



VERIFICAÇÃO DE UM MODELO COMPUTACIONAL PROPOSTO PARA UM CONVERSOR DE ENERGIA DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE CONSIDERANDO DADOS DE ESTADO DE MAR

Sersana Sabedra de Oliveira¹

sersana@hotmail.com

Edis Antunes Pinto Junior¹

edis.antunes@hotmail.com

Phelype Haron Oleinik¹

phe.h.o1@gmail.com

Luciano Rodrigues¹

luciano.drighes@hotmail.com

Mateus das Neves Gomes^{1,2}

mateus.gomes@ifpr.edu.br

Luiz Alberto Oliveira Rocha³

laorocha@gmail.com

Elizaldo Domingues dos Santos¹

elizaldosantos@furg.br

Wiliam Correa Marques¹

wilianmarques@furg.br

Liércio André Isoldi¹

liercioisoldi@furg.br

¹Universidade Federal do Rio Grande - FURG

Av. Itália, Km 8, s/n, Bairro Carreiros, CEP 96.203-900, Rio Grande, RS, Brasil

²Instituto Federal do Paraná, Campus Paranaguá

Rua Antônio Carlos Rodrigues, 453, Bairro Porto Seguro, Paranaguá, PR, Brasil

³Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Av. Unisinos, 950, Bairro Cristo Rei, CEP 93.022-750, São Leopoldo, RS, Brasil

Resumo. Na busca por alternativas que conduzam a impactos ambientais menores na geração de energia, a conversão da energia das ondas em energia elétrica é uma opção livre de emissão de gases poluente. Existem diversas tecnologias que fazem esta conversão, porém nenhuma consolidada, sendo o dispositivo CAO, aparentemente, a mais promissora. O objetivo deste trabalho é a verificação de um modelo computacional proposto para simular numericamente a CAO, sendo que este modelo é baseado na metodologia piston, a qual considera apenas o conversor e o escoamento do ar. No processo de verificação foram realizadas comparações dos resultados obtidos empregando o método em estudo com soluções analítica e numérica existentes. A solução analítica consiste em utilizar a equação da continuidade em conjunto com a equação da energia mecânica para escoamentos em regime permanente com o propósito de calcular a diferença de pressão na câmara. Para a verificação com uma solução numérica, foi reproduzido um estudo proposto na literatura, comparando seus resultados com os obtidos no presente estudo. Neste sentido pode-se concluir que o modelo está devidamente verificado, e que possui capacidade para simular numericamente o comportamento fluidodinâmico do escoamento de ar no conversor CAO.

Palavras chaves: Coluna de Água Oscilante, metodologia piston, simulação numérica, verificação

1. INTRODUÇÃO

Num momento em que o consumo de energia elétrica vem sendo discutido no mundo, devido aos problemas provenientes de sua geração, há uma grande necessidade de se desenvolver alternativas que conduzam a impactos ambientais menores. Além das energias renováveis que já estão em funcionamento, existe uma que tem se destacado, devido à sua abundância, que consiste na conversão da energia das ondas do mar em energia elétrica. As ondas do mar se amplamente exploradas podem contribuir significativamente para o abastecimento de energia elétrica, principalmente em países com zonas costeiras (Falcão e Henriques, 2016).

Para realizar a conversão da energia das ondas do mar em energia elétrica, existem diversas tecnologias que podem ser classificadas quanto a sua posição de instalação: *onshore* (dispositivos integrados a costa); *near-shore* (dispositivos instalados em locais com profundidade entre 8 e 20 m) e *offshore* (dispositivos instalados em locais com profundidade superior a 25 m). Outra forma de classificar os dispositivos diz respeito ao seu princípio físico de funcionamento. Têm-se três principais grupos: Coluna de Água Oscilante (CAO, ou em inglês *Oscillating Water Column* - OWC), Corpos flutuantes, podendo ser de absorção pontual ou progressiva e Galgamento (Cruz e Sarmiento, 2004).

Neste trabalho é estudado o conversor do tipo CAO. Os dispositivos CAO são uma classe importante de conversores de energia das ondas (ou em inglês *Wave Energy Converter* - WEC) visto que uma grande parte dos protótipos de conversores de energia de ondas implantados até o momento no mar são deste tipo. Em uma CAO, há uma estrutura oca, fixa ou flutuante, com abertura para o mar abaixo da superfície da água, que prende o ar sobre a

superfície livre interna. A ação das ondas comprime e descomprime alternadamente o ar aprisionado que é forçado a escoar através de uma turbina localizada no topo da câmara acoplada a um gerador (Falcão e Henriques, 2016).

Dentre vários estudos encontrados na literatura, alguns simularam numericamente o princípio de funcionamento de uma CAO considerando apenas o escoamento do ar, a este método dá-se o nome de *piston*, como é o caso do estudo desenvolvido por Conde e Gato (2008), onde é apresentado um estudo numérico 3D sobre o escoamento do ar pelo interior de uma CAO equipada com duas chaminés verticais. As simulações numéricas foram realizadas no FLUENT, assumindo que as condições de fluxo eram estáveis e periódicas, já as tensões de Reynolds foram calculadas pelo modelo de turbulência $k - \varepsilon$, para os termos difusivos foi empregado o esquema de diferenças centrais de 2ª ordem, os termos convectivos o esquema de terceira ordem QUICK foi utilizado e para o acoplamento pressão velocidade o algoritmo SIMPLEC. Os resíduos foram considerados convergido para soluções com valores inferiores a 10^{-4} . A geometria deste trabalho é uma simplificação da câmara de ar construída junto ao quebra mar da foz do estuário do Douro (Norte de Portugal), porém a mesma foi estudada a partir de duas configurações, o que diferencia entre elas é a colocação de uma placa retangular com dois semi-círculos nas pontas para reduzir os efeitos de pulverização da água nas turbinas. Para a simulação de fluxo periódico, foi imposta uma função senoidal para a componente vertical da velocidade. Esta função é equivalente a velocidade de deslocamento da superfície livre da água. Foram monitorados os fluxos de ar para dentro, para fora da CAO e também o periódico a fim de investigar a distribuição de fluxo nas seções de entrada das turbinas, bem como, as propriedades do jato de ar que invade a superfície livre da água. Com isso foi possível concluir que a colocação da placa favorece a funcionalidade das turbinas.

Em Marjani et al. (2008), foi feito um estudo completo, visando simular o comportamento do fluxo ar, nos componentes de uma CAO, com dimensões semelhantes a planta construída na ilha de Pico em Portugal. O objetivo do estudo consiste em elaborar e validar dois modelos, para simular a câmara de ar e a turbina utilizando o código FLUENT, onde em ambos o fluxo é considerado tridimensional, viscoso, transiente e turbulento. Para simular a câmara de ar, a turbulência foi modelada com o modelo $k - \varepsilon$, com relação as condições de contorno, se fixou na saída da chaminé como pressão atmosférica, para o movimento oscilante da superfície livre de água, foi empregado nos cálculos numéricos uma velocidade com variação temporal e no restante da geometria foi considerado velocidade zero em todas as paredes. Na câmara foi realizado um calculo de potencia em relação ao tempo, diferença de pressão entra dois trechos da geometria e o obtenção do coeficiente de perda dentro da câmara. Para modelar a turbina, o fluxo foi considerado incompressível, as equações de conservação foram solucionadas na forma segregada, o modelo de turbulência empregado foi o $k - \varepsilon$, para acoplamento pressão velocidade utilizou-se o algoritmo SIMPLEC e para discretização dos termos convectivos foi utilizado o esquema de alta ordem MUSCL. Na turbina foram obtidos os coeficientes de torque e pressão total. De acordo com os autores os resultados obtidos com os modelos tiveram uma boa precisão ao serem comparados com resultados experimentais.

Em Gomes et al. (2009), é apresentada a modelagem computacional do fluxo de ar em uma CAO usando duas metodologias diferentes: em uma delas é considerada apenas a câmara, variando a velocidade em sua entrada de acordo com a equação da onda, e o ar, e na outra metodologia a câmara é acoplada no tanque de ondas, por isso leva em conta a interação entre água e ar na CAO. O modelo matemático empregado, consiste basicamente em solucionar as equações de conservação de massa e as de Navier-Stokes. O software utilizado

nas simulações é o FLUENT versão 6.2, e para modelar a geometria e gerar a malha foi utilizado o GAMBIT. Neste estudo foi utilizado a malha independente que contem 37.500 células para CAO e 83.902 para o tanque de ondas. Inicialmente foi reproduzido o problema proposto por Conde e Gato (2008), onde foram monitorados quatro pontos no interior da câmara para serem analisados, e o que foi constatado é que os resultados estavam de acordo, demonstrando a correta utilização da metodologia Ar, bem como sua validação. A validação da metodologia VOF foi feita por meio de comparação do resultado numérico com a solução analítica. Com isso um estudo de caso foi proposto, o qual consiste em simular numericamente de forma bidimensional uma CAO empregando ambas metodologias. Para tal foi adotado para solucionar o acoplamento pressão velocidade o algoritmo PISO, para discretização da pressão o método PRESTO, para os termos advectivos o esquema Upwind de primeira ordem, o modelo de turbulência $k - \epsilon$ e para fração volumétrica o Geo- reconstruct. Os autores concluíram ao comparar os dados obtidos entre as duas metodologias, que a metodologia VOF apresentou resultados que foram considerados mais realísticos, porém tal abordagem precisou de um tempo de processamento significativamente mais elevado que a metodologia Ar, a qual apresentou resultados com a mesma tendência em um tempo de simulação bem menor.

Em Bouhrim e Marjani (2015), os autores elaboraram um estado da arte e avaliaram a utilidade da modelagem numérica de uma CAO, a fim de que futuramente se possa utilizar métodos adequados para otimização de geometrias e também obter a máxima eficiência de uma CAO. Para modelar e melhorar o desempenho operacional desses dispositivos, vários métodos de modelagem foram citados, como por exemplo, o modelo 1D, considerado mais simples, o modelo *piston*, que considera o movimento oscilatório da superfície livre da água como um pistão dentro da CAO, bem como, um modelo 3D, viscoso, transiente que exige a resolução das equações de Navier-Stokes associado ao modelo multifásico VOF e também um modelo simplificado para tratar a superfície livre e o método analítico com uma condição de superfície livre linearizada. Um dos objetivos deste estudo era melhorar o modelo *piston*, usando uma solução analítica simplificada do fluxo potencial (Stokes, Airy, etc.) em combinação com o modelo VOF para modelar os fluidos água-ar na câmara. Os autores concluíram que, nas simulações realizadas com o modelo *piston* em uma geometria inspirada na planta PICO, o mesmo apresentou boa previsão e que está em desenvolvimento no EMI' Turbomachinery Lab.

Em Barakaz e Marjani (2015), é apresentada uma análise de fluxo unidirecional com equações simples para descrever o comportamento de uma CAO empregando o modelo *piston*. As análises foram focadas na variação temporal da altura das ondas dentro da CAO, vazão do ar, pressão e potencial pneumático. A turbina foi simulada com uma lei quadrática relativa à queda de pressão no escoamento do ar, tanto nas operações de sucção e exaustão, porém apenas a exaustão foi estudada. Nesta análise foram assumidas algumas hipóteses simplificativas, que dão uma visão física do problema, das quais gerou duas equações; uma para o movimento da água, onde mostra a relação entre a altura da onda incidente e a altura da onda dentro da câmara considerando a pressão e a outra, para o movimento do ar, que apresenta a relação entre o fluxo de ar através do duto, a pressão e a altura da água dentro da CAO. Para o estudo da turbina um sistema composto pelas equações deduzidas para os movimentos de água e ar foi resolvido no software MATLAB, com o algoritmo Runge-Kutta de 4ª e 5ª ordem. Com este estudo os autores consideraram que o modelo 1D tem potencial para ser utilizado como uma primeira ferramenta para analisar um dispositivo CAO, mas que precisa ser melhorado em alguns aspectos.

Em Barakaz e Marjani (2016), foi apresentado um modelo 1D para descrever o comportamento de uma CAO, onde se estudaram casos considerando e desconsiderando a turbina. Para propor tal modelo algumas hipóteses simplificativas foram adotadas, como: a movimentação da superfície livre ocorre apenas na vertical, o processo de perda de carga é negligenciado, as ondas incidentes são monocromáticas e a pressão na entrada da CAO depende da presença da turbina, pois na ausência da mesma é considerado isentrópica. O modelo foi estudado fisicamente considerando um pistão oscilante vertical com uma massa $M(t)$ sob a influência de duas forças F_1 e F_2 mais seu peso. O êmbolo em movimento corresponde à massa de água dentro da câmara, F_1 à força aplicada pela pressão do ar na superfície superior e F_2 à força aplicada pela pressão da água do mar na superfície inferior. Neste trabalho, foi aplicado o princípio de Lagrange e para resolver as equações o método de Poincaré-Lindstedt, o que resultou em uma equação diferencial de segunda ordem com um termo não linear. Os autores garantem que tal modelo é uma boa ferramenta para estudos preliminares de uma CAO.

No presente trabalho foi realizado a verificação de um modelo computacional proposto para a análise de funcionamento de conversores de energia das ondas do mar em energia elétrica do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO) com resultados analíticos (através da equação da continuidade e da energia mecânica) e numérico (estudo de caso desenvolvido por Gomes et al., (2009)). No que se refere ao modelo computacional, o mesmo é bidimensional, o escoamento é incompressível, transiente, turbulento, e é baseado na Metodologia *piston*, a qual considera-se apenas o conversor e o escoamento do ar, no que diz respeito as condições de contorno, foi considerado como pressão atmosférica na saída da chaminé e para entrada CAO foram utilizados dados discretos de tempo e velocidade, obtidos através de dados dados realísticos de estado de mar, tal modelo é bastante semelhante ao empregado em Gomes et al. (2009), porem o que difere é forma com que a condição de contorno de entrada da CAO é inserida no FLUENT, visto que em tal trabalho os autores utilizam uma UDF e na proposta em estudo os dados são inseridos através da ferramenta *tabledata*. Essa abordagem que utiliza dados simulados de estado de mar é um aspecto inédito do modelo que esta sendo verificado neste estudo.

2. COLUNA DE AGUA OSCILANTE (CAO)

Os dispositivos de coluna de água oscilante são uma classe importante de conversores de energia das ondas, possivelmente a classe que tem sido mais estudada e que possui o maior número de protótipos em escala real até agora instalados no mar (Falcão e Henriques, 2016). Sua forma é, basicamente, uma estrutura oca parcialmente submersa, aberta para o mar abaixo da superfície livre da água. Conforme Cruz e Sarmento (2004), o processo de geração de eletricidade segue duas fases: quando uma onda entra na estrutura o ar que se encontrava dentro dela é forçado a passar por uma turbina, como consequência direta do aumento de pressão na câmara hidropneumática, como mostrado na Fig. 1a. Quando a onda regressa ao mar o ar passa novamente pela turbina, desta vez no sentido inverso, dada a pressão inferior no interior da câmara hidropneumática, como ilustra a Fig. 1b. A turbina geralmente escolhida para aproveitar estes movimentos opostos é a do tipo Wells. Essas turbinas são auto retificadoras, isto é, a sua direção de rotação permanece inalterada independentemente da direção do fluxo do ar. Vários tipos especiais de turbinas foram desenvolvidos, mas a turbina

Wells de fluxo axial, inventada em meados da década de 1970, é a mais popular (Falcão e Henriques, 2016).

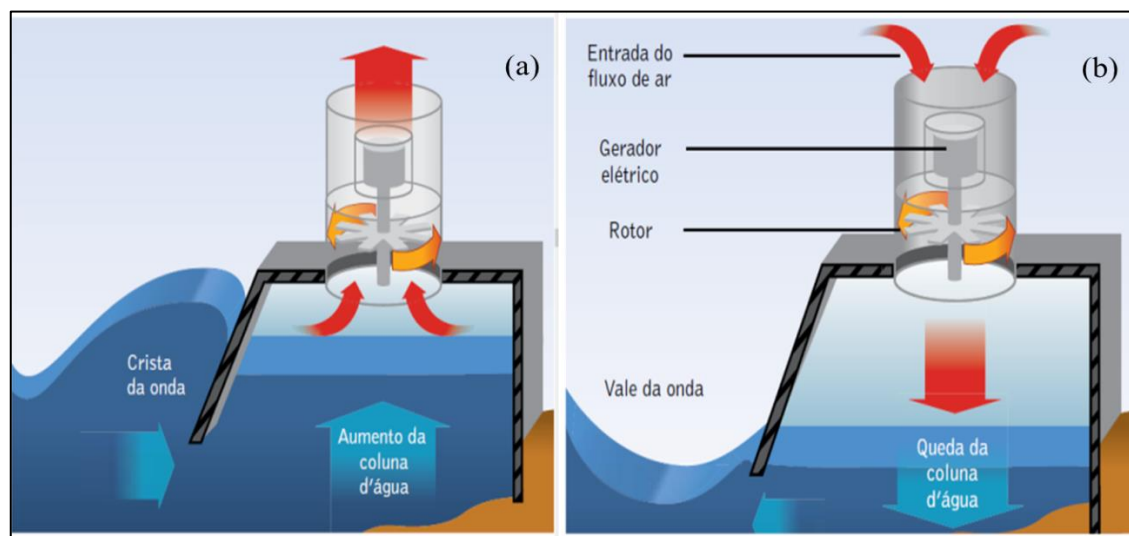


Figura 1 – Princípio de funcionamento: a) Movimento do ar quando a onda incide e b) Movimento do ar com o regresso da onda ao mar – Adaptada de Revolução Energética (2013).

3. DESCRIÇÃO DO MODELO

O modelo que aqui será verificado, para simular numericamente o princípio de funcionamento do dispositivo CAO, é uma abordagem simplificada do fenômeno físico, chamada de método *piston*. Nessa abordagem, a incidência das ondas sobre o conversor não será levada em conta. Somente o conversor CAO e o escoamento de ar em seu interior serão considerados. Para isso, a variação da velocidade do escoamento de ar na entrada da câmara hidropneumática é imposta ao modelo como condição de contorno de velocidade prescrita. A intenção é, futuramente, utilizar dados realísticos de estado de mar, ou seja, a elevação da superfície livre do oceano, ao longo do tempo, em uma determinada localização, como condição de contorno do modelo computacional aqui apresentado.

Esse modelo computacional se baseia no fato de que as ondas, ao incidirem sobre o conversor CAO, causam no interior da câmara hidropneumática uma variação na elevação da superfície livre da água. Como já foi explicada, essa variação de altura da superfície livre da coluna de água dentro do dispositivo pode ser considerada como um pistão que pressuriza e despressuriza o ar. Logo, é possível representar esse movimento de pistão aplicando como condição de contorno uma variação da velocidade do ar na entrada da câmara hidropneumática do conversor CAO. Sendo assim, no interior do domínio computacional bidimensional mostrado na Fig. 2a, um escoamento isotérmico e incompressível de ar será numericamente simulado.

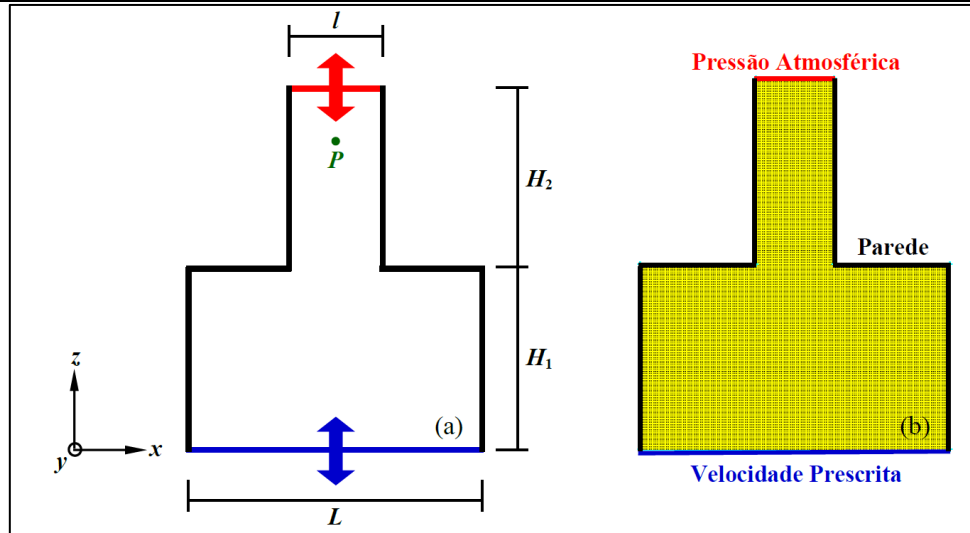


Figura 2. Domínio computacional: (a) dimensões e (b) malha e condições de contorno.

Portanto o modelo matemático é formado pelas equações da conservação de massa e da quantidade de movimento, definidas, respectivamente, por Versteeg e Malalasekera (2007) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla (\mu \vec{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (2)$$

onde ρ é a massa específica (kg/m^3), $\vec{v}$ é o vetor velocidade do escoamento (m/s), p é a pressão estática (N/m^2), μ é a viscosidade dinâmica ($\text{kg/m} \cdot \text{s}$), $\vec{\tau}$ é o tensor de tensões (N/m^2) e $\vec{g}$ é a aceleração da gravidade (m/s^2).

Nas simulações numéricas realizadas nesse trabalho foram adotados: o algoritmo PISO (*Pressure Implicit solution by Split Operator*) para o acoplamento pressão-velocidade; o método PRESTO (*PREssure STaggering Option*) para a discretização da pressão; e o esquema de advecção *upwind* de primeira ordem para os termos advectivos. Além disso o modelo de turbulência $k - \varepsilon$ foi empregado. As soluções foram consideradas convergidas para resíduos de 1×10^{-5} .

4. VERIFICAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), o procedimento de verificação consiste em avaliar se um modelo computacional está resolvendo adequadamente as equações que governam o fenômeno físico estudado. Para isso, é possível comparar os resultados numéricos obtidos com o modelo computacional a ser verificado com soluções numéricas ou com outras soluções analíticas.

4.1 Verificação com solução numérica

A partir do estudo de caso apresentado em Gomes et al. (2009), uma das verificações propostas neste trabalho, do modelo computacional será realizada. Para isso, um conversor CAO, em escala de laboratório, com $L = 0,20$ m, $l = 0,05$ m, $H_1 = 0,15$ m e $H_2 = 0,15$ m (ver Fig. 2a) foi usado. O domínio computacional foi discretizado com elementos quadrilaterais de tamanho $0,001$ m, gerando uma malha regular com 37500 células computacionais (Fig. 2b). Já a discretização temporal foi feita com um passo de tempo de $0,01$ s, e a simulação numérica foi desenvolvida durante $6,00$ s. Para representar a variação de velocidade vertical (w) do ar na entrada da câmara hidropneumática, como condição de contorno, foi considerada a Eq. (3) que é uma função transiente utilizada no estudo realizado por Marjani et al. (2008).

$$w(t) = H \left(\frac{2\pi}{T} \right) \cos \left(\frac{2\pi}{T} t \right) \quad (3)$$

sendo que w corresponde à velocidade na direção vertical (em m/s), H a amplitude (igual a $0,07$ m), T o período (igual a $0,81$ s) e t o tempo (em s). Porém, cabe destacar que, diferentemente de Gomes et al. (2009) que impôs essa condição de contorno através de uma UDF (*User Defined Function*) no FLUENT, no presente trabalho valores discretos de tempo e velocidade obtidos a partir da Eq. (3), a cada $0,01$ s, foram impostos como condição de contorno através da ferramenta *table data* do software FLUENT. Para comparar os resultados obtidos com o modelo computacional proposto com os de Gomes et al., (2009), foi monitorada a velocidade w (na direção z) do escoamento do ar, ao longo do tempo, em um ponto P localizado na chaminé do conversor CAO, em $x = 0,10$ m e $z = 0,20$ m (ver Fig. 2a). No presente estudo w foi registrada a cada $0,01$ s.

4.2 Verificação com solução analítica

A estratégia aqui foi obter soluções analíticas para diversos valores de velocidade prescrita na entrada da CAO, tanto para o movimento de sucção quanto para o movimento de exaustão. Para tal, inicialmente, foram realizadas várias simulações numéricas utilizando uma geometria semelhante a que consta na Fig. 2a, porém com dimensões aproximadas ao dispositivo CAO construído na ilha de Pico em Portugal, conforme segue: $L = 12$ m, $l = 2,3$ m, $H_1 = 10$ m e $H_2 = 5$ m. A malha empregada neste estudo é 2D, independente, regular e que possui 210400 elementos quadriláteros de $0,025$ m de tamanho. Com relação à discretização temporal, foi feito como no item 4.1, já a imposição da velocidade de entrada, por ser prescrita, variou a cada simulação, ou seja, foram simulados no total 20 casos com velocidades diferentes. Nessas simulações dois monitores do tipo linha foram utilizados, um localizado na entrada da CAO, formado pelos pontos A(0;0) e B(12;0) e outro no topo da chaminé formado por C(4,85;15) e D(7,15;15). Foi monitorada a pressão total tanto na entrada quanto na saída da CAO, além disso foram registradas as velocidades de saída da chaminé a fim de verificar a continuidade do escoamento com a solução analítica adotada.

4.2.1 Método Matemático

Para a solução analítica será utilizada a equação da continuidade presente em Çengel e Cimbala (2007):

$$\rho V_1 A_1 = \rho V_2 A_2 \quad (4)$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (5)$$

$$V_2 = \frac{V_1 A_1}{A_2} \quad (6)$$

onde ρ é a massa específica (kg/m³), V_1 a velocidade do fluido na entrada da câmara (m/s), A_1 a área na entrada da câmara (m²), V_2 a velocidade do fluido na saída da chaminé (m/s) e A_2 a área na saída da chaminé (m²).

Para o cálculo da perda de carga, serão consideradas as perdas distribuída e localizada através da Eq. (7), de acordo com Fox e McDonald (2001):

$$h_{lt} = h_{lm} + h_l \quad (7)$$

onde h_{lt} é a perda de carga total (m), h_{lm} perda de carga localizada (m) e h_l a perda de carga distribuída (m).

Ainda segundo Fox e McDonald (2001), a perda de carga localizada, decorrente de mudanças na geometria, pode ser calculada por meio da Eq. (8):

$$h_{lm} = \frac{k_p V^2}{2g} \quad (8)$$

onde k_p é o coeficiente de perda, g é a aceleração da gravidade (m/s²) e V a maior velocidade do fluido no trecho considerado (m/s).

Já a perda de carga distribuída é calculada através da Eq. (9):

$$h_l = f \frac{LV^2}{D2g} \quad (9)$$

onde f é o fator de atrito, L o comprimento do domínio (m), D o diâmetro (m).

Segundo Fox e McDonald (2001), para determinar o fator de atrito é necessário o cálculo do número de Reynolds (R_e), que pode ser obtido através da Eq. (10):

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (10)$$

onde μ é a viscosidade do fluido.

Com a Eq. (11), disponível em Çengel e Cimbala (2007), se obtêm a diferença de pressão dentro do dispositivo CAO:

$$P_1 - P_2 = \rho \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right] + \rho g [h_2 - h_1] + \rho g h_{IT} \quad (11)$$

onde P_1 é a pressão na entrada da câmara (Pa), h_1 é a altura do ponto monitorado na entrada da câmara (m), P_2 é a pressão na saída da chaminé (Pa) e h_2 é a altura do ponto monitorado na saída da chaminé (m).

4.2.2 Metodologia Analítica

A metodologia analítica consiste em, inicialmente, definir valores para a imposição da velocidade prescrita na entrada da câmara, estes valores representam os movimentos de sucção, no caso de velocidade negativa, e exaustão, no caso de velocidade positiva.

Sabendo que as dimensões das áreas de entrada (A_1) da câmara hidropneumática e de saída (A_2) da chaminé do conversor CAO são conhecidas e que o fluido pode ser considerado incompressível, é possível obter através da Eq. (6) as velocidades de saída da chaminé (V_2) para cada valor de velocidade prescrita imposta na entrada da câmara.

O passo seguinte compreende em calcular a perda de carga total, através do somatório das perdas de carga localizada, quando há alguma mudança de geometria, e distribuída, devido à rugosidade da parede. Primeiramente foram realizados os cálculos a fim de encontrar as perdas de carga localizada para os movimentos de sucção e exaustão, por meio da Eq. (8).

Ao observar a Fig. 2a, pode-se notar que a geometria em estudo possui uma mudança súbita de área, o que provoca uma perda de carga considerável. De acordo com Fox e McDonald (2001), essas perdas são menores se o sistema consistir em longos trechos de seção constante. Nesse sentido para se obter o coeficiente de perda (k_p) deve-se encontrar a razão de áreas (AR), como pode ser visto na Fig. 3, a qual apresenta as razões tanto para o caso de contração como de expansão da geometria. Ainda na Fig. 3 é mostrado como se chega aos valores de (k_p), tanto para contração quanto para expansão após a definição da razão (AR).

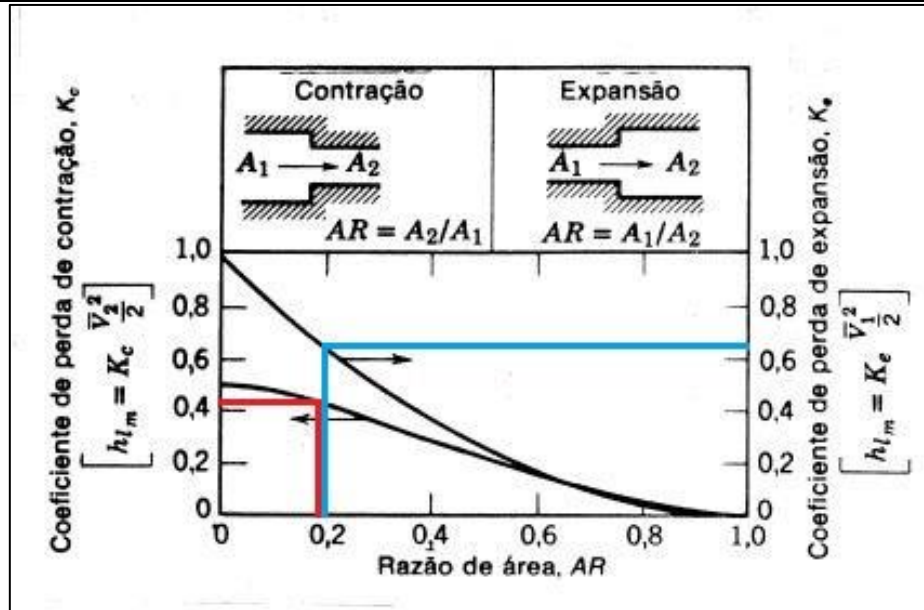


Figura 3 – Coeficiente de perda para escoamento através de mudanças súbitas de área. Adaptada de Fox e McDonald (2001).

Como a geometria é 2D e possui 12 metros de largura na câmara e 2,3 metros de largura na chaminé, obtemos uma razão de áreas no valor de 0,19. Portanto o valor de k_p para contração foi considerado 0,45 e para expansão 0,65. Definido o coeficiente de perda tanto para a expansão quanto para a exaustão, a perda de carga localizada pode ser calculada através da Eq.(8) e seus valores podem ser consultados nas Tabela 1.

Tabela 1. Perda de carga localizada durante a sucção

Sucção			Exaustão		
V_1 [m/s]	V_2 [m/s]	h_{lm} [m]	V_1 [m/s]	V_2 [m/s]	h_{lm} [m]
-1,250	-6,522	1,40910	1,250	6,522	0,97553
-1,000	-5,217	0,90182	1,000	5,217	0,62434
-0,750	-3,913	0,50728	0,750	3,913	0,35119
-0,500	-2,609	0,22546	0,500	2,609	0,15609
-0,250	-1,304	0,05636	0,250	1,304	0,03902
-0,100	-0,522	0,00902	0,100	0,522	0,00624
-0,075	-0,391	0,00507	0,075	0,391	0,00351
-0,050	-0,261	0,00226	0,050	0,261	0,00156
-0,025	-0,130	0,00056	0,025	0,130	0,00039
-0,010	-0,052	0,00009	0,010	0,052	0,00006

Para a obtenção da perda de carga distribuída foi utilizada a Eq. (9), na qual é necessário conhecer o fator de atrito (f), que é determinado experimentalmente através da rugosidade do material e possui valores disponíveis em tabelas e diagramas de várias bibliografias. De acordo com Fox e McDonald (2001), o fator de atrito é obtido através de dois parâmetros, sendo eles a rugosidade da parede em contato com o fluido e o número de Reynolds decorrente do escoamento completamente desenvolvido. O número de Reynolds (Re), para as diversas velocidades, é calculado com o emprego da Eq. (10), e é constante durante o escoamento entre os trechos de dimensões diferentes, pois o mesmo depende da vazão do fluido, massa específica e viscosidade dinâmica.

Assim, conhecidos os valores do número de Reynolds para cada velocidade e considerando a rugosidade das paredes muito baixas ao adotar a curva para tubo liso, foi utilizado o Diagrama de *Moody*, conforme a Fig. 4, onde é possível obter o fator de atrito para cada caso.

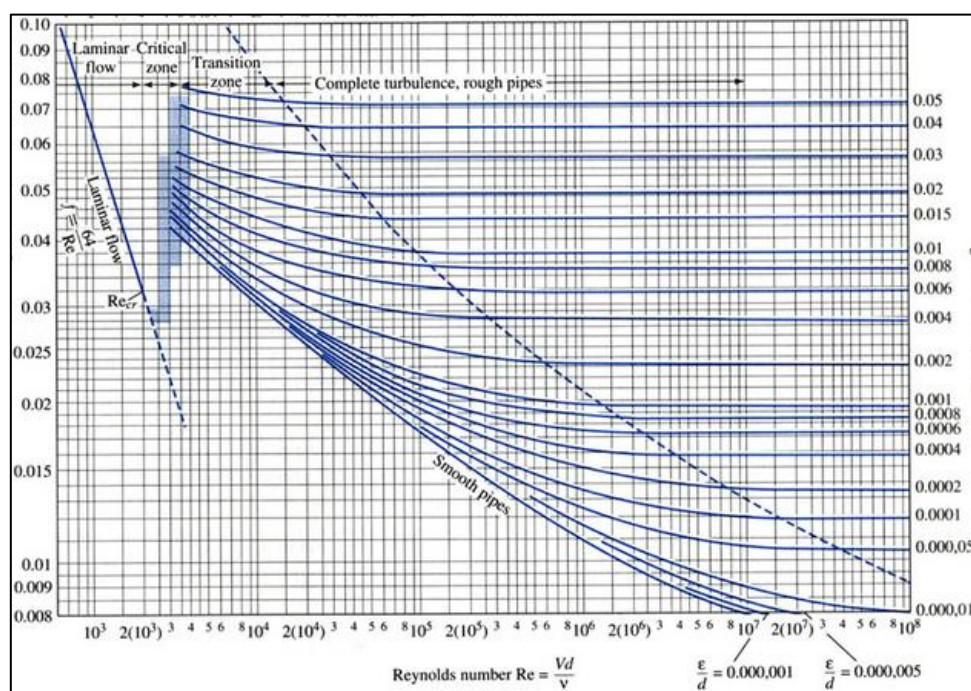


Figura 4 – Diagrama de Moody com valores aproximados para o fator de atrito considerando a rugosidade como tubo liso – Adaptada de Fox e McDonald (2001).

Na Tabela 2, para a sucção, estão listados os números de Reynolds e seus respectivos valores aproximados para os fatores de atrito obtidos através do diagrama de *Moody*, assim como as perdas distribuídas associadas a cada trecho da geometria, sendo o trecho 1 referente a câmara de altura 10 m e diâmetro 12 m e o trecho 2 a chaminé de altura 5 m e diâmetro 2,3 m. Na Tabela 3, os mesmos parâmetros podem ser conferidos para o movimento de exaustão.

Tabela 2. Número de Reynolds, fator de atrito e perda de carga distribuída durante a sucção

Sucção						
Trecho 1			Trecho 2		$(h_{l1} + h_{l2})$ [m]	
Re	f	V_2 [m/s]	h_{l1} [m]	V_2 [m/s]	h_{l2} [m]	h_l [m]
1056034,48	0,0115	-1,250	0,00076320	-6,522	0,05419608	0,05495928
844827,59	0,0119	-1,000	0,00050544	-5,217	0,03589194	0,03639738
633620,69	0,0125	-0,750	0,00029864	-3,913	0,02120716	0,02150580
422413,79	0,0135	-0,500	0,00014335	-2,609	0,01017944	0,01032279
211206,90	0,0152	-0,250	0,00004035	-1,304	0,00286532	0,00290567
84482,76	0,0185	-0,100	0,00000786	-0,522	0,00055798	0,00056584
63362,07	0,0195	-0,075	0,00000466	-0,391	0,00033083	0,00033549
42241,38	0,0215	-0,050	0,00000228	-0,261	0,00016212	0,00016440
21120,69	0,0250	-0,025	0,00000066	-0,130	0,00004713	0,00004779
8448,28	0,0320	-0,010	0,00000014	-0,052	0,00000965	0,00000979

Tabela 3. – Número de Reynolds, fator de atrito e perda de carga distribuída durante a exaustão

Exaustão						
Trecho 1			Trecho 2		$(h_{l1} + h_{l2})$ [m]	
Re	f	V_1 [m/s]	h_{l1} [m]	V_2 [m/s]	h_{l2} [m]	h_l [m]
1056034,48	0,0115	-1,250	0,00076320	6,522	0,05419608	0,05495928
844827,59	0,0119	-1,000	0,00050544	5,217	0,03589194	0,03639738
633620,69	0,0125	-0,750	0,00029864	3,913	0,02120716	0,02150580
422413,79	0,0135	-0,500	0,00014335	2,609	0,01017944	0,01032279
211206,90	0,0152	-0,250	0,00004035	1,304	0,00286532	0,00290567
84482,76	0,0185	-0,100	0,00000786	0,522	0,00055798	0,00056584
63362,07	0,0195	-0,075	0,00000466	0,391	0,00033083	0,00033549
42241,38	0,0215	-0,050	0,00000228	0,261	0,00016212	0,00016440
21120,69	0,0250	-0,025	0,00000066	0,130	0,00004713	0,00004779
8448,28	0,0320	-0,010	0,00000014	0,052	0,00000965	0,00000979

Calculadas as perdas localizadas e distribuídas, as perdas totais podem ser determinadas através da Eq. (7) e seus valores são expostos na Tabela 4.

Tabela 4. Perda de carga total para a sucção e exaustão

Sucção			Exaustão		
h_{lt} [m]	h_{lm} [m]	h_l [m]	h_{lt} [m]	h_{lm} [m]	h_l [m]
1,46405728	1,40909800	0,05495928	1,03048866	0,97552939	0,05495928
0,93822010	0,90182272	0,03639738	0,66073619	0,62433881	0,03639738
0,52878108	0,50727528	0,02150580	0,37269638	0,35119058	0,02150580
0,23577847	0,22545568	0,01032279	0,16640749	0,15608470	0,01032279
0,05926959	0,05636392	0,00290567	0,04192685	0,03902118	0,00290567
0,00958407	0,00901823	0,00056584	0,00680923	0,00624339	0,00056584
0,00540824	0,00507275	0,00033549	0,00384740	0,00351191	0,00033549
0,00241896	0,00225456	0,00016440	0,00172525	0,00156085	0,00016440
0,00061143	0,00056364	0,00004779	0,00043800	0,00039021	0,00004779
0,00009997	0,00009018	0,00000979	0,00007222	0,00006243	0,00000979

Após determinar as velocidades de saída e perdas de carga na câmara CAO, foi realizado um balanço de energia através da Eq. (11), com a finalidade de determinar a diferença de pressão entre a entrada e a saída do dispositivo CAO para cada caso.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na Fig. 5 são apresentadas as curvas resultantes da verificação do modelo numérico proposto em comparação com os resultados obtidos em Gomes et al. (2009), conforme já foi mencionado anteriormente, duas metodologias foram empregadas em tal estudo: metodologia ar que, com exceção da maneira de imposição da velocidade prescrita, é fundamentalmente o mesmo modelo computacional proposto aqui; e a metodologia VOF, onde as ondas geradas numericamente através do modelo VOF incidem sobre o conversor CAO. Por isso, para que fosse possível uma comparação entre essas três metodologias, comparou-se os resultados obtidos durante um intervalo de tempo compreendido entre 4,70 s e 5,50 s.

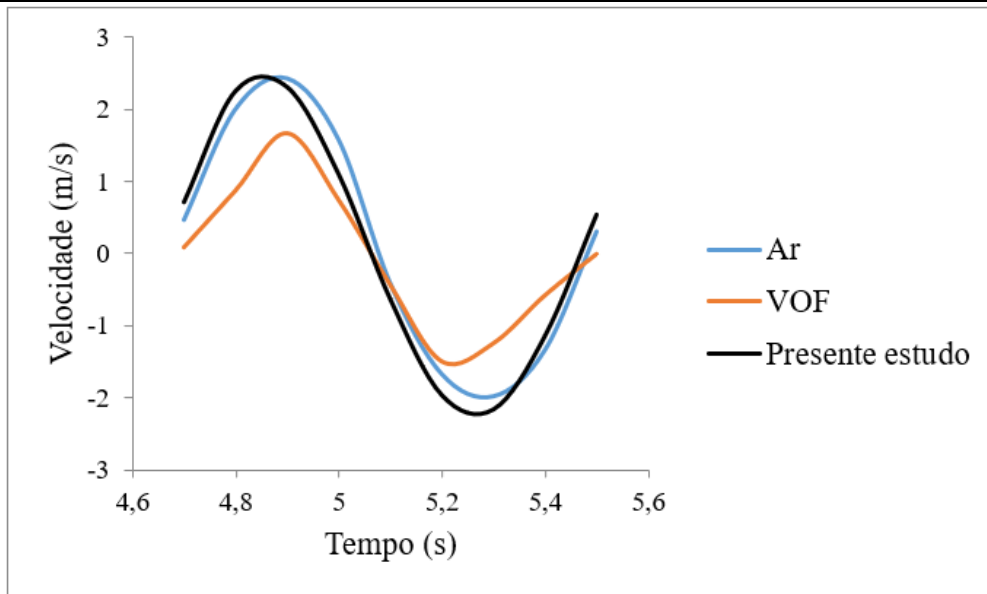


Figura 5 – Comparação da variação de velocidade vertical na chaminé do conversor CAO

É possível notar que todas as soluções numéricas apresentam a mesma tendência. Além disso, fica evidente que os resultados do presente estudo estão em concordância com os de Gomes et al. (2009) gerados com a metodologia *piston* (que neste estudo é chamado de metodologia Ar), verificando assim a imposição da condição de contorno de velocidade através da ferramenta *table data*. Também, como já era esperado, existe uma diferença em relação à Metodologia VOF, porém os resultados do presente estudo acompanham a mesma tendência de variação da velocidade e são ligeiramente mais próximos do que os gerados em Gomes et al. (2009) com a Metodologia *piston*. Cabe destacar que o motivo que justifica essa abordagem simplificada através da Metodologia *piston*, é a significativa redução no tempo de processamento. Para o caso da Fig. 5, com a Metodologia VOF é necessário um tempo de processamento de aproximadamente 8 h (28800 s), já com a Metodologia *piston* o tempo de processamento é em torno de 0,5 h (1880 s). Essa diferença no tempo de processamento ocorre devido à redução do domínio computacional.

Na Tabela 5 pode-se comparar a diferença de pressão entre a entrada e a saída do dispositivo CAO, obtida através do método analítico ao se considerar as perdas de carga, aplicando a Eq. (11), e os resultados obtidos através do método numérico. Também é possível analisar as diferenças calculadas em relação aos resultados analíticos.

Tabela 5. Resultados analíticos e numéricos para a diferença de pressão entre a entrada e a saída do dispositivo CAO considerando as perdas de carga.

Sucção				Exaustão			
	Numérico	Analítico	Diferença		Numérico	Analítico	Diferença
V_1 [m/s]	ΔP [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP [%]	V_1 [m/s]	ΔP [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP [%]
-1,250	161,90	172,76	6,28	1,250	193,93	217,74	10,93
-1,000	168,51	175,47	3,97	1,000	189,02	204,26	7,46
-0,750	173,35	177,58	2,38	0,750	185,18	193,77	4,43
-0,500	176,97	179,08	1,18	0,500	182,41	186,27	2,08
-0,250	179,27	179,97	0,39	0,250	180,68	181,77	0,60
-0,100	179,60	180,21	0,34	0,100	180,14	180,50	0,20
-0,075	179,65	180,23	0,32	0,075	180,08	180,40	0,17
-0,050	179,69	180,25	0,31	0,050	180,03	180,32	0,16
-0,025	179,92	180,26	0,18	0,025	179,99	180,27	0,16
-0,010	179,75	180,26	0,28	0,010	179,97	180,26	0,16

Nota-se, através da Tabela 5, que quanto maior o valor absoluto da velocidade maior é a diferença relativa entre os resultados obtidos, e essa diferença apresenta valores de no máximo 10,9%. Essas diferenças podem ser melhor visualizadas na Fig. 6, onde são plotados os resultados de queda de pressão para as soluções analítica e numérica.

A Fig. 6 apresenta as curvas geradas a partir dos resultados analítico e numérico para a diferença de pressão entre a entrada e a saída do dispositivo CAO, considerando e desconsiderando as perdas de carga na solução analítica. Cabe destacar que o gráfico contém as soluções obtidas tanto para o movimento de sucção como para o movimento de exaustão o que pode ser constatado através do range de velocidades no eixo horizontal.

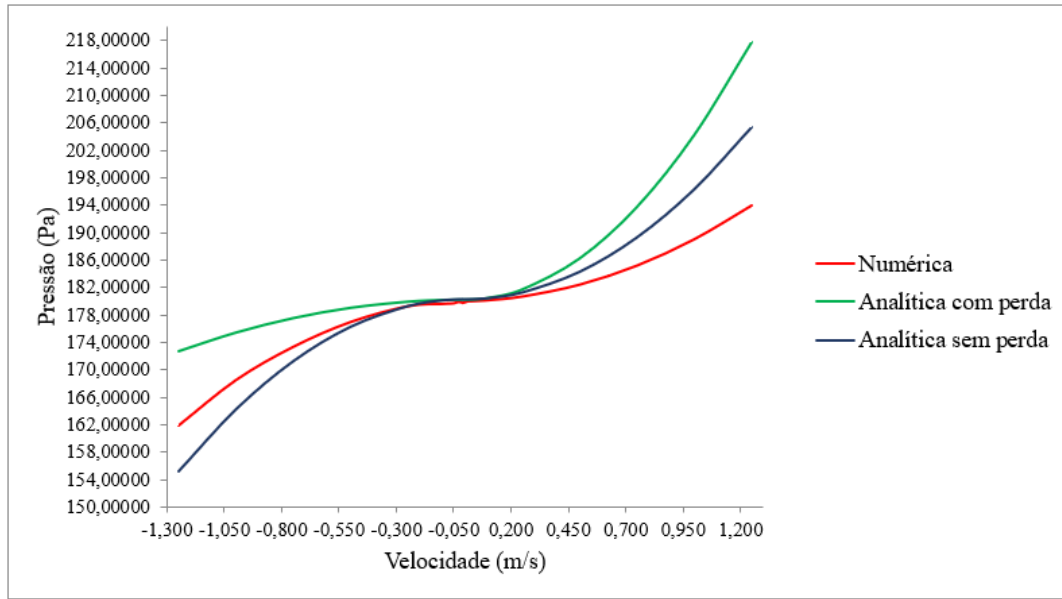


Figura 6 - Curvas resultantes das soluções numérica e analítica desconsiderando as perdas de carga.

São apresentados na Tabela 6 os resultados da solução analítica desconsiderando as perdas de carga e as diferenças apresentadas em comparação com a solução numérica.

Tabela 6. Resultados analíticos e numéricos para a diferença de pressão entre a entrada e a saída do dispositivo CAO desconsiderando as perdas de carga.

Sucção				Exaustão			
	Numérico	Analítico	Diferença		Numérico	Analítico	Diferença
V_1 [m/s]	ΔP [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP [%]	V_1 [m/s]	ΔP [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP [%]
-1,250	161,90	155,16	4,34	1,250	193,93	205,35	5,56
-1,000	168,51	164,20	2,63	1,000	189,02	196,32	3,72
-0,750	173,35	171,22	1,24	0,750	185,18	189,29	2,17
-0,500	176,97	176,24	0,41	0,500	182,41	184,27	1,01
-0,250	179,27	179,25	0,01	0,250	180,68	181,26	0,32
-0,100	179,60	180,10	0,28	0,100	180,14	180,42	0,16
-0,075	179,65	180,17	0,29	0,075	180,08	180,35	0,15
-0,050	179,69	180,22	0,29	0,050	180,03	180,30	0,15
-0,025	179,92	180,25	0,18	0,025	179,99	180,27	0,15
-0,010	179,75	180,26	0,28	0,010	179,97	180,26	0,16

É possível observar, através da Tabela 6, que as diferenças relativas entre as soluções numérica e analítica são um pouco menores se comparadas com os resultados da Tabela 5,

isso é devido ao fato da Tabela 6 apresentar resultados analíticos onde a perdas de carga são desconsideradas.

Os valores para velocidade de saída da chaminé, obtidos analiticamente por meio da Eq. (6), são apresentados na Tabela 7, e são comparados com os valores resultantes da solução numérica através de um monitor do tipo linha inserido na saída da chaminé.

Tabela 7. Resultados analíticos e numéricos para a velocidade na saída da chaminé

Sucção			Exaustão		
Analítico	Numérico	Diferença	Analítico	Numérico	Diferença
-6,52173913	-6,52172844	0,00016%	6,52173913	6,52172820	0,00017%
-5,21739130	-5,21738212	0,00018%	5,21739130	5,21738272	0,00016%
-3,91304348	-3,91303788	0,00014%	3,91304348	3,91303713	0,00016%
-2,60869565	-2,60869196	0,00014%	2,60869565	2,60869166	0,00015%
-1,30434783	-1,30434686	0,00007%	1,30434783	1,30434684	0,00008%
-0,52173913	-0,52173940	0,00005%	0,52173913	0,52173940	0,00005%
-0,39130435	-0,39130453	0,00005%	0,39130435	0,39130463	0,00007%
-0,26086957	-0,26086988	0,00012%	0,26086957	0,26086986	0,00011%
-0,13043478	-0,13043452	0,00020%	0,13043478	0,13043508	0,00023%
-0,05217391	-0,05217373	0,00035%	0,05217391	0,05217414	0,00043%

Fica evidente, através da Tabela 7, que a continuidade do escoamento está sendo bem representada pelo modelo, visto que as diferenças relativas entre as soluções analítica e numérica são extremamente pequenas. Os dados da Tabela 7 estão representados graficamente na Fig. 7.

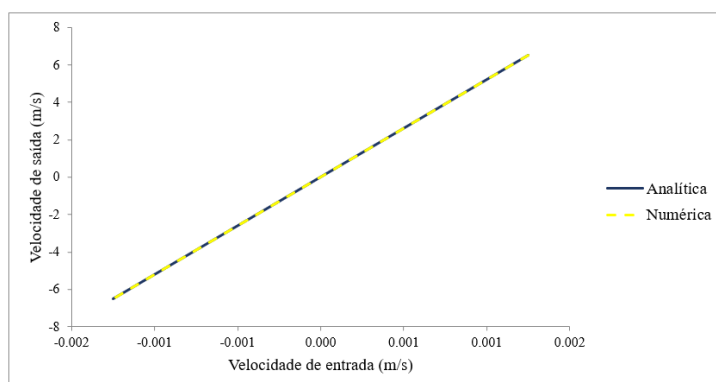


Figura 7 – Curvas das velocidades de saída obtidas por meio do método analítico e numérico

Não é possível perceber, na Fig. 7, a diferença entre as soluções analítica e numérica para a velocidade na saída da chaminé, isso é devido ao fato da diferença entre essas soluções ser muito pequena fazendo com que uma curva sobreponha a outra.

6. CONCLUSÕES

Com os resultados obtidos no presente estudo, é possível considerar que o modelo proposto para simular numericamente o princípio de funcionamento de um conversor de energia de ondas em energia elétrica do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO), está devidamente verificado. Pode-se conferir na Tabela 7 e Fig. 7 que as velocidades de saída da CAO, obtidas pelo modelo numérico apresentaram diferenças muito pequenas em relação ao modelo analítico, comprovando que o modelo numérico apresentado representa, com boa precisão, a continuidade do escoamento no interior do domínio computacional. Com relação às diferenças de pressões entre a entrada e saída do dispositivo, observa-se que os resultados analítico e numérico possuem uma certa diferença que aumenta conforme os valores absolutos das velocidades também aumentam. Aparentemente o software Fluent® possui certa dificuldade em simular a pressão estática para fluxos verticais, como a continuidade do escoamento possui excelente aproximação com a solução analítica então a componente dinâmica da queda de pressão também a possui visto que depende exclusivamente da velocidade, sendo assim, as diferenças entre as soluções são atribuídas à parcela da pressão estática que é composta pela pressão hidrostática e as perdas durante o fluxo. Ao se comparar os resultados das diferenças de pressão entre entrada e saída do dispositivo considerando a perda de carga, apresentados na Tabela 5, com os resultados desconsiderando a perda de carga, dispostos na Tabela 6, é visível que as diferenças entre as soluções analítica e numérica são menores quando as perdas são desconsideradas analiticamente o que leva a crer que o modelo desconsidera essas perdas, isso pode ser melhor visualizado na Fig. 6 onde os dados da Tabela 5 e Tabela 6 estão plotados.

Em trabalhos futuros, os autores pretendem realizar simulações utilizando o modelo aqui verificado, com a imposição de condição de contorno de entrada, dados realísticos de estado de mar, bem como uma análise geométrica do dispositivo empregando o método Design Construtal baseado na Teoria Construtal de Adrian Bejan, a fim de obter a configuração geométrica ótima para o conversor CAO, ou seja, a geometria que maximiza sua performance. Também pretende-se simular outros modelos alterando os algoritmos de acoplamento pressão-velocidade e esquemas de solução de pressão e quantidade de movimento, visando avaliar se o software realmente possui certa dificuldade em simular pressões estáticas em fluxos verticais ou se as diferenças encontradas são específicas do modelo apresentado.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Universidade Federal do Rio Grande (FURG), ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Paraná (IFPR) e à Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS) pelo apoio e também ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e ao Programa de Pós Graduação em Modelagem Computacional (PPGMC) pelo suporte financeiro.

REFERÊNCIAS

- Barakaz, A. EL, Marjani, A. EL, 2015. A one-dimentional flow analysis in OWC device for wave energy conversion. *3rd Internacional Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC'15)* Marrakech – Ouarzazate, Morocco.
- Barakaz, A. EL, Marjani, A. EL, 2016. The oscillatory free water surfasse motion inside OWC chambre for wave energy conversion. In: *Proceedings of 2016 IEEE International Renewable and Sustainable Energy Conference*, IRSEC 2016.
- Bouhrim, H., EL Marjani A., 2015. On numerical modeling in OWC systems for wave energy conversion. *3rd Internacional Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*, Internacional. IEEE, pp. 431-435;
- Conde, J.M.P., Gato, L. M. C., 2008. Numerical study of the air-flow in an oscillating water column wave energy converter. *Renewable Energy*, vol. 33, pp. 2637-2644.
- Cruz, J. M. B. P., Sarmiento, A. J. N. A., 2004. Energia das ondas. instituto do ambiente, Alfragide.
- Çengel, Y.A., Cimbala, J. M., 2007. *Mecânica dos Fluidos – Fundamentos e Aplicações*. São Paulo: McGrawHill – 1ª Ed.
- Falcão, A.F.O., e Henriques, J.C.C., 2016. Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: a review. *Renewable Energy*, vol. 85, pp. 1391-1424.
- Fluent (version 6.3.16), 2006, User Manual, ANSYS Inc.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., 2001. *Introdução à mecânica dos fluidos*. Rio de Janeiro: LTC – 5ª Ed.
- Gomes, M. das N., Olinto, C.R., Isoldi, L.A., Souza, J.A., Rocha, L.A.O., 2009. Computational modeling of the air-flow in na oscillating water column system. In: *Proceedings of 20th Internacional Congress of Mechanical Engineering (COBEM)*, Gramado, RS, Brasil, p. 1-10.
- Marjani, A., Ruiz, F.C., Rodriguez, M.A., E Santos, M.T.P., 2008. Numerical modelling in wave energy conversion systems. *Energy*, vol. 33, pp. 1246-1256.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 2007. *An introduction to computational fluid dynamics*. Malaysia: Pearson.