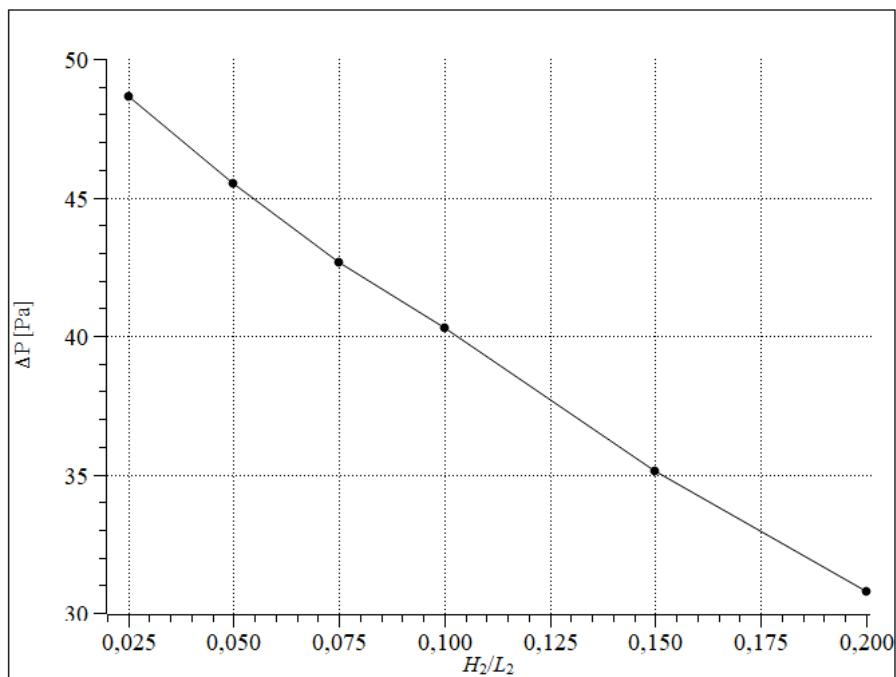


Figura 8.2-Efeito de H_2/L_2 sobre a diferença de pressão (Estática e Dinâmica) RMS média no tempo para o caso com o anteparo triangular na entrada da parede frontal ($L_4 = 0$ m)

Na Figura 8.3, observa-se o comportamento da média RMS para a potência hidropneumática disponível quando o grau de liberdade H_2/L_2 é variado. Os valores médios (RMS) máximos da potência disponível foram obtidos nos menores valores de H_2/L_2 avaliados. A geometria ótima foi encontrada em $H_2/L_2 = 0,025$ para $P_{hid} = 132,47$ W. No caso a pior geometria ocorreu quando $H_2/L_2 = 0,2$ atingiu $P_{hid} = 64,17$ W, tendo uma diferença relativa de aproximadamente 106%. Portanto, percebe-se a importância da análise geométrica no desempenho do dispositivo CAO.

A Figura 8.4 apresenta a condição de crista de onda no dispositivo CAO para uma razão de área do anteparo $H_2/L_2 = 0,2$. Com isso, compreendeu-se a elevação do nível de água no interior da câmara, conseqüentemente, forçando o ar a passar pela turbina em direção à atmosfera, e assim, aumentando a magnitude do campo de velocidades que passa pelo duto da turbina, conforme Fig. 8.5.

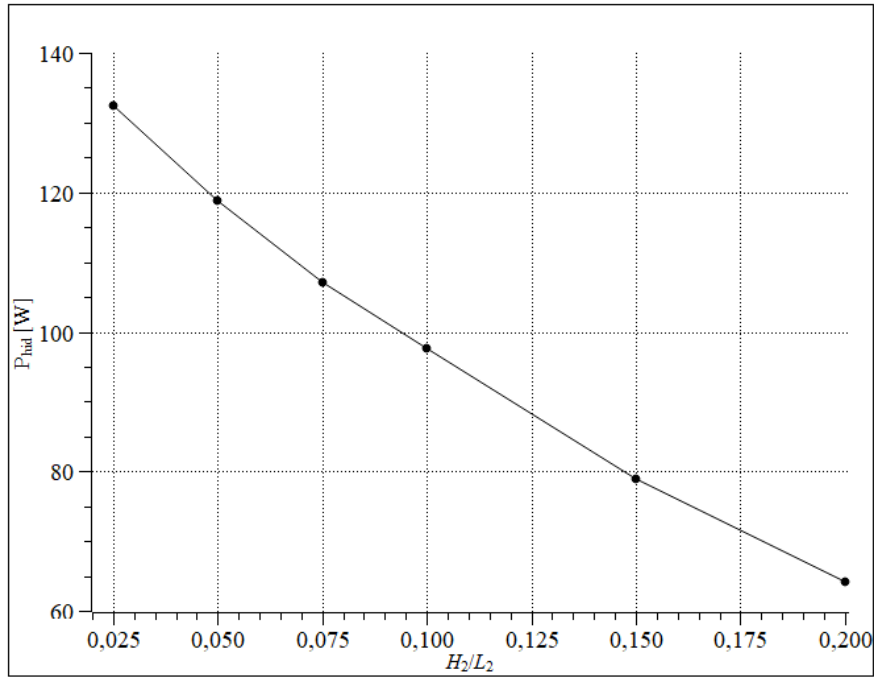


Figura 8.3-Efeito de H_2/L_2 sobre a potência hidropneumática disponível RMS média no tempo para o caso com o anteparo triangular na entrada da parede frontal ($L_4 = 0$ m)

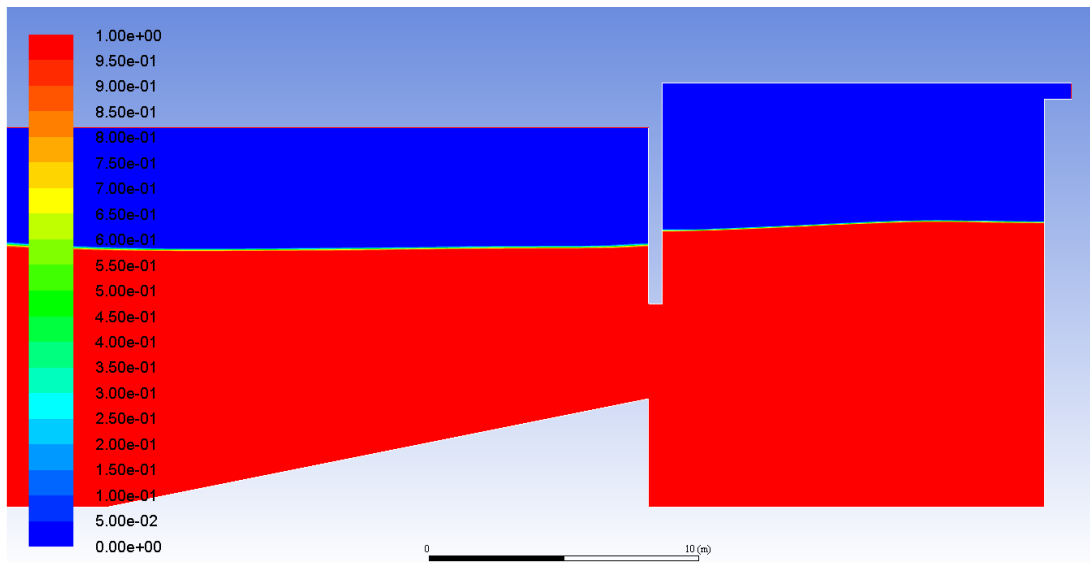


Figura 8.4-Fração Volumétrica da água e ar para um caso $H_2/L_2 = 0,2$ em $t = 67,51$ s

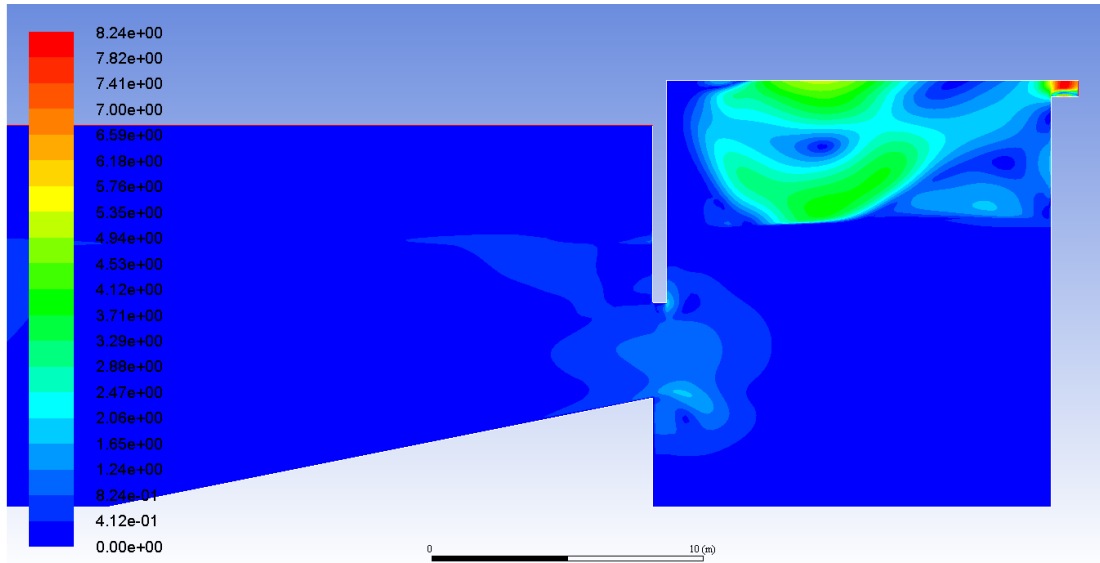


Figura 8.5-Componente de velocidade (m/s) para um caso com $H_2/L_2 = 0,2$ em $t = 67,51$ s

A Figura 8.6 apresenta a incidência de uma crista de onda no dispositivo CAO para a razão otimizada $H_2/L_2 = 0,025$. Notou-se que, com a inclinação do anteparo pequena, houve um aumento na elevação da água no interior da câmara. Na Figura 8.7, pode-se visualizar o campo de velocidades do escoamento de ar no interior da câmara. Assim, observou-se que houve uma maior variação na intensidade do escoamento na região de elevação da superfície livre da onda.

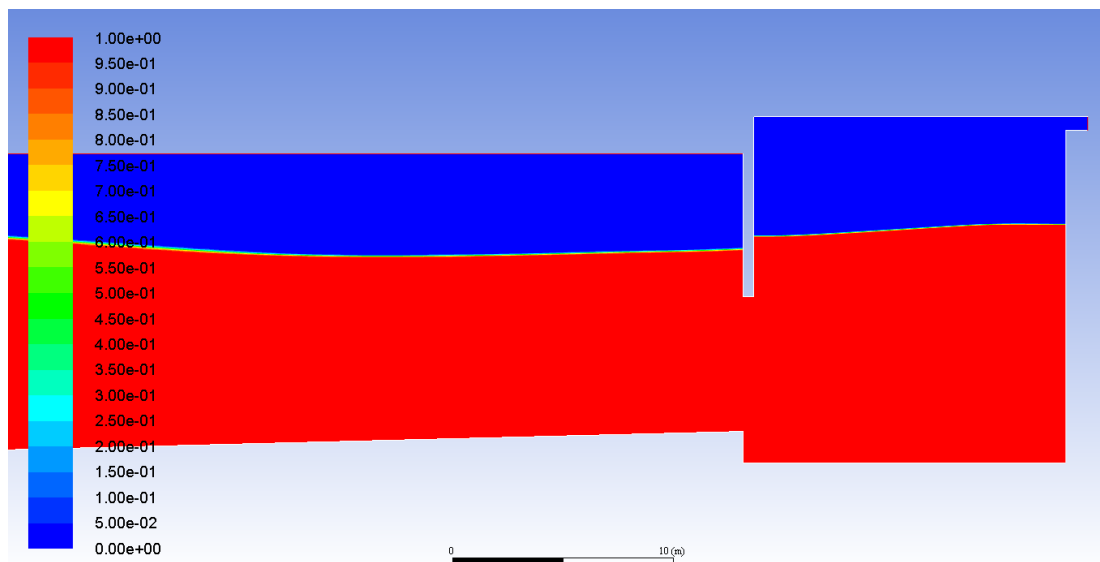


Figura 8.6-Fração Volumétrica da água e ar para um caso $H_2/L_2 = 0,025$ em $t = 67,51$ s

Dessa forma, pode-se concluir que tanto a diminuição da altura, quanto o aumento do comprimento do anteparo, proporcionaram uma maior mudança no campo de velocidades na região

da câmara do dispositivo, tendo assim, uma influência mais significativa.

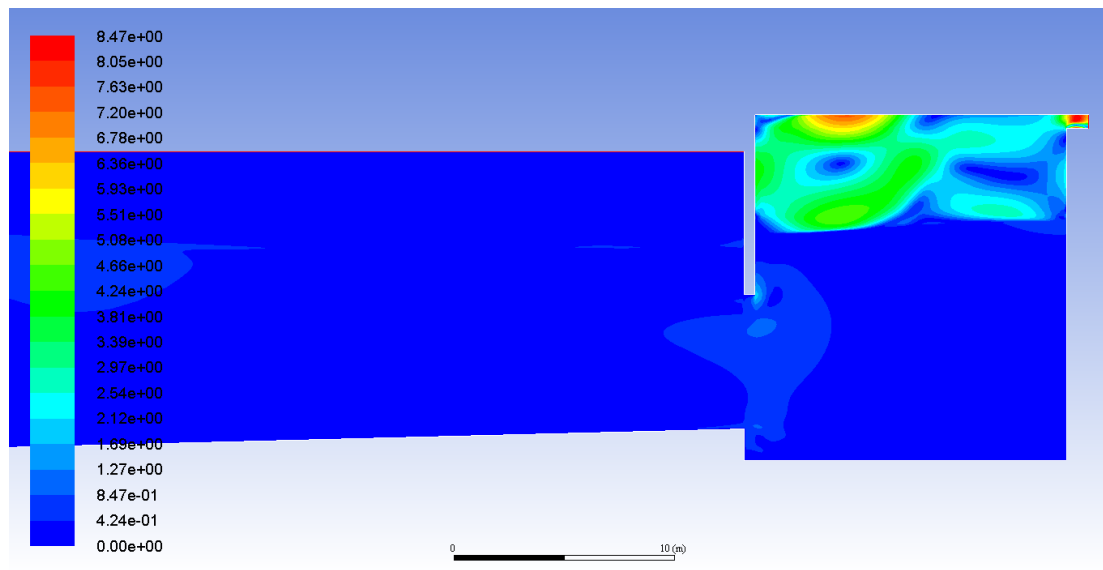


Figura 8.7-Componente de velocidade (m/s) para um caso com $H_2/L_2 = 0,025$ em $t = 67,51$ s

Na Figura 8.8, apresenta-se a comparação do comportamento transiente da vazão mássica no duto da turbina para a razão $H_2/L_2 = 0,025$ e para o caso sem o anteparo (LETZOW, 2017). Sendo assim, um comportamento oscilante da vazão mássica no duto da turbina. Isso ocorreu devido à elevação e redução da superfície livre da onda dentro da câmara hidropneumática.

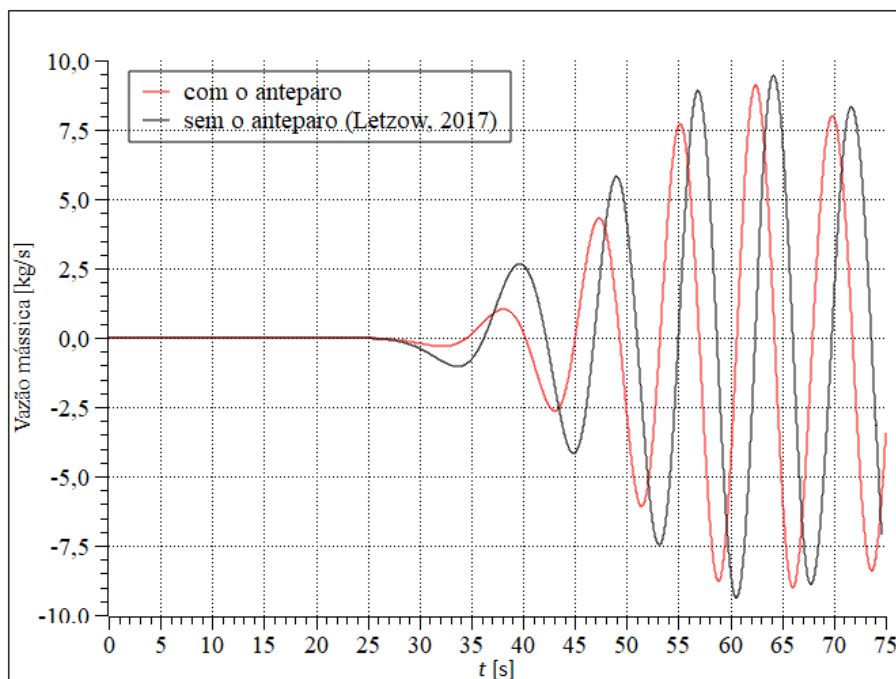


Figura 8.8-Vazão mássica em função do tempo para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e a razão de $H_2/L_2 = 0,025$

No estudo de Letzow (2017) a média RMS da vazão no duto da turbina para o caso ótimo $H_1/L_1 = 0,4$, sem o anteparo triangular, foi $\dot{m} = 3,71$ kg/s. Já a maior média RMS da vazão encontrada neste estudo foi $\dot{m} = 3,53$ kg/s, ou seja, a inserção do anteparo triangular teve um decréscimo de 5% na média RMS da vazão mássica. Logo, a imposição do anteparo triangular não apresentou ter influência positiva sobre a média RMS da vazão mássica.

Na Figura 8.9, avalia-se a diferença de pressão em função do tempo para a razão de $H_2/L_2 = 0,025$. Nota-se um comportamento oscilante na pressão. Contudo, a magnitude não foi semelhante nas regiões de picos e vales. As magnitudes nos picos foram menores que as obtidas nos vales. Possivelmente, isso aconteceu devido à saída se dar para pressão atmosférica e a entrada para a câmara fechada, ou seja, por possuírem diferentes pressões.

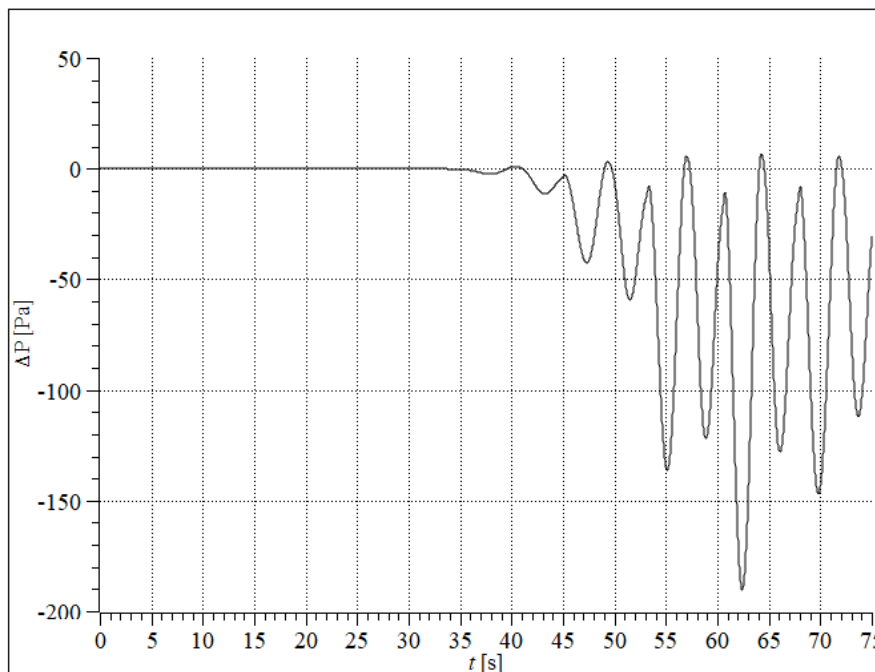


Figura 8.9-Diferença de pressão em função do tempo para a razão de $H_2/L_2 = 0,025$ no duto da turbina

Na Figura 8.10, apresenta-se a comparação da diferença de pressão na câmara para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e a razão de $H_2/L_2 = 0,025$. A melhor média RMS da pressão na câmara hidropneumática disponível foi $\Delta P = 39,45$ Pa. Além disso, no trabalho do Letzow (2017) foi $\Delta P = 39,76$ Pa. O que mostra que a inserção do anteparo teve um decréscimo de 0,77% na pressão, vide Fig. 6.10. Também observou-se que, os vales foram menores do que os picos, enquanto o contrário ocorreu na pressão no duto da turbina, de acordo com a Fig. 8.9.

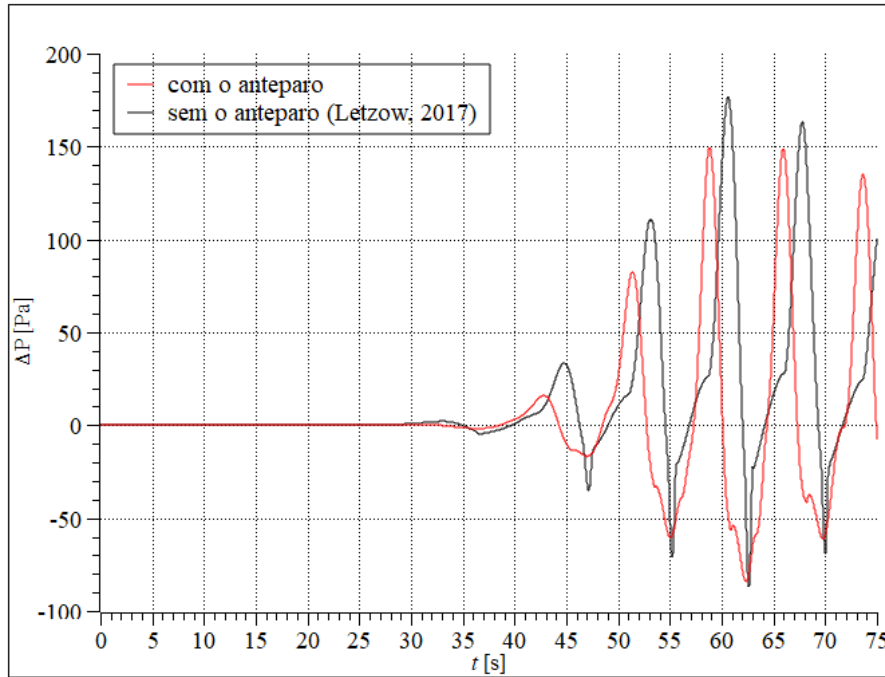


Figura 8.10-Comparação da diferença de pressão na câmara para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e a razão de $H_2/L_2 = 0,025$

Na Fig. 8.11 ilustra-se a comparação do comportamento transiente da potência disponível para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e o caso ótimo obtido $H_2/L_2 = 0,025$.

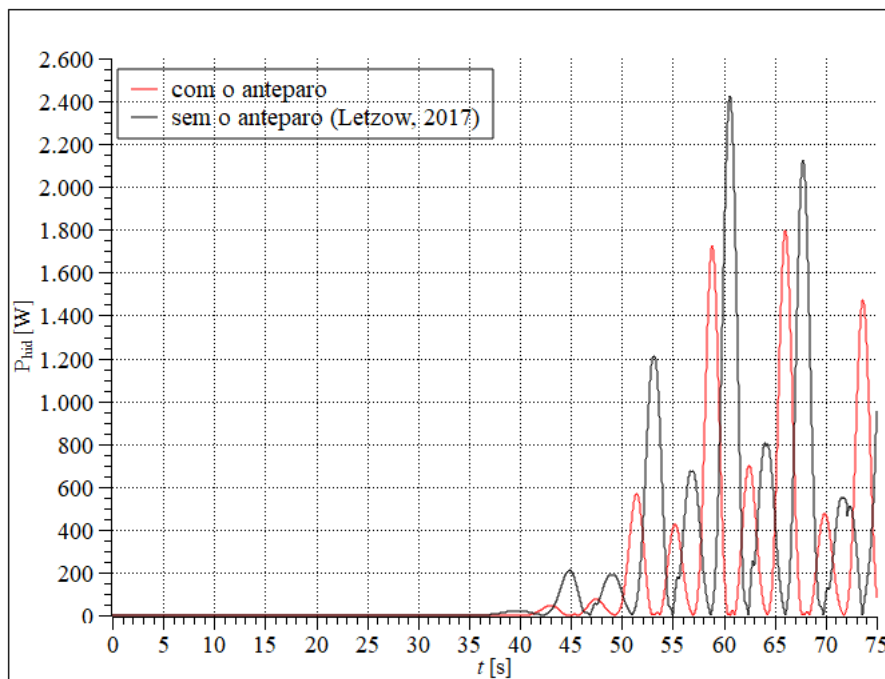


Figura 8.11-Potência hidropneumática disponível RMS em função do tempo para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e a razão de $H_2/L_2 = 0,025$

A partir da comparação da média RMS da potência disponível foi possível verificar que, para o caso sem o anteparo a média RMS foi $P_{hid} = 408,65$ W, enquanto para o caso com o anteparo foi $P_{hid} = 353,62$ W. Diante disso, a inserção do anteparo triangular teve uma diferença percentual de aproximadamente 15%.

Consequentemente, a potência disponível foi mais sensível à vazão mássica que diminuiu com o anteparo, ainda que a média da pressão tenha sido menor do que 1%. Assim, os resultados mostraram que a inserção do anteparo na parede frontal do dispositivo dificulta o escoamento de ar.

A seguir, analisa-se o efeito do anteparo na vazão mássica, diferença de pressão e potência hidropneumática disponível variando a distância do anteparo em relação à parede frontal do CAO. Esta variação L_4 : 1 ; 2 ; 3 ; 4 ; 5 e 6 m foi feita com objetivo de avaliar sua influência no duto da turbina do dispositivo CAO.

Através da Fig. 8.12, analisa-se o comportamento da média RMS para a vazão mássica quando os graus de liberdade H_2/L_2 e L_4 são variados. Assim, percebeu-se que os valores de vazão mássica RMS média melhoraram conforme os valores de L_4 aumentaram. Conduzindo assim, $L_4 = 6$ m para maiores valores de vazão mássica média, enquanto, para $L_4 = 1$ m os piores valores. Também foi possível perceber que em todos os casos os valores de vazão mássica RMS média diminuíram, conforme o aumento da razão H_2/L_2 . Logo, o melhor caso encontrado foi $\dot{m} = 3,67$ kg/s para $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$ e o pior caso $\dot{m} = 2,98$ kg/s para $L_4 = 1$ m e $H_2/L_2 = 0,2$.

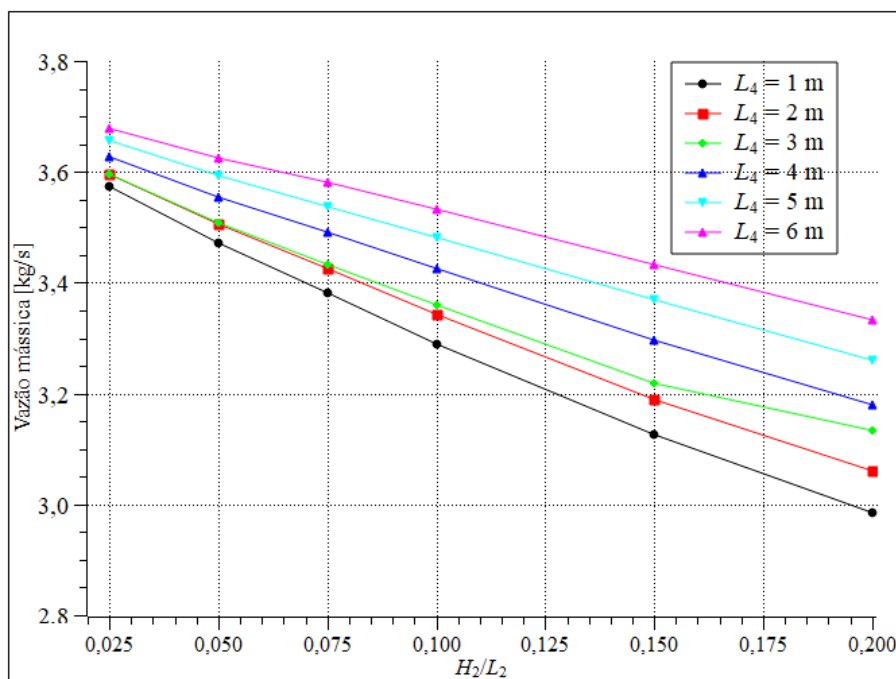


Figura 8.12-Efeito de L_4 sobre a vazão mássica RMS média no tempo em função de H_2/L_2

Importante ressaltar que, a diferença da melhor vazão mássica RMS de $L_4 = 6$ e 1 m foi aproximadamente 3%. No entanto, a diferença é maior quando comparada com o menor valor de vazão mássica RMS, sendo assim 11,6%. Um fato interessante analisado é que para os $L_4 = 2$ e 3 , os resultados de vazão mássica RMS média foram próximos para os valores de $H_2/L_2 < 0,075$.

Em relação à diferença de pressão é possível observar, na Fig. 8.13, que para todas as situações o aumento de L_4 resultou no aumento dos valores de pressão RMS. Logo, o caso maior encontrado foi $\Delta P = 52,58$ Pa para $H_2/L_2 = 0,025$ e $L_4 = 6$ m. Assim, a diferença relativa entre a maior pressão RMS média e a menor, $\Delta P = 33,49$ Pa para $H_2/L_2 = 0,2$ e $L_4 = 1$ m, foi 57%.

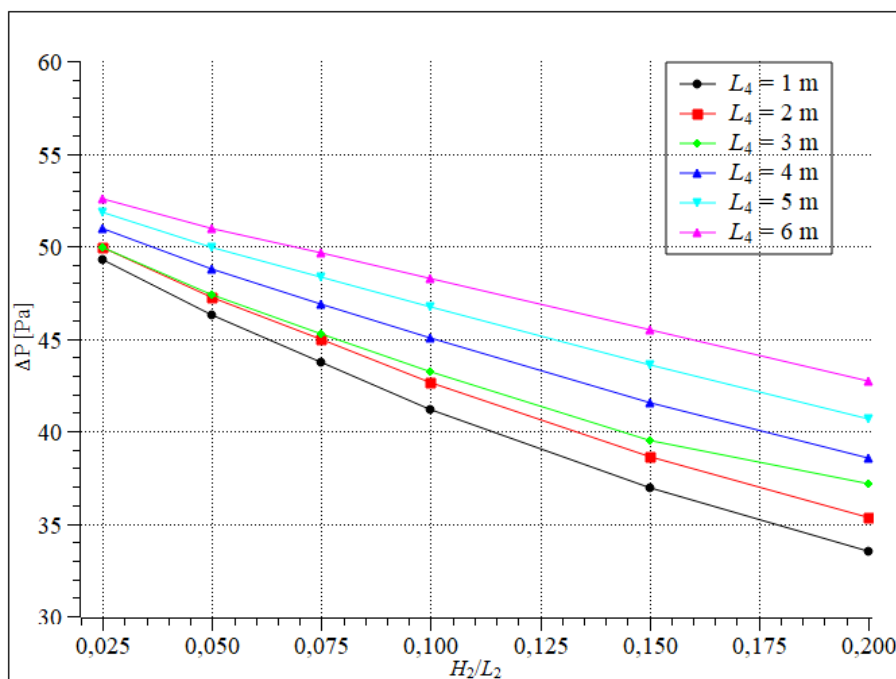


Figura 8.13-Efeito de L_4 sobre a diferença de pressão RMS média no tempo em função de H_2/L_2

Além disso, é possível notar que houve um comportamento similar a vazão mássica para os casos de L_4 iguais a 2 e 3, pois, conforme o aumento de H_2/L_2 as diferenças de pressão foram maiores.

Na Figura 8.14, apresenta-se o efeito de L_4 na potência disponível média RMS em função do H_2/L_2 . A maior potência disponível foi $P_{hid} = 150,79$ W para $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$, enquanto, no menor caso encontrado foi $P_{hid} = 73,11$ W para $L_4 = 1$ m e $H_2/L_2 = 0,2$. A diferença relativa entre a melhor e pior configuração analisada neste estudo atingiu 106%. Logo, concluiu-se que tanto L_4 , quanto H_2/L_2 tiveram influência sobre a potência hidropneumática disponível.

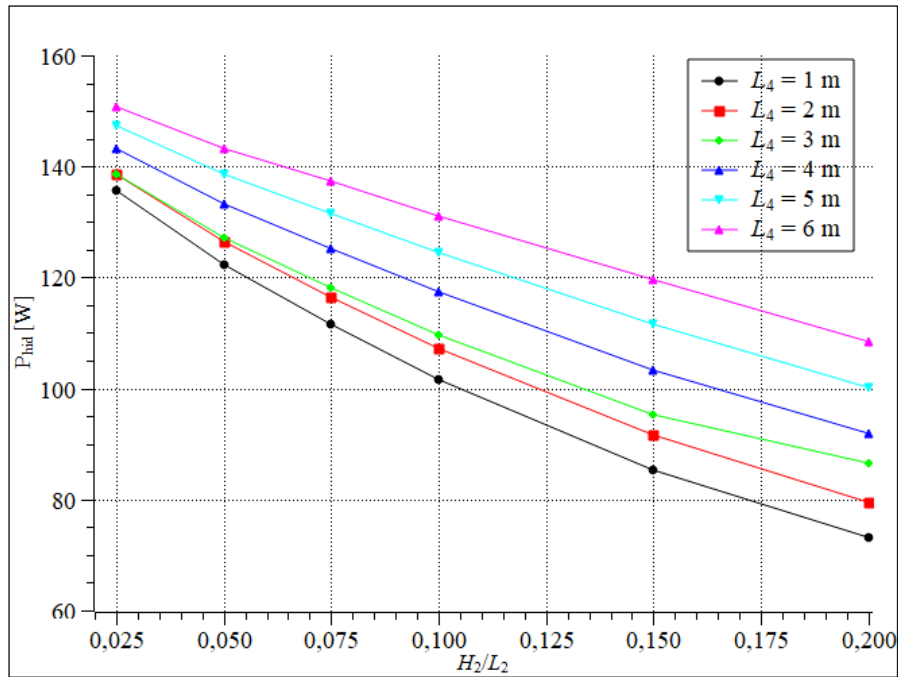


Figura 8.14-Efeito de L_4 sobre a potência hidropneumática disponível RMS média no tempo em função de H_2/L_2

Para o pior caso encontrado, i.e., $L_4 = 1$ m e $H_2/L_2 = 0,2$, notou-se que houve um aumento na superfície livre em $t = 67,51$ s, vide Fig. 8.15. Com relação ao campo de velocidades, Fig. 8.16, um padrão semelhante ao obtido para o caso de $L_4 = 0$ m e $H_2/L_2 = 0,2$ foi observado, conforme Fig. 8.5.

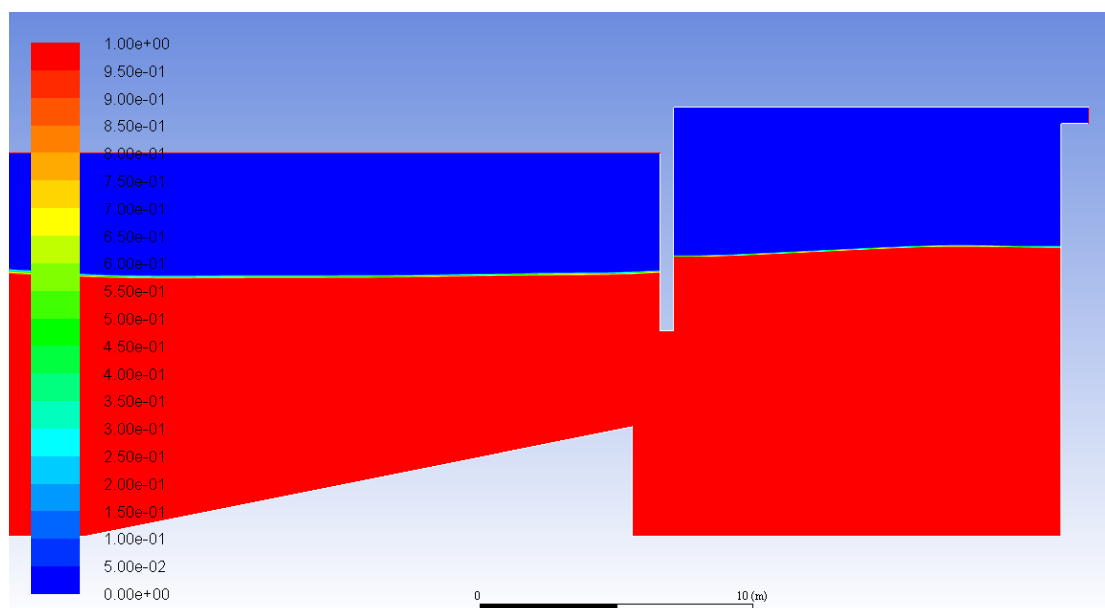


Figura 8.15-Fração Volumétrica da água e ar para um caso $L_4 = 1$ m e $H_2/L_2 = 0,2$ em $t = 67,51$ s

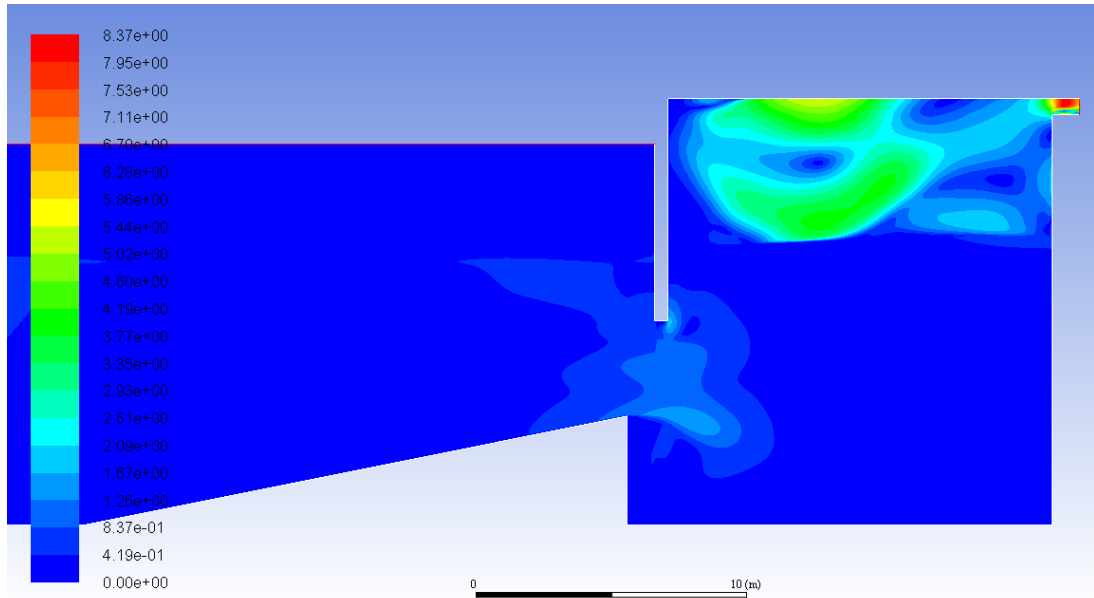


Figura 8.16-Componente de velocidade (m/s) para um caso $L_4 = 1$ m e $H_2/L_2 = 0,2$ em $t = 67,51$ s

Nas Figuras 8.17 e 8.18 ilustram-se os campos de fração volumétrica de água e ar e os campos de velocidade, respectivamente, para o caso $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$. Os resultados em geral, mostram que o aumento da distância L_4 , em relação à borda frontal, intensifica o movimento da superfície livre dentro da câmara, além disso, aumenta a magnitude dos campos de velocidade no domínio da câmara.

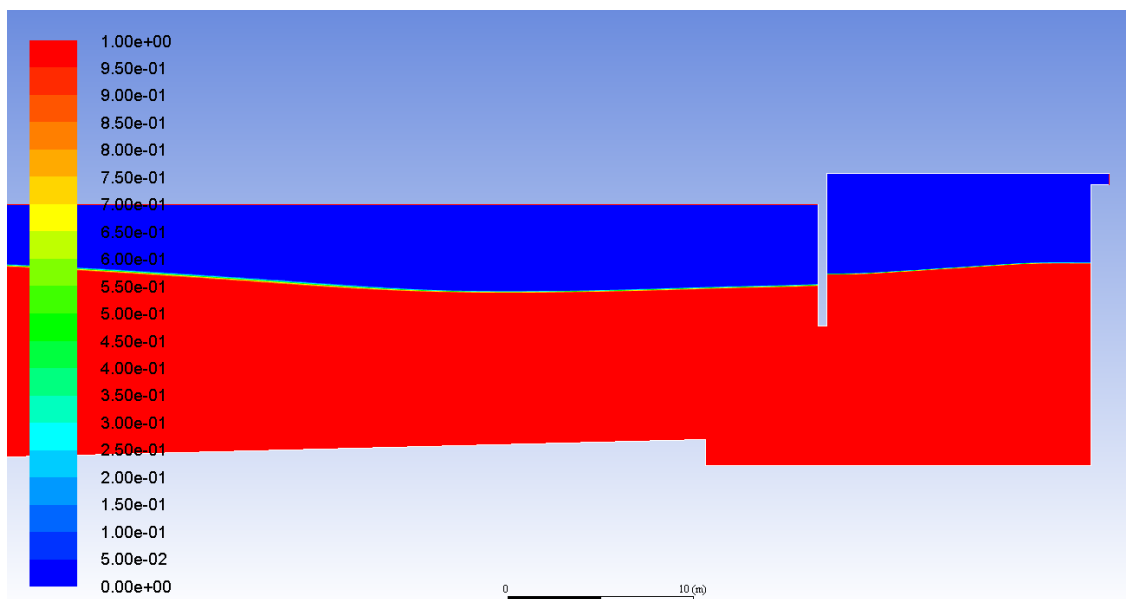


Figura 8.17-Fração Volumétrica da água para um caso $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$ em $t = 67,51$ s

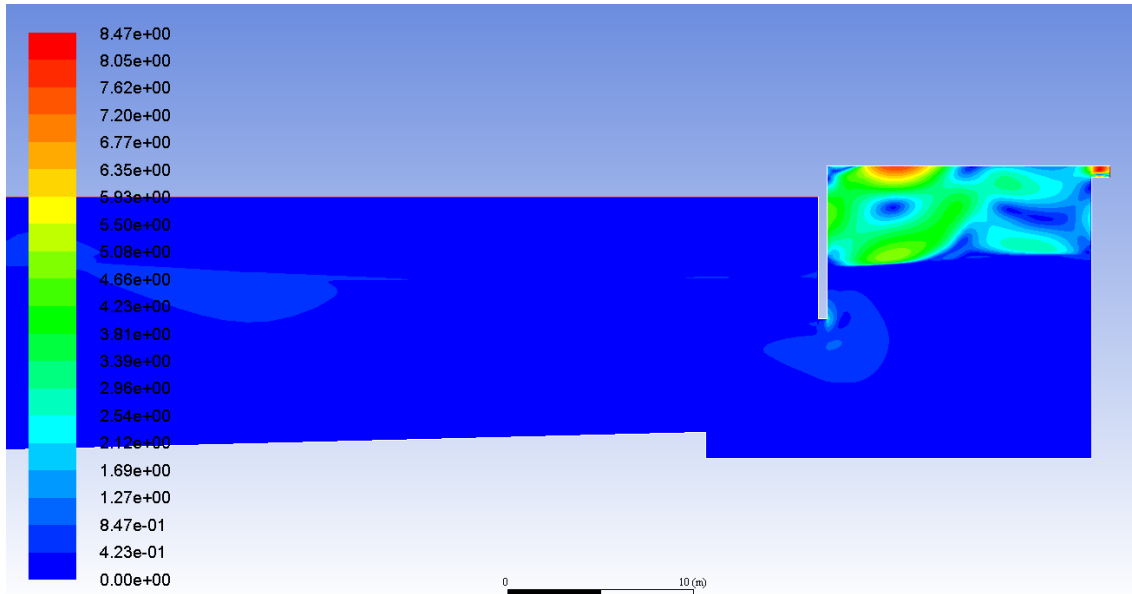


Figura 8.18-Componente de velocidade (m/s) para um caso $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$ em $t = 67,51$ s

Através da Figura 8.19 é possível observar a comparação do comportamento transiente da vazão mássica para $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$ e o caso sem o anteparo (LETZOW, 2017). Sendo esses comportamentos oscilantes no duto da turbina.

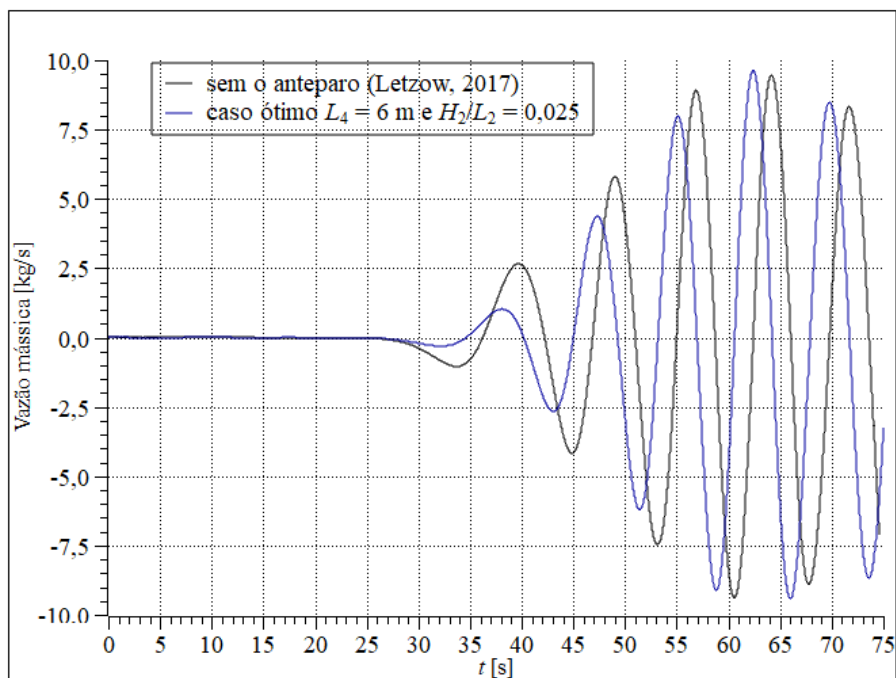


Figura 8.19-comparação do comportamento transiente da Vazão mássica para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e o caso otimizado $L_4 = 6$ m e razão de $H_2/L_2 = 0,025$

Além disso, teve um decréscimo de 0,94% quando comparado com o caso sem o anteparo (LETZOW, 2017). Ou seja, neste caso o L_4 teve pouca influência na média RMS da vazão mássica. Contudo, teve um aumento de 3,52% quando comparado com o caso do anteparo na parede frontal.

Na Figura 8.20 avalia-se a comparação do comportamento transiente da diferença de pressão para $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$ e para $L_4 = 0$ m e $H_2/L_2 = 0,025$. Analogamente há um comportamento oscilante na pressão. Apesar de que a magnitude não foi semelhante nas regiões de picos e vales, pois, os picos foram menores do que os vales.

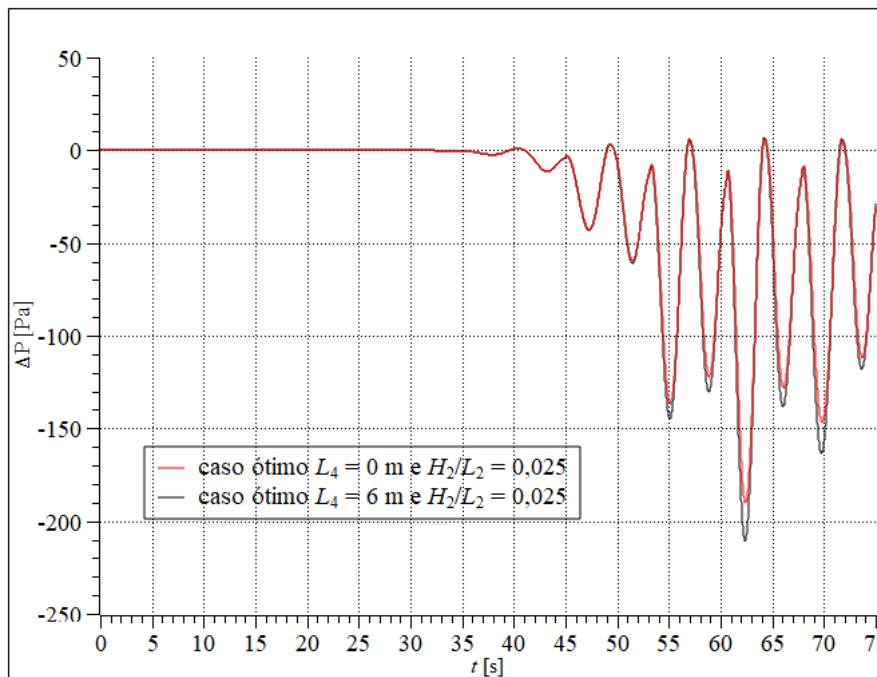


Figura 8.20-Comportamento da pressão para o caso ótimo $L_4 = 0$ m e razão de $H_2/L_2 = 0,025$ e $L_4 = 6$ m e razão de $H_2/L_2 = 0,025$ no duto da turbina

A diferença entre o caso maior variando L_4 e do anteparo triangular na parede frontal foi aproximadamente 8%, o que verifica-se uma influência positiva do aumento de L_4 na média RMS da diferença de pressão no duto da turbina.

Na Figura 8.21 observa-se a comparação da diferença de pressão na câmara para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$.

Ainda, a média RMS da diferença de pressão na câmara hidropneumática disponível para a melhor geometria foi $P = 52,58$ Pa. Já no trabalho do Letzow (2017) foi $P = 39,76$ Pa. Assim, com a inserção de L_4 no anteparo teve um aumento de 6% na média RMS da diferença de pressão na câmara. Apesar disso, na Fig. 8.21, mostra-se picos maiores para o caso sem o anteparo.

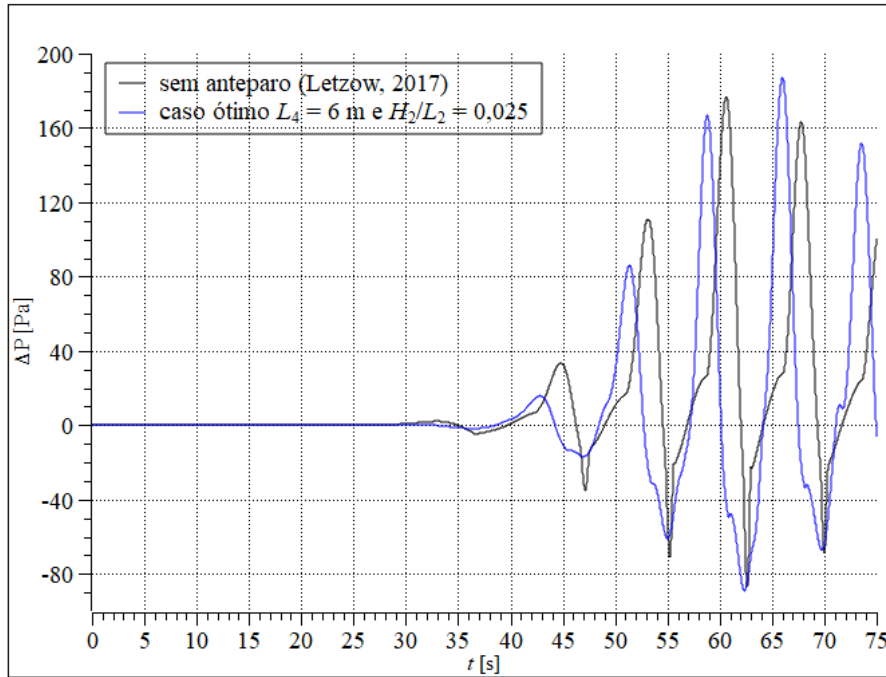


Figura 8.21-Comparação da diferença de pressão na câmara para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$

Na Figura 8.22 apresenta-se a comparação do comportamento transiente da potência hidropneumática disponível para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$.

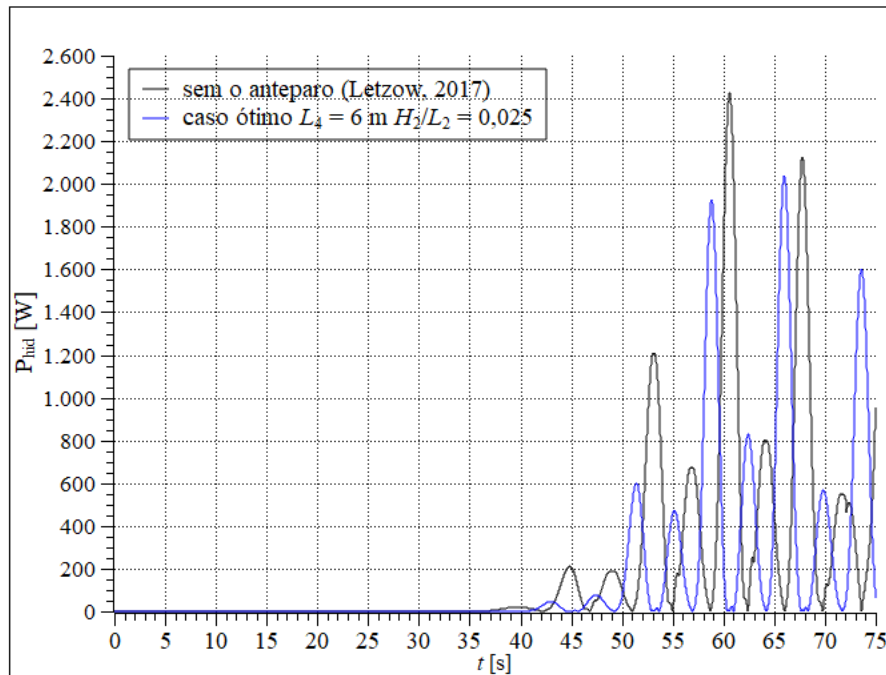


Figura 8.22-Comportamento transiente da potência hidropneumática disponível RMS para o caso sem o anteparo de Letzow (2017) e o caso otimizado $L_4 = 6$ m e razão de $H_2/L_2 = 0,025$

Para o caso de Letzow (2017) a média RMS da potência disponível foi $P_{hid} = 408,65$ W, sendo que para o caso otimizado nesse estudo foi $P_{hid} = 393,94$ W. Logo, o parâmetro L_4 diminuiu 3,6% a potência hidropneumática disponível quando comparado com o caso sem o anteparo triangular. No entanto, ao comparar o caso otimizado do anteparo na parede frontal e da variação de L_4 observou-se melhoria na média RMS da potência disponível, sendo um aumento de 13,8%.

9. CONCLUSÕES

Por meio desta pesquisa foi possível observar influência geométrica na inserção de um anteparo no dispositivo coluna de água oscilante.

A verificação do modelo proposto foi dividida em duas etapas, inicialmente foi realizada uma comparação do modelo analítico e numérico entre a elevação da superfície livre através da simulação numérica. Assim, notou-se uma concordância entre as curvas na Fig. 7.1. Além disso, observou-se uma diferença menor quando a propagação da onda se tornou estável.

A segunda etapa da verificação consistiu-se em comparar a vazão mássica, no duto da turbina, e a pressão, na câmara hidropneumática do CAO, utilizando os resultados apresentados em Letzow (2017). Com os resultados obtidos, verificou-se que, tanto a vazão, como a diferença de pressão, representaram com precisão a continuidade do escoamento no interior do domínio computacional. Assim, é possível considerar que o modelo foi devidamente verificado.

A seguir, para o caso de $L_4 = 0$ m, foram realizadas 6 simulações para diferentes valores de H_2/L_2 no Ansys Fluent. O objetivo principal foi analisar o efeito do anteparo na potência hidropneumática disponível do dispositivo CAO.

Assim, pôde-se constatar que, na maioria dos casos, obteve-se diferenças significativas nas diferenças de pressão e potência, principalmente entre os casos maiores e menores. Dessa forma, notou-se influência do grau de liberdade H_2/L_2 na potência disponível, sendo o maior caso igual a 0,025. Cabe destacar que, nesta análise, compreendeu-se que as melhores potências foram obtidas por pequenos valores de H_2/L_2 . Contudo, também notou-se que através do caso base ótimo no estudo de Letzow (2017) a inserção do anteparo diminuiu 15% a potência.

Outra análise realizada foi variando o anteparo em relação à parede frontal do dispositivo. Logo, foram feitas 36 simulações para 6 diferentes valores de L_4 e H_2/L_2 . De forma similar, foi possível perceber que a vazão, diferença de pressão e a potência tiveram diferenças significativas, exceto nos casos de $L_4 = 2$ e 3. Todavia, teve uma diferença de apenas 0,94% na média RMS da vazão mássica quando comparado com o caso sem o anteparo.

Além disso, os anteparos mais afastados da parede frontal conduziram a potências melhores devido ao aumento de pressão na câmara do dispositivo, sendo o melhor caso encontrado no $L_4 = 6$ m e $H_2/L_2 = 0,025$. Assim, percebeu-se que teve uma diferença positiva de 13,8% quando comparado com o caso ótimo $L_4 = 0$ m e $H_2/L_2 = 0,025$. Ainda, observou-se um decréscimo de 3,6% quando relacionado com o caso sem o anteparo triangular.

Por fim, é importante relatar que, mesmo possuindo algumas simplificações, como utilizar uma abordagem 2D e não considerar a turbina, o potencial apresentado pelo modelo computacional neste estudo, indica que sua capacidade pode ser, extremamente, influenciada por um anteparo.

Para prosseguimento deste trabalho são propostas as seguintes análises:

- Otimizar geometricamente um dispositivo CAO, adotando outras restrições de área para a câmara (A_1) e para a rampa (A_2);
- Avaliar o efeito de L_4 sobre a potência disponível para outras restrições de área para a câmara (A_1) e para a rampa (A_2);
- Avaliar casos com ângulos pequenos no anteparo triangular;
- Fazer a mesma análise numérica com a geometria da câmara trapezoidal.

10. REFERÊNCIAS

ANSYS. ANSYS Fluent Theory Guide. 2013. Disponível em: <<http://www.pmt.usp.br/ACADEMIC/martoran/NotasModelosGrad/ANSYS%20Fluent%20Theory%20Guide%2015.pdf>>. Acesso em: 6 jan. 2021.

BARREIRO, T. G. **Estudo da interação de uma onda monocromática com um conversor de energia**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 2009.

BEJAN, A. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. **International Journal of Heat e Mass Tranfer**, v. 40, n. 4, p. 799–816, 1997.

BEJAN, A. **Shape and Structure: From Engineering to Nature**. United Kingdom: Cambridge University Press, 2000.

BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with Constructal Design**. 1. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2008.

BEJAN, Adrian; ZANE, J. P. Design in Nature. **ASME**, v. 134, n. 06, p. 42–47, 2012.

BEJAN, Adrian. Evolution in thermodynamics. **Applied Physics Reviews**, v. 4, n. 1, p. 011305, 2017.

BELKACEM, B.; LARBI, S. Contribution to the Geometry Optimization of an Oscillating Water Column Wave Energy Converter. **Energy Procedia**, v. 36, p. 565–573, 2013.

BHATTACHARYA, M.; PARAMATI, S. R.; OZTURK, I.; BHATTACHARYA, S. The effect of renewable energy consumption on economic growth: Evidence from top 38 countries. **Applied Energy**, v. 162, p. 733–741, 2016.

CALLAWAY, E. To Catch a Wave. **Nature**, v. 450, n. 7167, p. 156–159, 2007.

CARNEIRO, M. L. **Desenvolvimento de dispositivo de geração e absorção ativa de ondas para tanque de ensaio de estruturas oceânicas**. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

CHAKRABARTI, S. **Handbook of offshore engineering**. 1. ed. Plainfield, Illinois, USA: Elsevier Science, 2005.

BOCCOTTI, P. Comparison between a U-OWC and a conventional OWC. **Ocean Engineering**, v. 34, p. 799–805, 2007.

CRUZ, J. M. B. P.; SARMENTO, A. J. N. A. **Energia das ondas: Introdução aos Aspectos Tecnológicos, Econômicos e Ambientais**. Alfragide: Instituto do Ambiente, 2004.

DEAN, R. G.; DALRYMPLE, R. A. *Water wave mechanics for engineers and scientists*. 1984.

DEAN, R. G.; DALRYMPLE, R. A. **Water wave mechanics for engineers and scientists**. Singapura: World Scientific, 1991.

DENG, Z.; WANG, C.; WANG, P.; HIGUERA, P; WANG, R. Hydrodynamic performance of an offshore-stationary OWC device with a horizontal bottom plate: Experimental and numerical study. **Elsevier**, p. 115941, 2019.

DIZARDJI, N.; SAJADIAN, S. E. Modeling and optimization of the chamber of OWC system. **Energy**, v. 36, p. 2360–2366, 2011.

DOS SANTOS, E. D. **Análise numérica de escoamentos turbulentos não reativos com transferência de calor por convecção e radiação térmica em meios participantes**. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS, Brasil, 2011.

DOS SANTOS, E. D.; MACHADO, B. N.; LOPES, N. R.; SOUZA, J. A; TEIXEIRA, P. R. F.; GOMES, M. N.; ISOLDI, L. A.; ROCHA, L. A. O. Constructal Design of Wave Energy Converts. **Constructal Law and the Unifying Principle of Design**, 1. ed. p. 275–294, 2013.

EPE (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA). Plano Nacional de Energia 2030. 2007. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-165/topico-173/PNE%202030%20-%20Outras%20Fontes.pdf>>. Acesso em: 10 ago. 2020.

EPE (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA). Potencial dos Recursos Energéticos no Horizonte 2050. 2018. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-227/topico-416/NT04%20PR_RecursosEnergeticos%202050.pdf>. Acesso em: 15 set. 2020.

FALCÃO, A. F. de O. Wave energy utilization: A review of the technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 899–918, 2010.

FALCÃO, A. F. de O.; SARMENTO, A. J. N. A.; GATO, L. M. C.; *et al.* The Pico OWC wave power plant: Its lifetime from conception to closure 1986–2018. **Applied Ocean Research**, v. 98, 2020.

FERZIGER, J. H.; PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 1. ed. Berlim: Springer, 1996.

FORTUNA, A. O. **Técnicas computacionais para a dinâmica dos fluidos: conceitos básicos e aplicações**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2000.

GASPAR, L. A.; TEIXEIRA, P. R. F.; DIDIER, E. Numerical analysis of the performance of two onshore oscillating water column wave energy converters at different chamber wall slopes. **Ocean Engineering**, v. 201, 2020. (107119).

GRIMMLER, J. A. M. **Conversor de Energia das Ondas em Energia Elétrica com Dispositivo de Coluna de Água Oscilante: Simulação Numérica e Estudo Geométrico**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande, 2013.

GOMES, M. das N.; ISOLDI, L. A.; OLINTO, C. R.; ROCHA, L. A. O.; SANTOS, E. D.; SOUZA, J. A. Vetor. **Modelagem computacional de um dispositivo do tipo coluna de água oscilante para a costa de Rio Grande**, v. 19, n. 2, p. 58–73, 2009.

GOMES, M. N.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. D.; ROCHA, L. A. O. Two-Dimensional Geometric Optimization Of An Oscillating Water Column Converter Of Real Scale. *In*: Ribeirão Preto, SP, Brazil: [s.n.], 2013.

GOMES, M. das N. **Design Construtal de dispositivos conversores de energia das ondas do mar em energia elétrica do tipo coluna de água oscilante**. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, , Porto Alegre, RS, Brasil, 2014.

GOMES, M. N.; BONAFINI, B. L.; CASSEL, L. F.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E.D.; ROCHA, L. A. O. Otimização Geométrica de um Dispositivo Conversor de Energia das Ondas do Mar do tipo Coluna de Água Oscilante na Forma Trapezoidal. **XXXVI Ibero-Latin American Congress on Computational Methods in Engineering - CILAMCE**, 2015.

GOMES, M. das N.; LORENZINI, G.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A. Constructal Design Applied to the Geometric Evaluation of an Oscillating Water Column Wave Energy Converter Considering Different Real Scale Wave Periods. **Journal of Engineering Thermophysics**, v. 27, n. 2, p. 173–190, 2018.

GOMES, M. N.; DEUS, M. J.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. Analysis of the Geometric Constraints Employed in Constructal Design for Oscillating Water Column Devices Submitted to the Wave Spectrum through a Numerical Approach. **Defect and Diffusion Forum**, v. 390, p. 193–210, 2019.

GONÇALVES, N. D. F. **Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas**. Dissertação, Faculdade de Ciências da Universidade do Porto, Portugal, 2007.

HEATH, T. A review of oscillating water columns. **Philosophical Transactions of The Royal Society A Mathematical Physical and Engineering Sciences** **370**, p. 235–245, 2012.

GUEVARA, A. J. H.; SILVA, F. S. C.; HAYASHI, G. K.; SANGIULIANO, G. U. Sustentabilidade. 2020. Disponível em: <<https://www.pucsp.br/sites/default/files/download/eventos/bisus/d1-energia.pdf>>. Acesso em: 17 fev. 2021.

HAYATI, M.; NIKSERESHT, A. H.; HAGHIGHI, A. T. Sequential optimization of the geometrical parameters of an OWC device based on the specific wave characteristics. **Renewable Energy**, v. 161, p. 386–394, 2020.

HIRT, C.W; NICHOLS, B.D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. **Journal of Computational Physics**, v. 39, p. 201–225, 1981.

HORKO, M. **CFD Optimization of an Oscillating Water Column Energy Converter**. Dissertação de Mestrado em Engenharia e Ciência, Universidade de Western, Austrália, 2007.

IAEA (INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY). Climate Change and Nuclear Power 2020. 2020. Disponível em: <https://www-pub.iaea.org/MTCD/Publications/PDF/PUB1911_web.pdf>. Acesso em: 14 abr. 2021.

KAISER, Judd; BHIDE, Shantanu; GILMORE, Scott; *et al.* Advantage. **ANSYS ADVANTAGE**, v. 3, 2009. Disponível em: <<https://www.ansys.com/content/dam/company/advantage/aa-v3-i1-full-version.pdf>>. Acesso em: 4 maio 2020.

LARA, M. F. E. **Estudo numérico bidimensional com aplicação de Design Constructal para a otimização da geometria e da profundidade de submersão de um dispositivo conversor das ondas do mar do tipo coluna de água oscilante**. Dissertação de Mestrado em engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, Brasil, 2015.

LÓPEZ, I.; IGLESIAS, G. Efficiency of OWC wave energy converters: A virtual laboratory. **Applied Ocean Research**, v. 44, p. 63–70, 2014.

LETZOW, M.; LEVIEN, F.; PONS, R.; GOMES, M. N.; SOUZA, J. A.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E.D. Avaliação geométrica da câmara de um dispositivo de conversão de energia das ondas do tipo OWC para diferentes comprimentos da borda frontal. **Revista Brasileira de Energias Renováveis**, v. 6, n. 3, p. 454–471, 2017.

LETZOW, M. **Avaliação geométrica da câmara de um dispositivo OWC onshore inserido em um tanque com rampa triangular em escala real empregando o constructal de design**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande, Rio Grande, RS, Brasil, 2014.

LETZOW, M.; LORENZINI, G.; BARBOSA, D.; BARBOSA, D.; HÜBNER, R.; ROCHA, L. Numerical Analysis of the Influence of Geometry on a Large Scale Onshore Oscillating Water Column Device with Associated Seabed Ramp. **International Journal of Design & Nature and Ecodynamics**, p. 873–884, 2020.

LIMA, Y. T. B.; GOMES, M. das N.; CARDOZO, C. F.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O. Analysis of Geometric Variation of Three Degrees of Freedom through the Constructal Design Method for a Oscillating Water Column Device with Double Hidropneumatic Chamber. **Defect and Diffusion Forum**, v. 396, p. 22–31, 2019.

LV, Xin; REEVE, Dominic. Numerical simulation of overflow at vertical weirs using a hybrid level set/VOF method. **Advances in water resources**, v. 34, p. 1320–1334, 2011.

MACHADO, B. N.; ZANELLA, M. M.; GOMES, M. N.; TEIXEIRA, P. R. F.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D. ROCHA, L. A. O. Constructal Design of an Overtopping Wave Energy Converter. *In: Proceedings of the Constructal Law Conference*. Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre - RS: [s.n.], 2011.

MAHNAMFAR, F.; ALTUNKAYNAK, A. OWC Type Wave Chamber Optimization Under of Regular Waves. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 41, p. 1543–1549, 2015.

MAHNAMFAR, F.; ALTUNKAYNAK, A. Comparison of numerical and experimental analyses for optimizing the geometry of OWC systems. **Ocean Engineering**, v. 130, p. 10–24, 2017.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro, Brasil: Livros Técnicos e Científicos, 2004.

MASSEL, S. R. **Fluid Mechanics for Marine Ecologists**. Germany: Springer, 1999.

MARJANI, A. E.; CASTRO, F.; BAHAJI, M. FILALI, B. **3D Unsteady Flow Simulation in an OWC Wave Converter Plant**. In: PROCEEDINGS INTERNATIONAL CONFERENCE ON RENEWABLE. 2006.

MATA, J. F. C.; MESQUITA, A. Z.; NETO, R. O. Comparison of the performance, advantages and disadvantages of nuclear power generation compared to other clean sources of electricity. **International Nuclear Atlantic Conference**, 2017.

NING, D.; SHI, J.; ZOU, Q.; TENG, B. Investigation of hydrodynamic performance of an OWC (oscillating water column) wave energy device using a fully nonlinear HOBEM (higher-order boundary element method). **Energy**, v. 83, p. 177–188, 2015.

NING, D.; WANG, R.; ZOU, Q.; TENG, B. An experimental investigation of hydrodynamics of fixed owc wave energy converter. **Applied Energy**, v. 168, p. 636–648, 2016.

NING, D.; KE, S.; MAYON, R.; ZHANG, C. Numerical Investigation on Hydrodynamic Performance of an OWC Wave Energy Device in the Stepped Bottom. **Frontiers in Energy Research**, v. 7, 2019.

NING, D.; GUO, B.; WANG, R.; VYZIKAS, T. Geometrical investigation of a U-shaped oscillating water column wave energy device. **Applied Ocean Research**, v. 97, n. 102105, 2020.

OLIVEIRA, L. O. de. **Otimização das dimensões da câmara hidropneumática de um equipamento de extração de energia das ondas do tipo coluna de água oscilante utilizando a metodologia constructal design**. Projeto de graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande, Rio Grande, RS, Brasil, 2012.

PATANKAR, S V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. 1. ed. Mc Graw Hill, New York: CRC Press, 1980.

PATEL, S.; RAM, K.; AHMED, M. R. Effect of Partial Blockage of Air Duct Outlet on Performance of OWC Device. **Journal of Central South University**, v. 19, p. 748–754, 2012.

PLAMER, C. B.; LIMA, Y.; ISOLDI, L.; DOS SANTOS, E; ROCHA, L.; GOMES, M. Modelagem computacional e método constructal design aplicados a um conversor de energia das ondas do mar do tipo coluna de água oscilante (CAO) analisando a influência em seu desempenho da variação da razão entre o volume de entrada e o volume total da câmara hidropneumática. **Revista Brasileira de Energias Renováveis**, v. 6, 2017.

POULLIKKAS, A. **Introduction to Power Generation Technologies**. New York: Nova Science Publishers, 2009.

ROCHA, L. A. O.; LORENTE, S.; BEJAN, A. Constructal Theory in Heat Transfer. *In*: KULACKI, Francis A. (Org.). **Handbook of Thermal Science and Engineering**. Cham: Springer International Publishing, 2017, p. 1–32.

SCHLICHTING, H. **Boundary Layer Theory**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 1979.

SCHWARTZ, J.; VODONOS, A.; MARAIS, E.; SULPRIZIO, M.; MICKLEY, L. The Impact of Fossil Fuel Combustion on Global Health. **Environmental Epidemiology**, v. 3, 2019.

TANNEHILL, J. C.; ANDERSON, D. A.; PLETCHER, R. H. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**. 2. ed. Estados Unidos: Taylor & Francis, 1997.

TEIXEIRA, P. R. F.; DAVYT, D. P.; DIDIER, E.; RAMALHAIS, R. Numerical simulation of an oscillating water column device using a code based on Navier–Stokes equations. **Energy**, v. 61, p. 513–530, 2013.

TETHYS. Pico Power Plant. Disponível em: <<https://tethys.pnnl.gov/project-sites/pico-power-plant>>. Acesso em: 11 ago. 2020.

THE QUEEN’S UNIVERSITY OF BELFAST. Islay Limpet Wave Power Plant Report. **In the framework of the Non Nuclear Energy Programme JOULE III**, 2002.

TOLMASQUIM, M. T. **Energia renovável: Hidráulica, Biomassa, Eólica, Oceânica**. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética, 2016.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. 1. ed. Malasia: Longman, 1995.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The finite volume method**. 2. ed. United Kingdom: Prentice Hall, 2007.

WAVE ENERGY CENTRE. Potencial e Estratégia de desenvolvimento energia das ondas em Portugal. 2004. Disponível em: <http://www.energiasrenovaveis.com/images/upload/Relatorio_DGGE_ondas.pdf>. Acesso em: 5 maio 2020.

WAVEGEN. Wave Power. 2009. Disponível em: <<http://pravarini.free.fr/wavegen-brochure-sept-2009.pdf>>. Acesso em: 11 ago. 2020.

ZHANG, Y.; ZOU, Q. P.; GREAVES, D. Air-water two-phase flow modelling of hydrodynamic performance of an oscillating water column device. **Renewable Energy**, v. 41, p. 159–170, 2012.

APÊNDICE – Passo a passo da configuração do modelo no Ansys Fluent 18.1

O primeiro passo é colocar o modelo 2D. Outro passo é informar no programa a pasta que estão os arquivos com a malha (Ver Fig. A. 1).

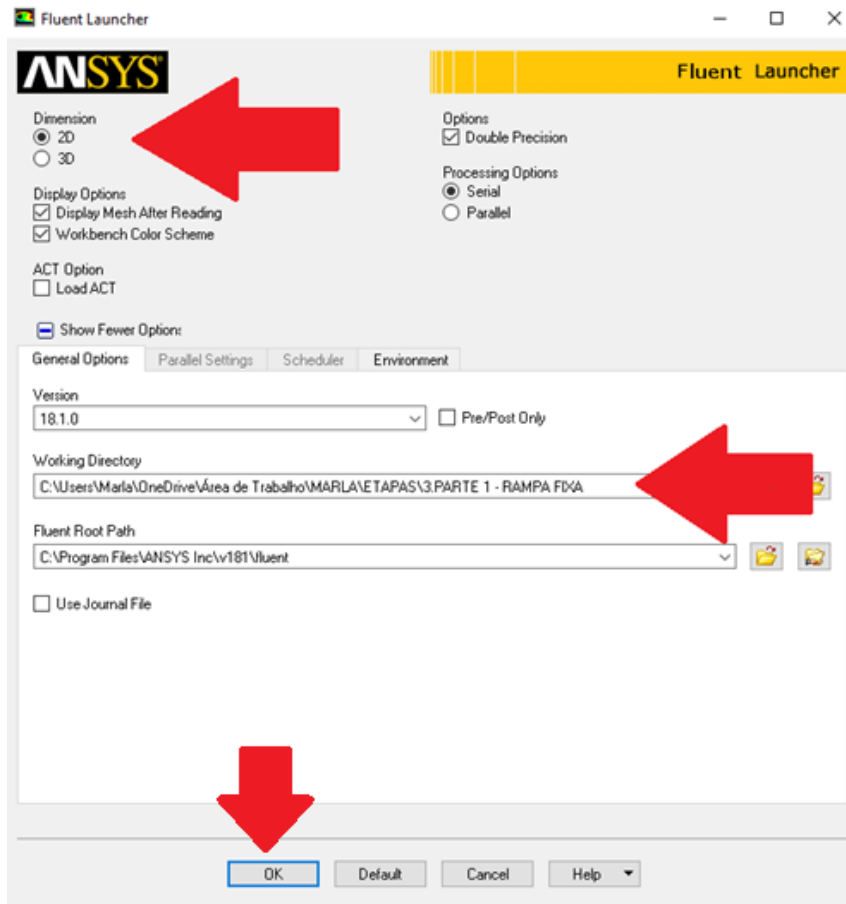


Figura A. 1 – Janela de entrada do Ansys Fluent 18.1

A etapa seguinte, consiste em inserir a malha no software. As Figs. A. 2 e 3 apresentam essas etapas.

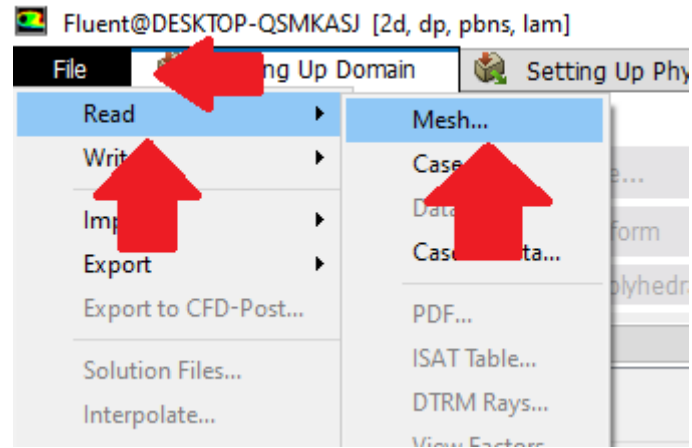


Figura A. 2 – File >> Read >> Case

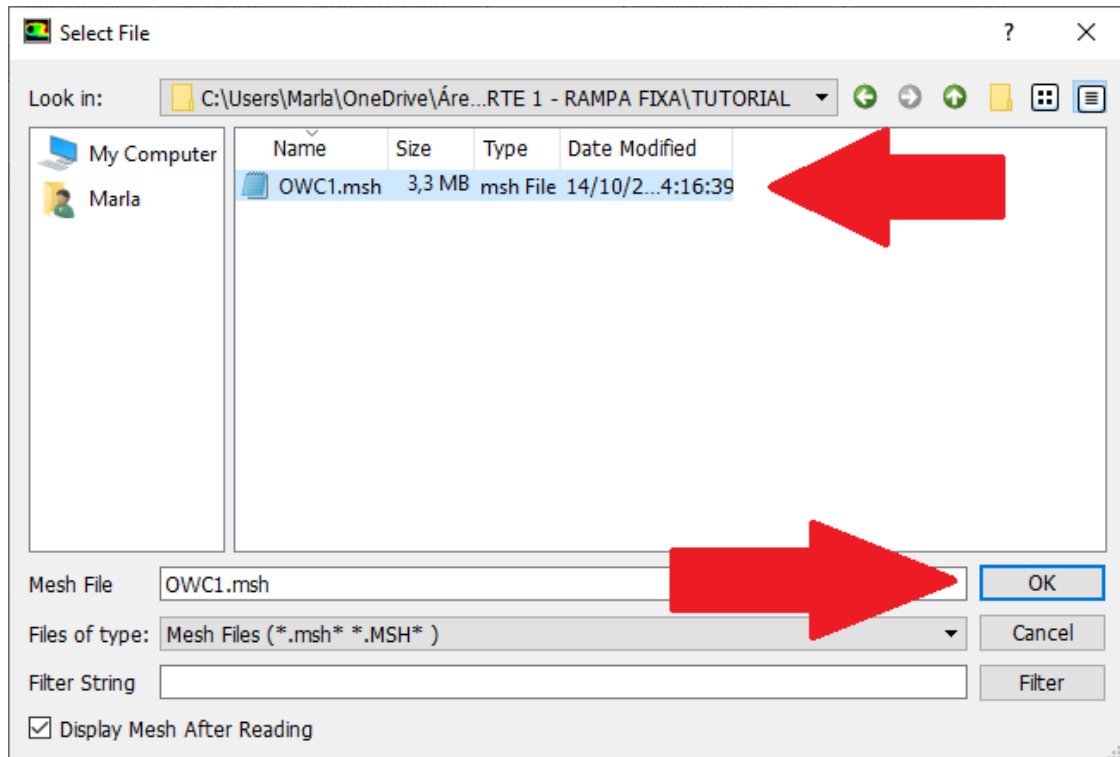


Figura A. 3 – Selecciona a malha

Na Figura A. 4 são inseridos o modelo transiente e a gravidade.

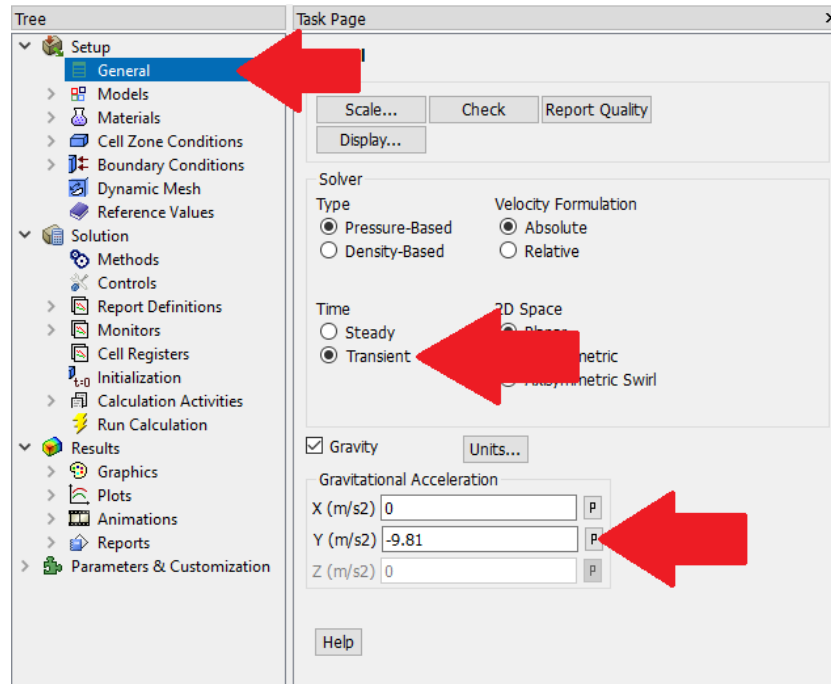


Figura A. 4 – General >> Transient >> Gravity >> -9.81

Já o regime de escoamento do modelo é laminar. Logo, na Fig. A. 5 apresenta-se o procedimento de configuração.

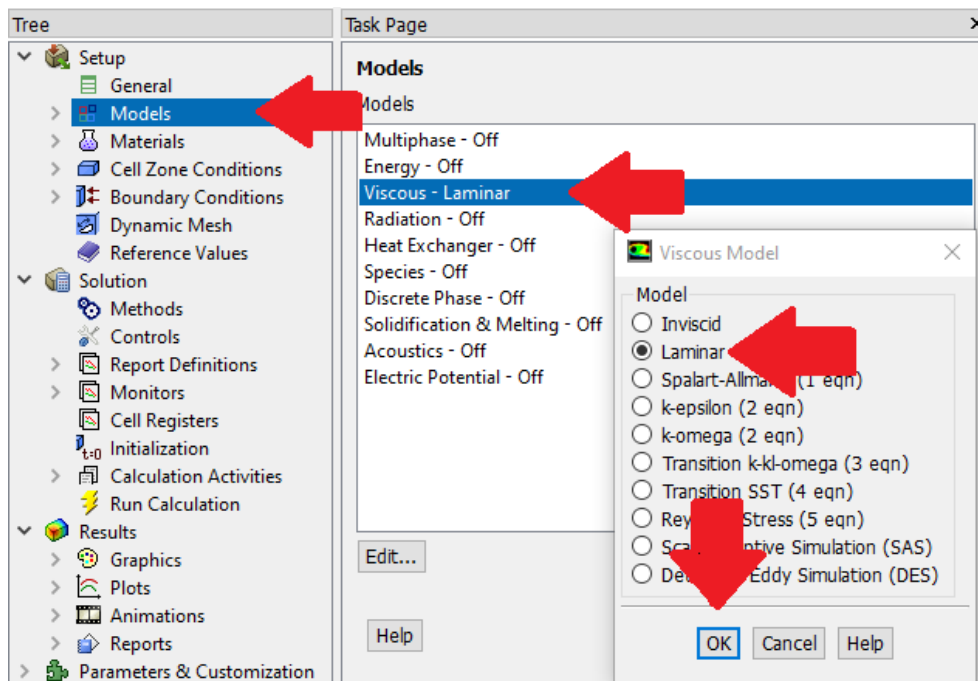


Figura A. 5 – Models >> Viscous – Laminar >> Laminar

A Fig. A. 6 mostra-se como colocar o Modelo Multifásico do Fluido.

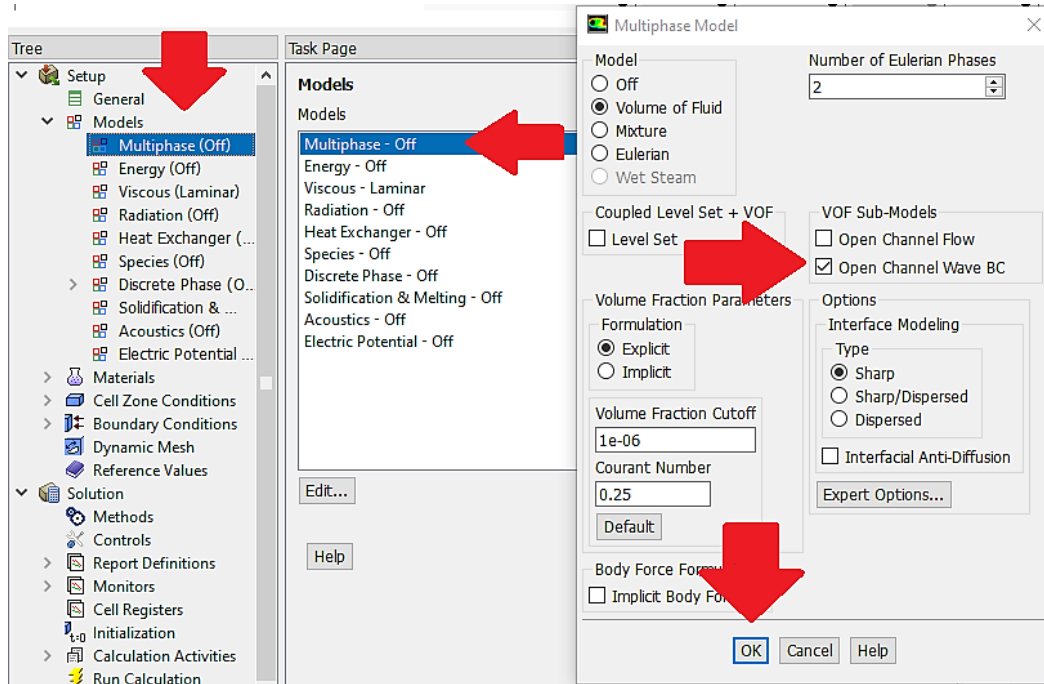


Figura A. 6 – Models >> Multiphase (Off) >> Open Channel Wave BC

Neste estudo é usado duas fases, sendo essas água e ar. Assim, nas Figs. A. 7 , 8 e 9 são apresentados como esses fluidos são inseridos.

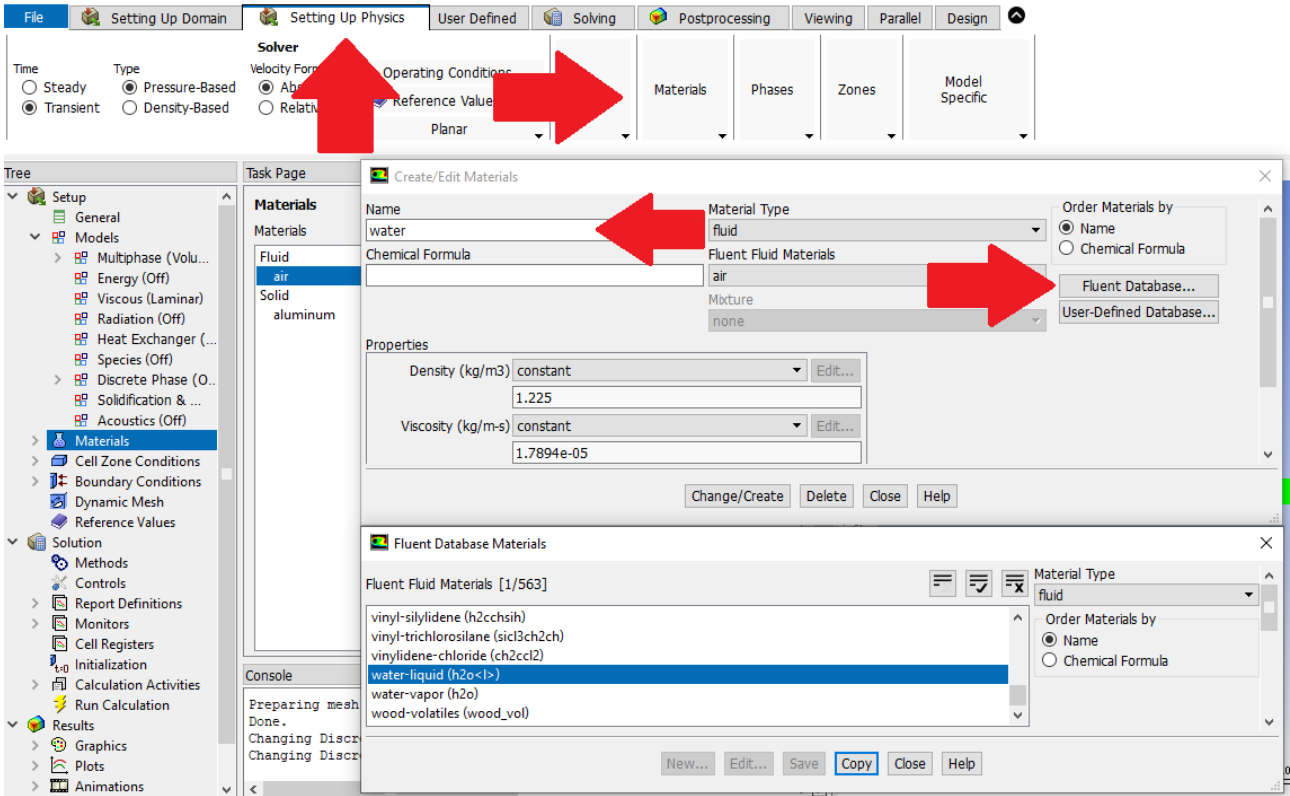


Figure A. 7 – Setting Up Physics >> Materials >> Name: Water >> fluent Database Materials

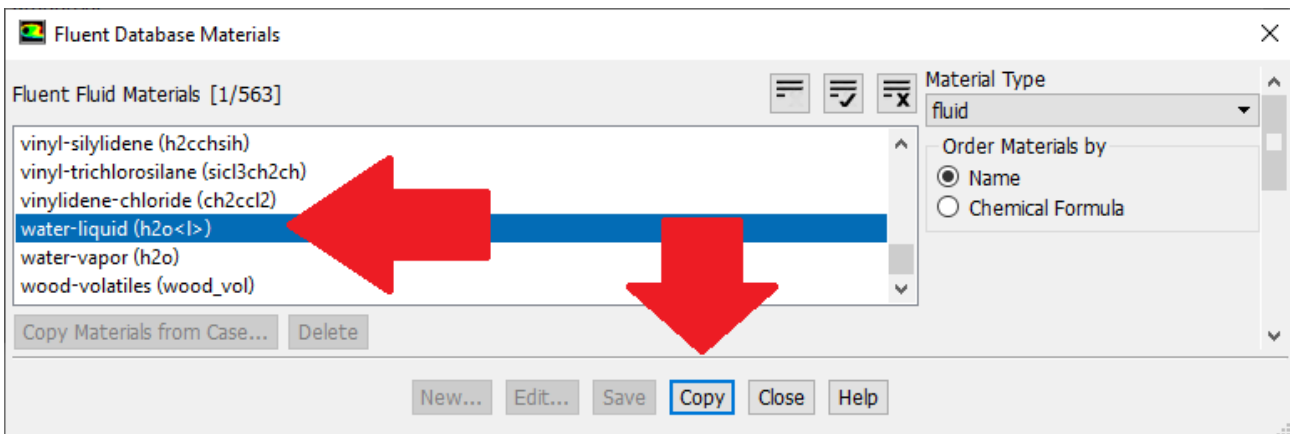


Figure A. 8 – Water-liquid (h2o<l>) >> copy

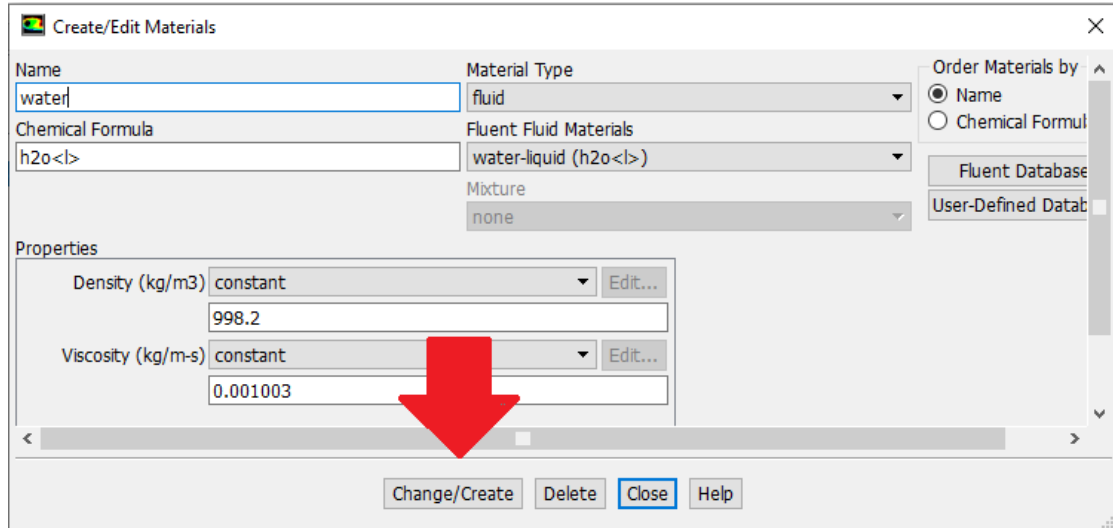


Figura A. 9 – Change/Create

Em seguida, mostra-se as nomeações das fases, de acordo com as Figs A. 10 e 11.

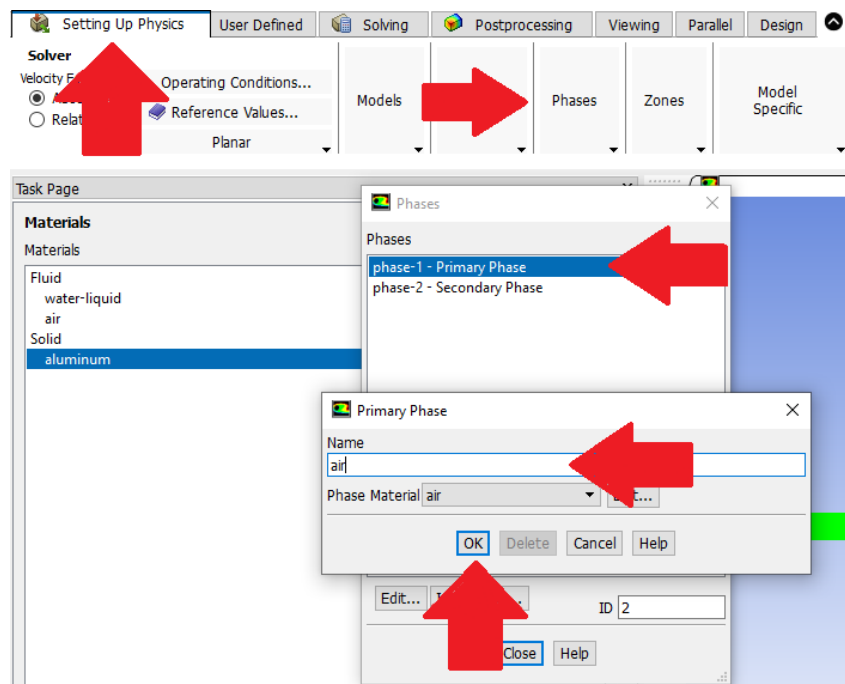


Figura A. 10 – Setting up physics >> Phases >> Phase-1-Primary Phase >> Name: air

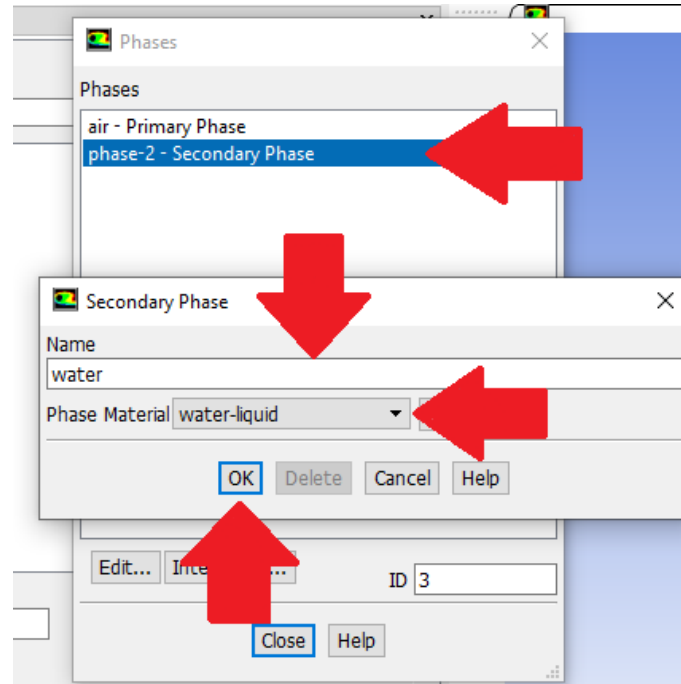


Figura A. 11 – Phase-2-Secondary Phase >> Name: water >> Phase Material: water-liquid

Logo após, observa-se como as configurações da onda são inseridas no Ansys Fluent, ilustradas nas Figs A. 12 e 13.

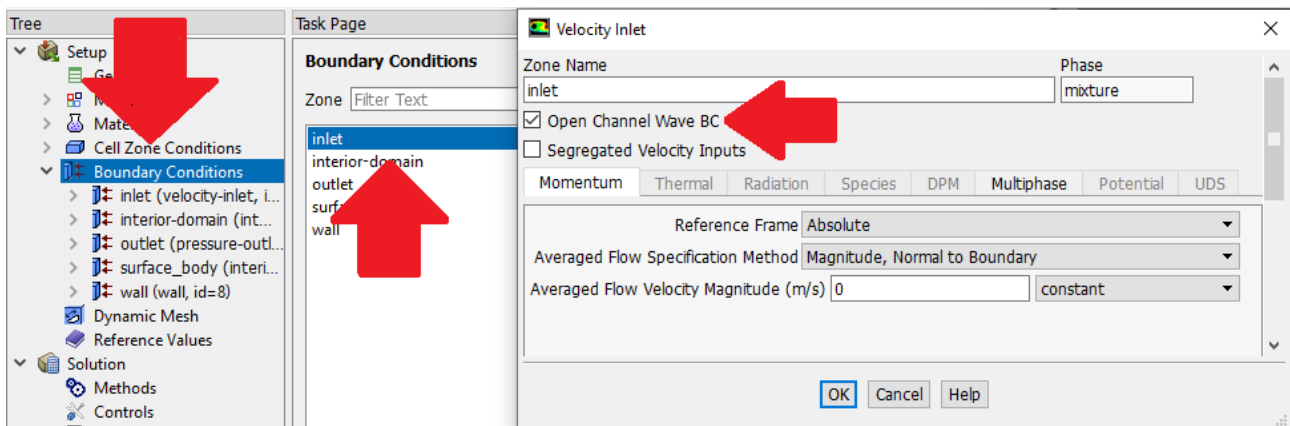


Figura A. 12 – Boundary Conditions >> inlet >> Open Channel Wave BC

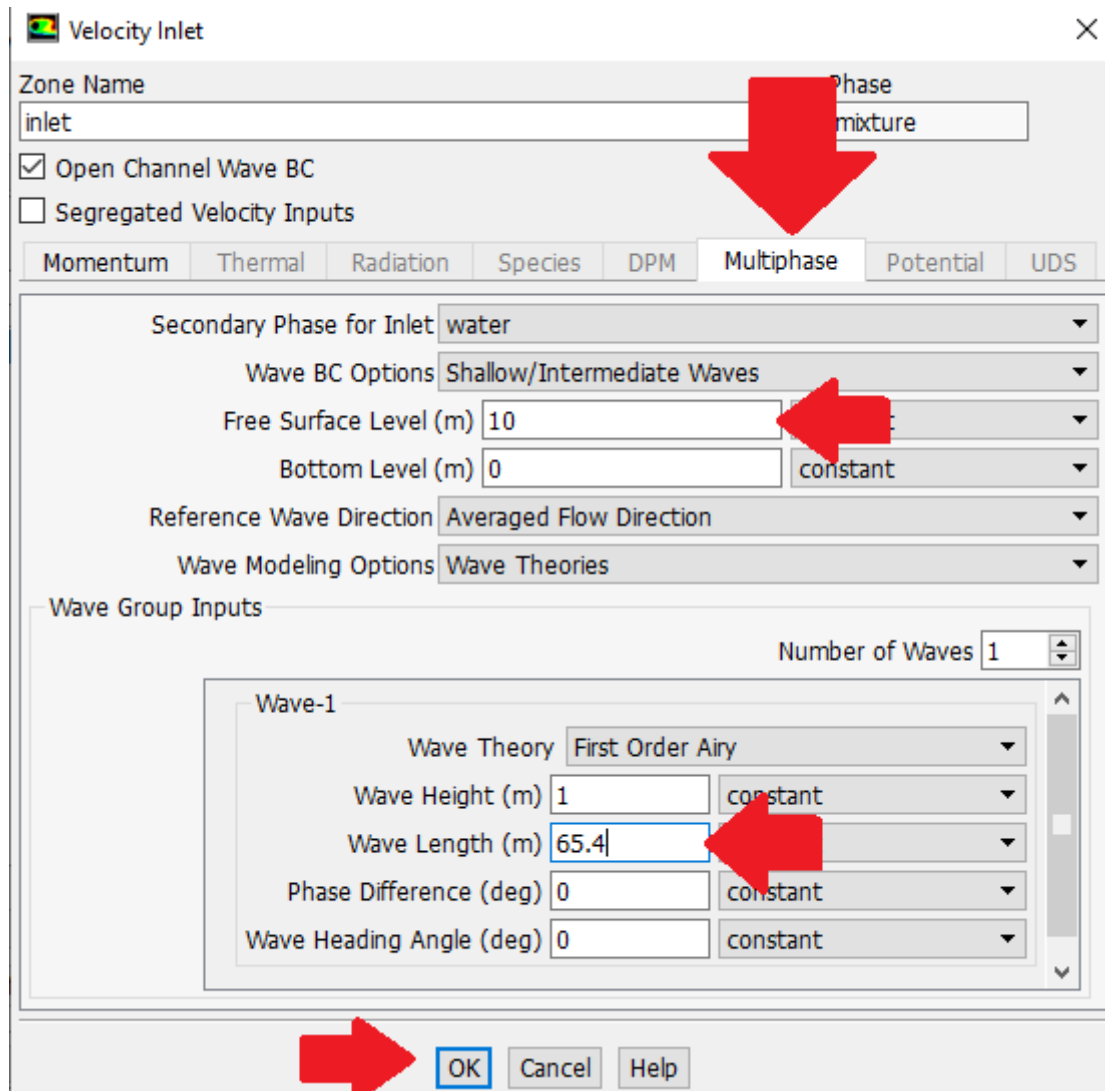


Figura A. 13 – Multiphase >> Free Surface Level (m): 10 >> Wave Length (m): 65.4

Para resolver o problema do acoplamento pressão-velocidade é adicionado o algoritmo PISO, assim como *first order upwind* para os termos advectivos, o que é possível verificar na Fig. A. 14.

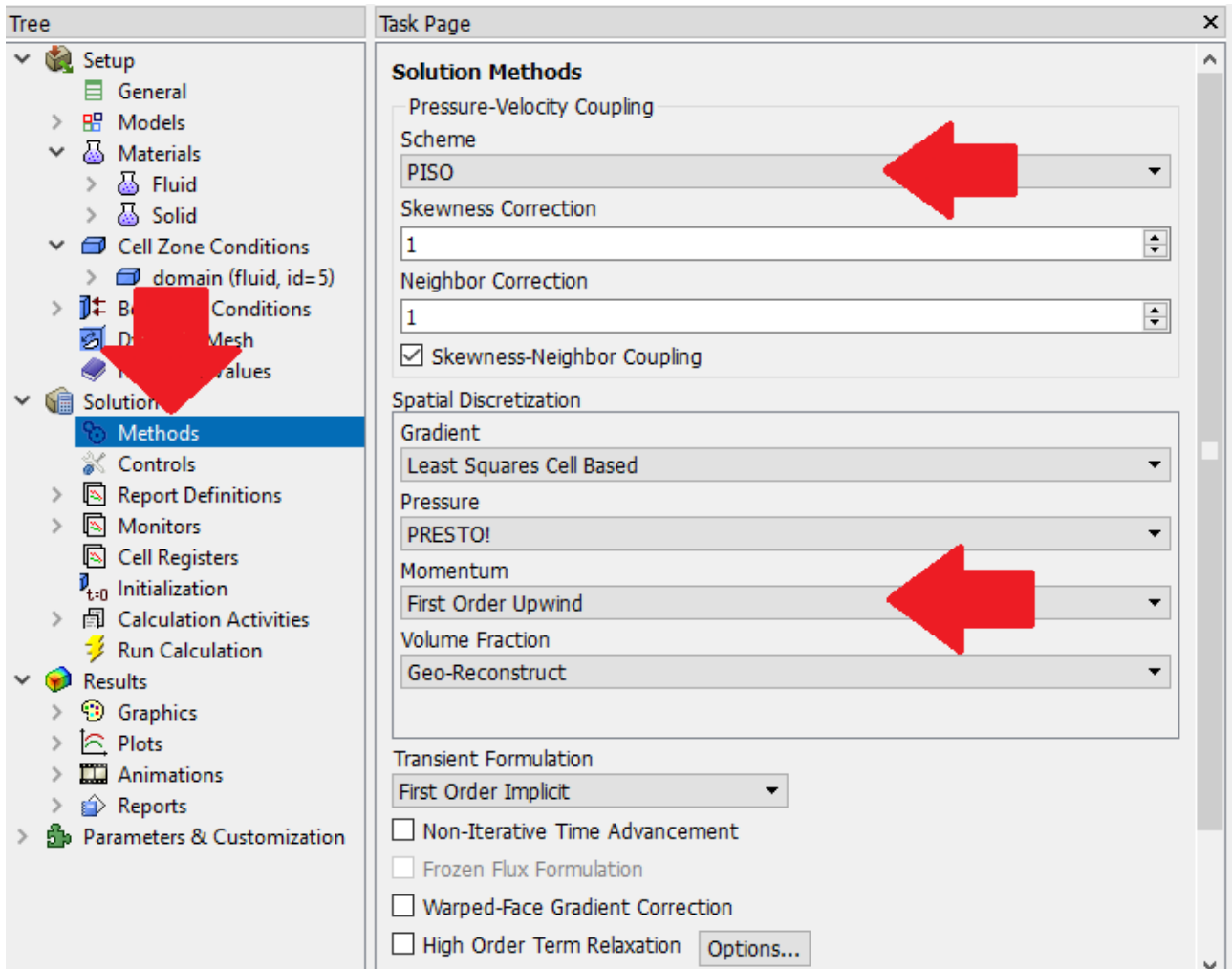


Figura A. 14 – Methods >> Sheme: PISO >> Momentum: First Order Upwind

Seguidamente, nas Figs. A. 15 e 16, é marcado a região de adaptação.

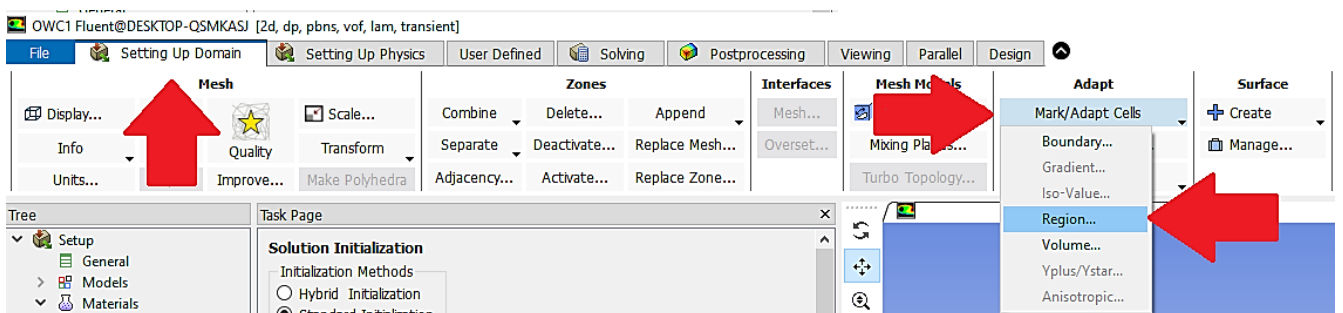


Figura A. 15 – Setting Up Domain >> Mark/Adapt Cells >> Region

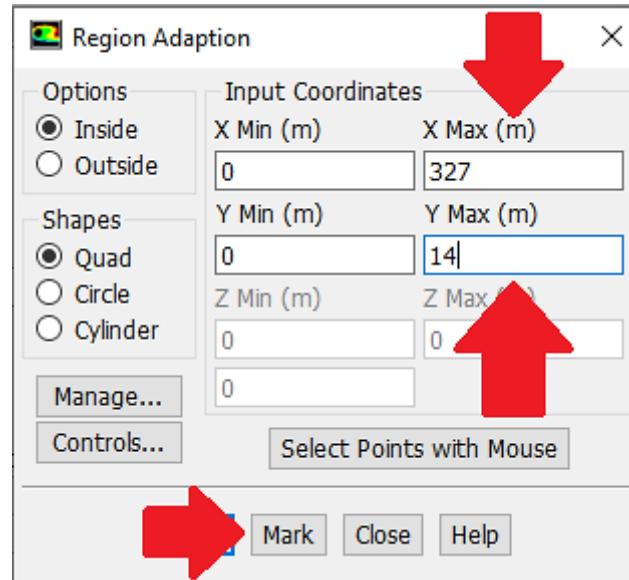


Figura A. 16 – X max (m): 327 >> Y max (m): 14 >> Mark

Com isso, é preciso fazer a inicialização para colocar o valor da fração volumétrica igual a 1, conforme Figs. A. 17 e 18.

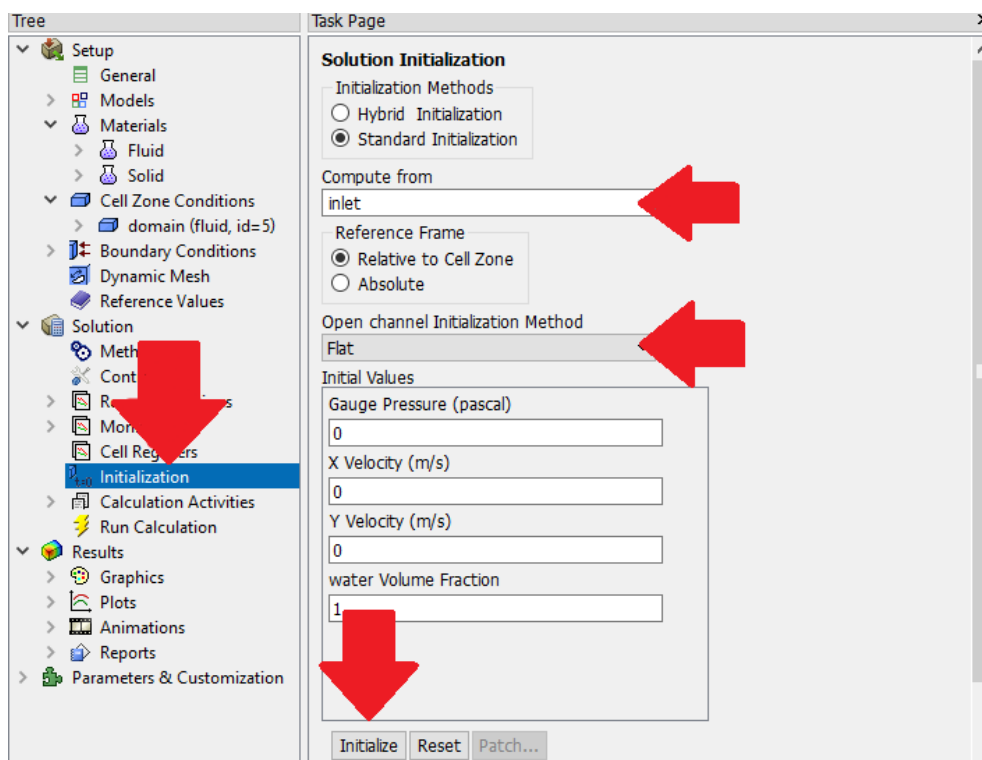


Figura A. 17 – Inicialization >> Compute from: inlet >> Open Channel Initialization Method:Flat >> Initialize

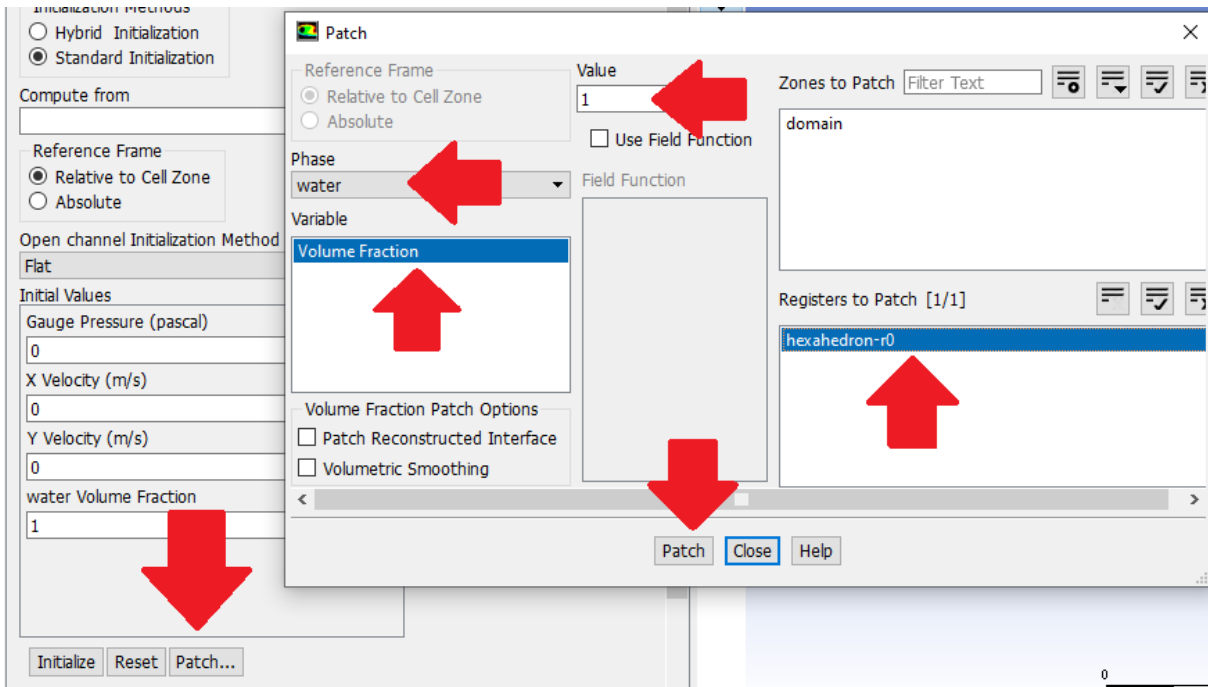


Figura A. 18 – Patch >> Phase: Water >> Variable: Volume Fraction >> Value: 1 >> Registers to Patch: hexahedron-r0 >> Patch

Nas Figuras A. 19 e 20, apresenta-se a colocação das sondas de medição ‘e’ e ‘d’. Analogamente, demais medições podem ser adicionadas.

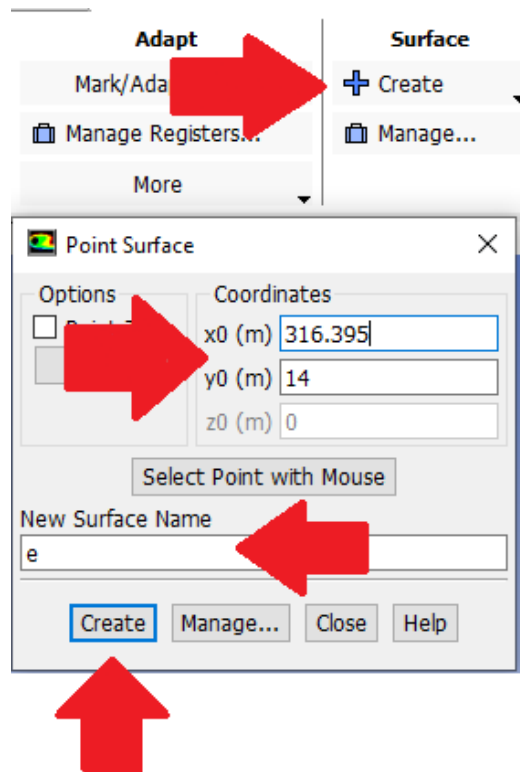


Figura A. 19 – Create >> Point Surface >> Coordinates >> New Surface Name >> Create

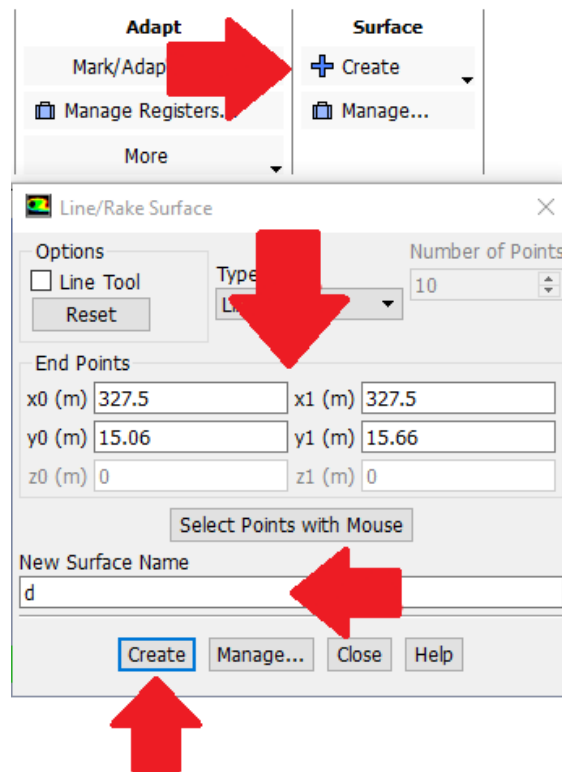


Figura A. 20 – Create >> Line/Rake Surface >> End Points >> New Surface Name >> Create

Para calcular a elevação da água, pressão e a vazão mássica é necessário adicionar esses itens no *Solving*. Assim como apresentado nas Figs. A. 21, 22, 23, 24, 25 e 26.

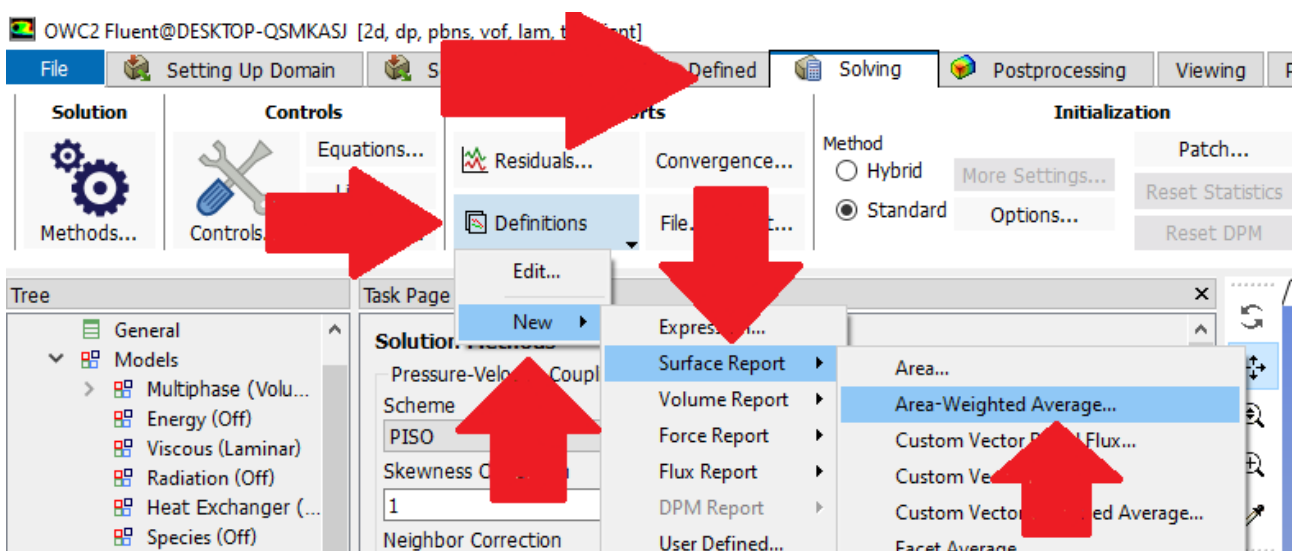


Figura A. 21 – Solving >> Definitions >> New >> Surface Report >> Area-Weighted Average

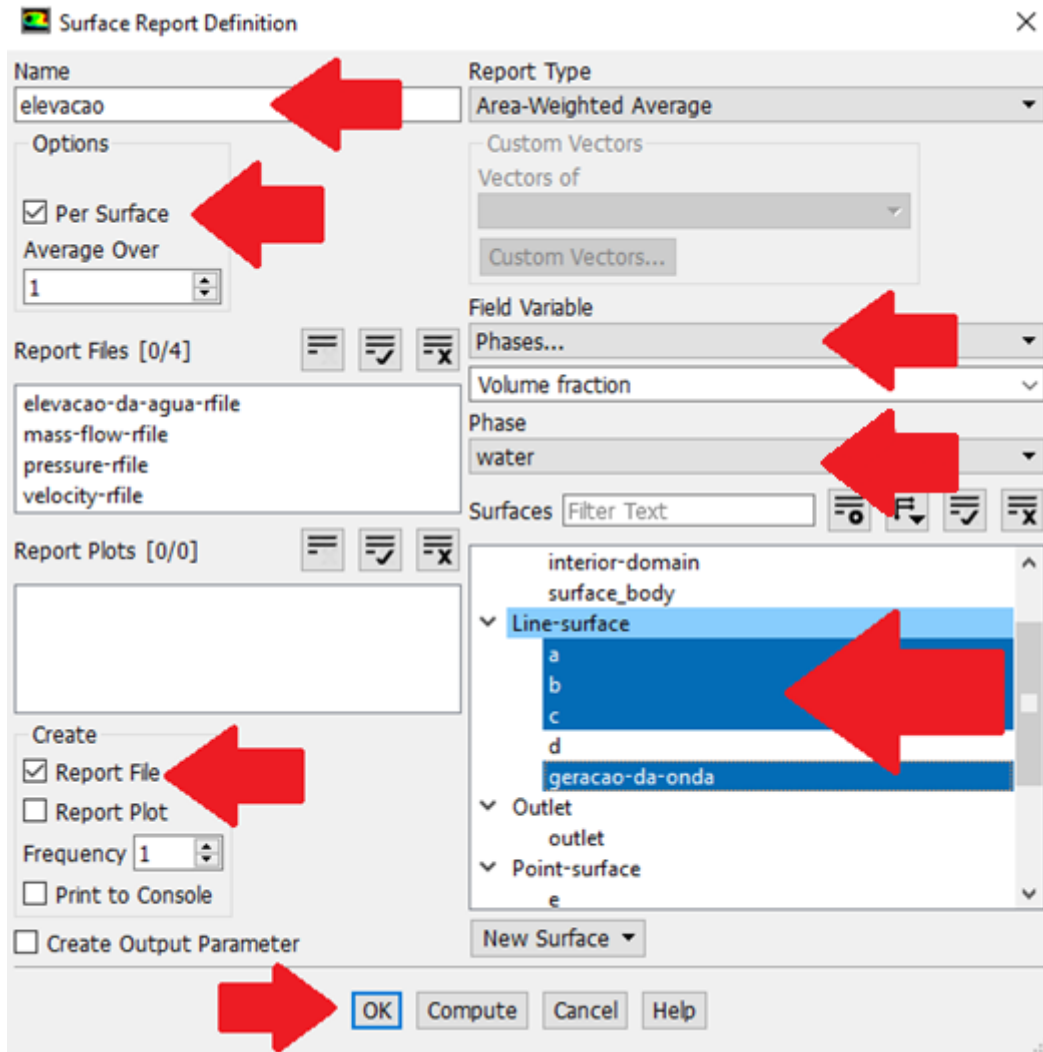


Figura A. 22 – Name >> Per Surface >> Report File >> Field Variable: Phases >> Phase: Water >> Surfaces

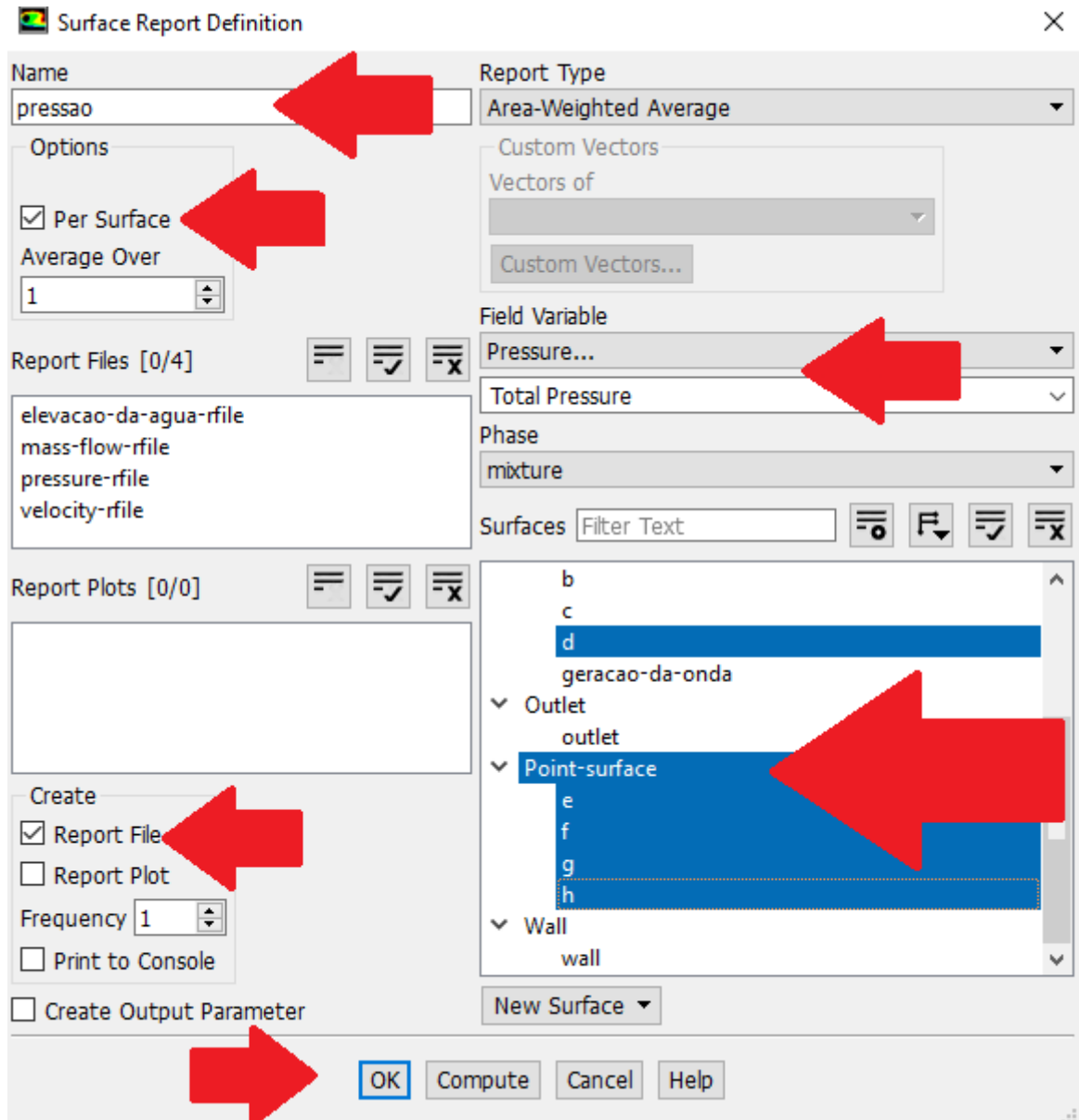


Figura A. 23 – Name >> Per Surface >> Report File >> Field Variable: Pressure, Total Pressure >> Surfaces

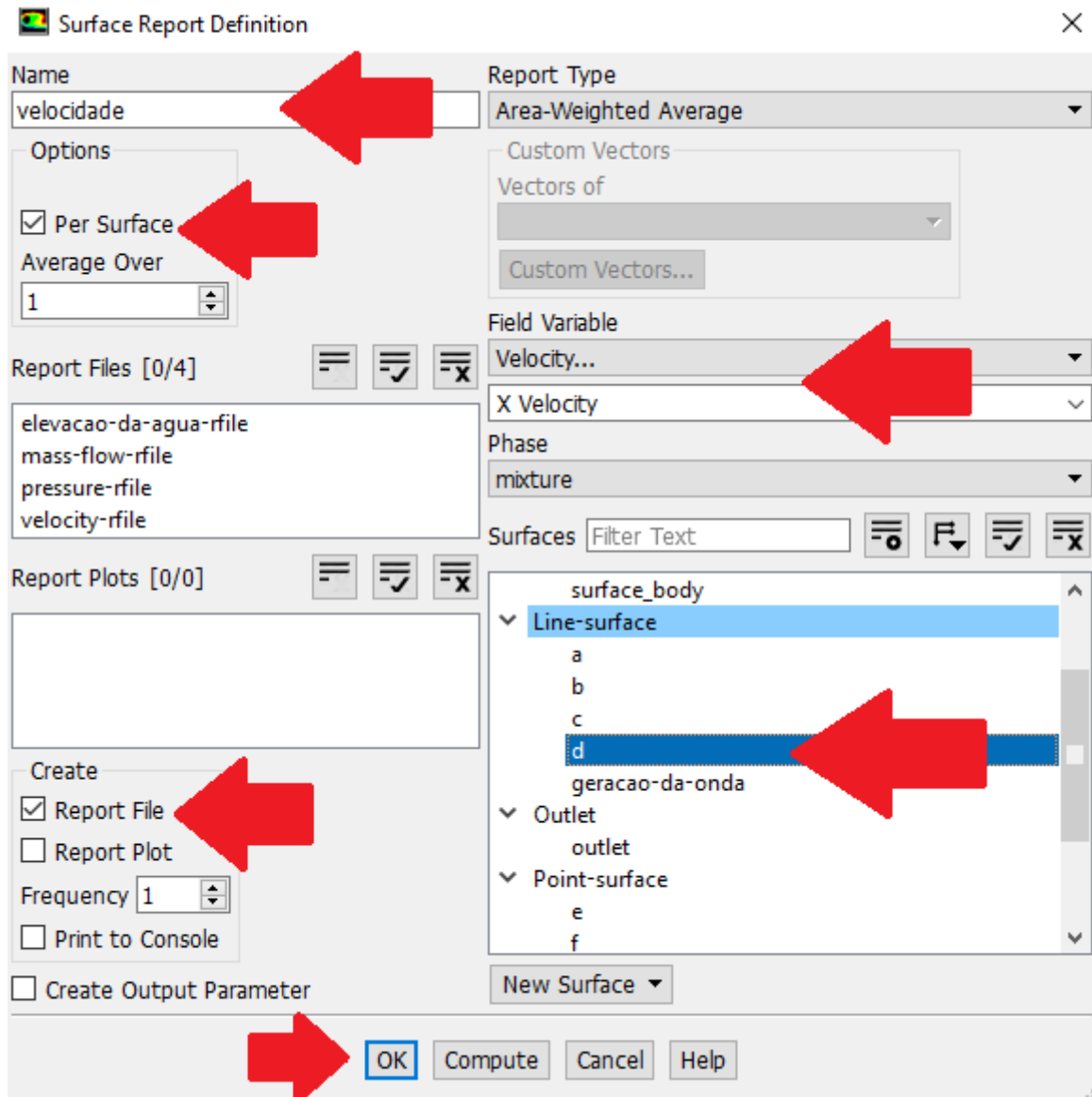


Figura A. 24 – Name >> Per Surface >> Report File >> Field Variable: Velocity, X Velocity >> Surfaces

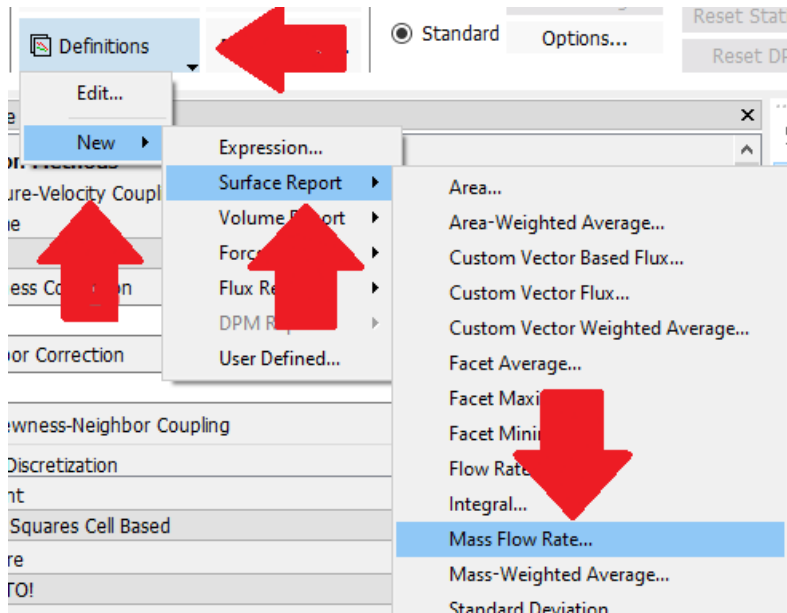


Figura A. 25 – Definitions >> New >> Surface Report >> Mass Flow Rate

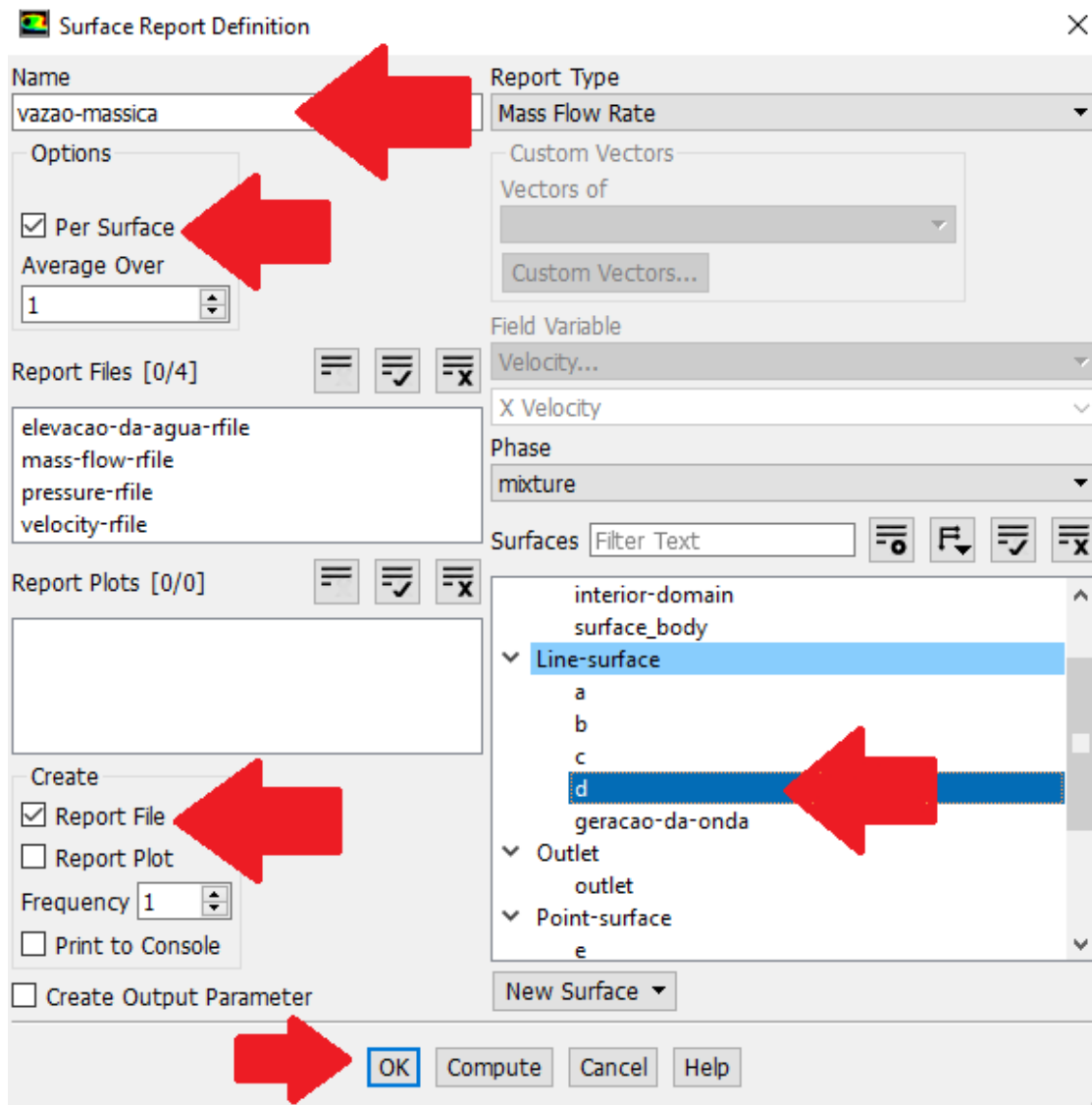


Figura A. 26 –Name >> Per Surface >> Report File >> Surfaces

Para salvar as atividades, é necessário colocar no *Autosave Every (Time Steps)* a quantidade do tempo de passos que se deseja salvar, conforme a Fig. A. 27.

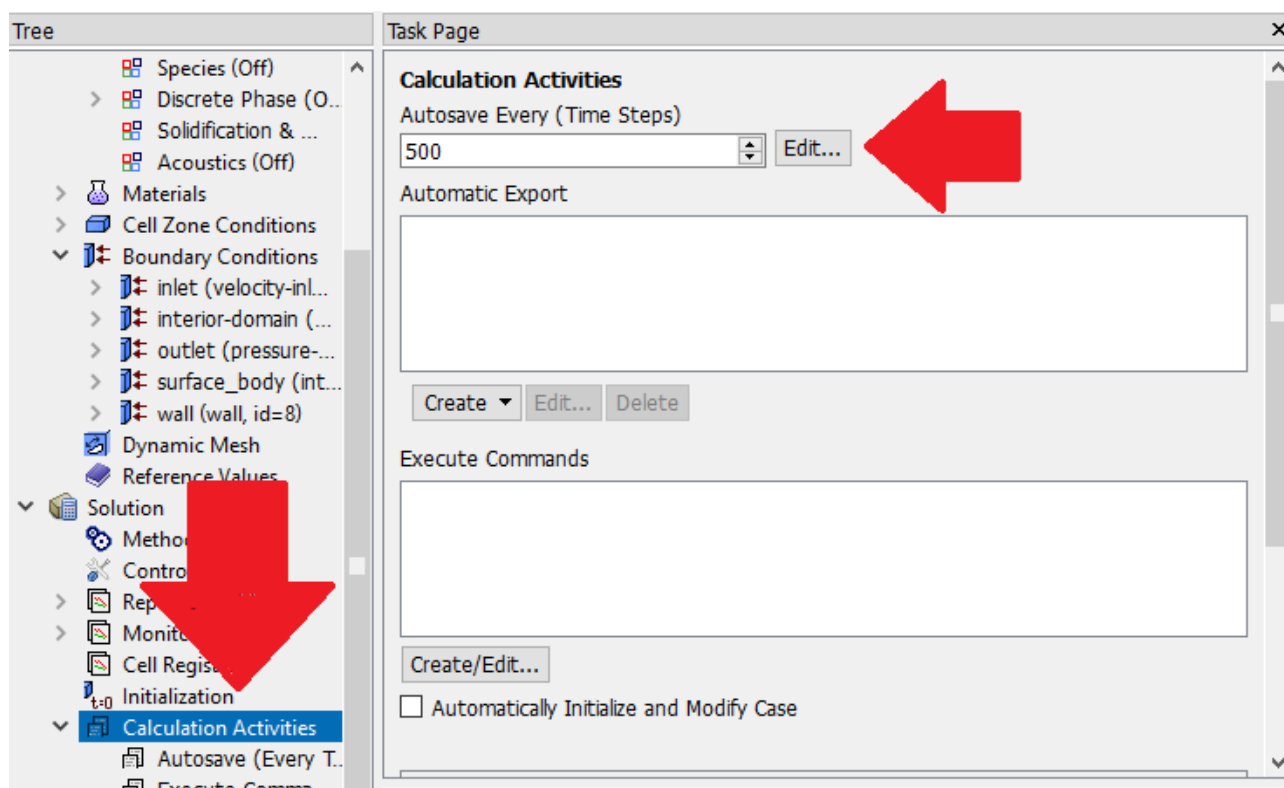


Figura A. 27 –Calculation Activities >> Autosave Every (Time Steps): 500

Na Figura A. 28, apresenta-se como colocar o critério de convergência: 10^{-6} a ser considerado.

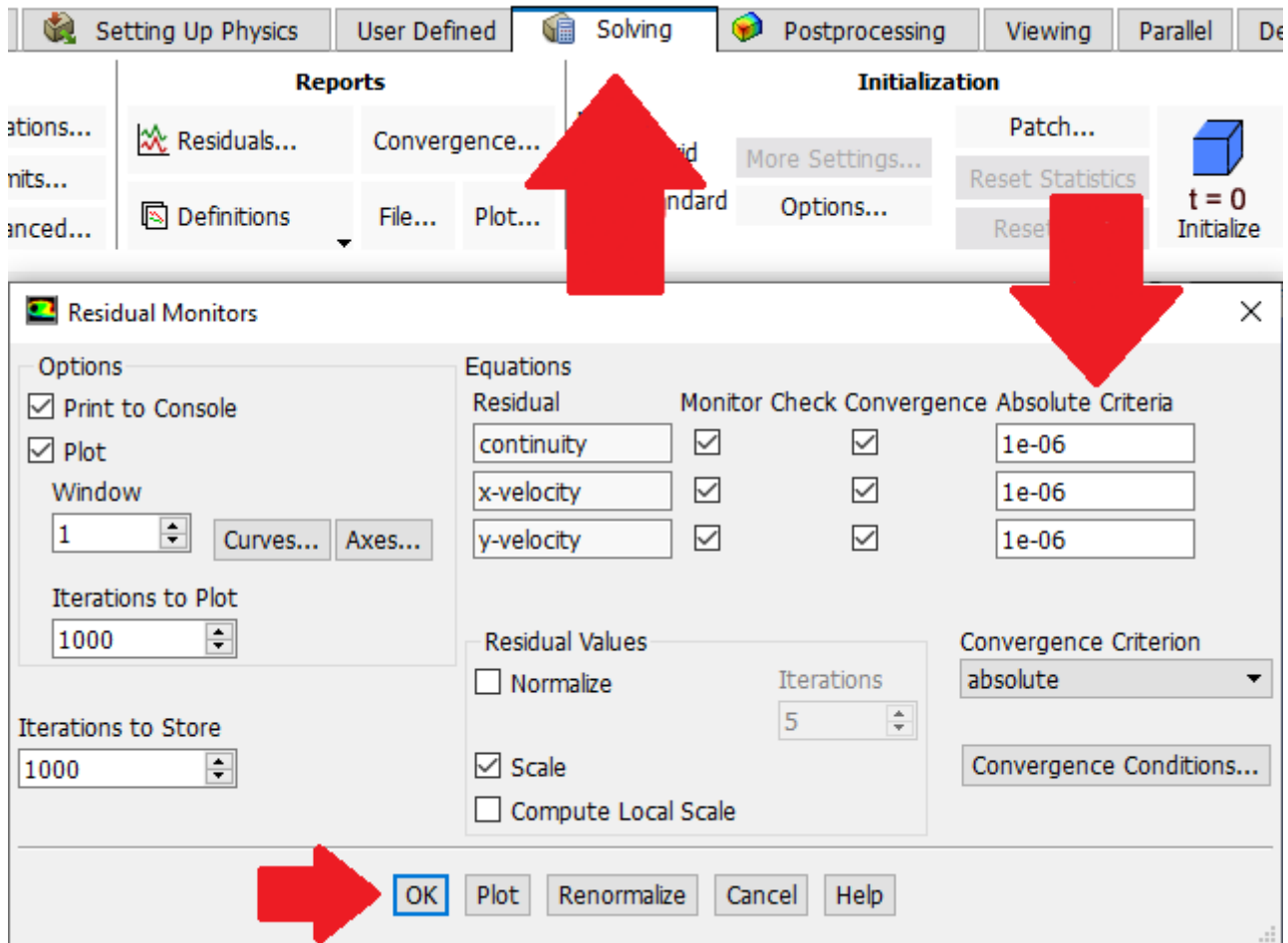


Figura A. 28 – Solving >> Absolute Criteria: 10^{-6}

Por fim, na Fig. A. 29 ilustra as últimas configurações para reportar os resultados dos cálculos.

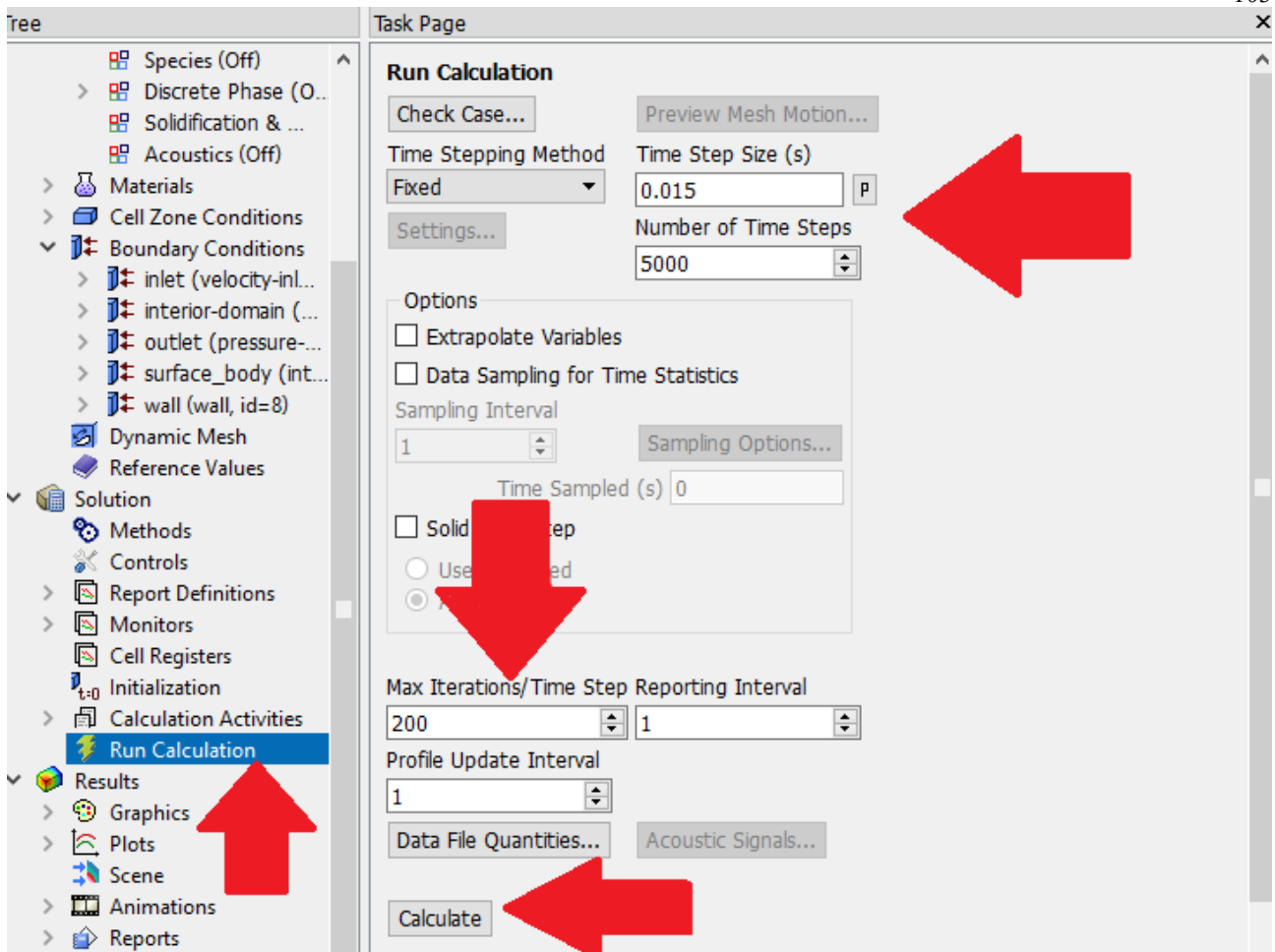


Figura A. 29 – Run Calculation >> Time Step Size: 0,015 >> Number of Time Steps: 5000 >> Max Iterations/Time Step: 200 >> Calculate