

ANÁLISE DO AQUECIMENTO DE ÁGUA POR TERMOSSIFÃO EM UM  
COLETOR SOLAR DE TUBOS EVACUADOS UTILIZANDO CFD

Alexandre Schneider – schneider.eng@gmail.com

Rejane de César Oliveski – decesaroo@gmail.com

Tiago Manea – tiagomanea@gmail.com

Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

LN - F1 Princípios – Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor

**Resumo.** O uso de coletores solares vem sendo uma opção para aquecimento de água de forma econômica. A utilização do sistema de termossifão vem crescendo mundialmente, sendo este o princípio de funcionamento do coletor solar de tubos a vácuo (Water In Glass Evacuated Tube Collector). O objetivo deste trabalho é investigar a performance do tubo evacuado na remoção de calor do interior do tubo através de simulação numérica através da mecânica dos fluidos computacional (CFD), utilizando um modelo numérico tridimensional composto das equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. A malha computacional utilizada é do tipo hexaédrica, com refinamento nas regiões de maiores gradientes fluidodinâmicos e térmicos. O modelo numérico foi verificado pelo método GCI e com resultados numéricos da literatura existente sendo observado uma boa concordância. Foram realizadas análises para diferentes temperaturas de entra, fluxo de calor e inclinação do tubo. Os resultados apresentam os perfis de fluxo de massa e da temperatura ao longo do tubo, bem como o delta de temperatura por fluxo de calor e consequentemente por fluxo de massa.

**Palavras-chave:** Energia Solar, Tubos a Vácuo, Simulação Numérica, CFD.

## 1. INTRODUÇÃO

Com o aumento do custo dos combustíveis fósseis e a variação cambial, a conservação de energia vem crescendo, e tornando o uso de coletores solares para aquecimento de água uma opção viável economicamente. Esta energia térmica gerada pode ser utilizada para aquecimento de água, calefação de ambientes, piscinas, ou em processos industriais, sendo que mais de três quartos são sistemas do tipo termossifão (Weiss & Spörk-Dür, 2019). No passado quando os coletores solares de tubo evacuado (ETC, *evacuated tube collector*) foram desenvolvidos eram muitos dispendiosos devido às dimensões dos mesmos (Tabor, 1965). Hoje com a tecnologia desenvolvida para a produção em massa, estes vem sendo o sistema mais difundido no mercado mundial, onde 71% do mercado utiliza ETC (Weiss & Spörk-Dür, 2019), onde a China é o mercado principal com maior capacidade instalada.

O ETC possui três tipos de construção denominados All Glass (Sydney) ou “*water in glass evacuated tube*” (WI-GET), Fig. 1, que consiste em dois tubos de vidro fundidos nas pontas, possuindo o tubo interno uma camada de material seletivo para absorção de radiação solar, uma cobertura de bário para absorver qualquer gás restante ou que venha a permear o vidro após ter sido realizado vácuo entre os dois tubos (Apricus, 2020). Já a transferência de calor ocorre do contato do fluido na parede interna do tubo de vidro (Zhiqiang et al., 1985) (Oliveski et al., 2015).

O U-Pipe consiste um tubo em formato de U preso a uma lâmina com uma camada de material seletivo para absorção de radiação, sendo este montado em um tubo selado a vácuo. A transferência de calor ocorre pelo contato do fluido na parede interna do tubo U, que geralmente é de cobre.

Já o *Heat Pipe* possui um tubo de cobre conectado a um filme que possui uma camada de material seletivo para absorção de radiação dentro de um tubo de vidro. A transferência de calor se dá pela mudança de fase de um fluido no interior do tubo de cobre que condensa na extremidade deste tubo, que está em contato a um coletor de passagem da água (Apricus, 2020).



Figura 1. Tubo coletor solar isolado a vácuo (Apricus, 2020)

Na Fig. 2 demonstra um sistema WIGET, que possui uma única ponta aberta conectada ao reservatório ou a um cabeçote. O calor na parte interna do tubo, proveniente da radiação absorvida pelo material seletivo, gera um aumento da temperatura e diminuição da densidade da água provocando uma corrente ascendente em direção a ponta aberta. Por consequência recebe uma corrente descendente de água com densidade maior em direção a ponta fechada do tubo, gerando uma circulação primária, e este processo é denominado de termosifão (Budihardjo et al., 2007; Oliveski et al., 2014).

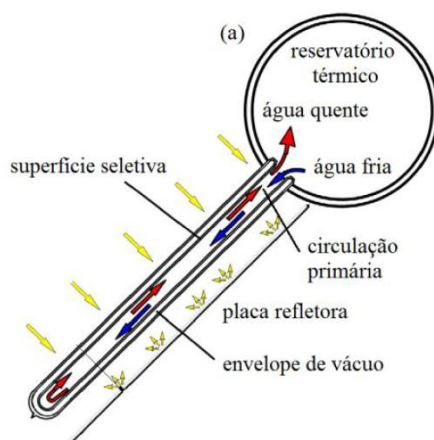


Figura 2. Conjunto de reservatório térmico e tubo evacuado. Adaptado de (Budihardjo et al., 2007)

Usualmente podem ser encontrados sistemas de 10 a 30 tubos conectados diretamente ao reservatório de armazenamento de água quente, tornando o sistema mais econômico para o consumidor residencial. A investigação por simulação de fluidodinâmica computacional (CFD, *Computational Fluid Dynamic*) demonstraram que um sistema completo de tubos e reservatório não apresenta resultados significativos de interação em fluxo ou transferência de calor entre tubos (Budihardjo et al., 2007). Um sistema completo também demanda um grande tempo computacional e para reduzir este custo pode-se analisar uma seção do tanque com um único tubo evacuado, mas ainda se mantém um elevado tempo de computação devido à dependência de tempo no estudo, (Budihardjo et al., 2007).

A análise de um tubo evacuado, devido a geometria e posicionamento inclinado, é realizada utilizando modelos tridimensionais nas ferramentas de CFD. Budihardjo et al. (2007), e Morrison et al. (2005) fizeram uso de dados experimentais e correlacionaram com os resultados obtidos em CFD, utilizando o software ANSYS-Fluent.

## 2. METODOLOGIA

Para este estudo foi considerado um tubo WIGET com o comprimento ( $L$ ) de 1,42 m, e diâmetro ( $D$ ) de 0,034 m, que foi modelado somente a metade longitudinal devido a condição de simetria. Este modelo possui cinco superfícies de controle, demonstradas na Fig. 3, sendo a ponta aberta (a), ponta fechada ou parede de fundo (b), parede inferior  $P_i$  (c), parede superior  $P_s$  (d), e superfície de simetria (e).

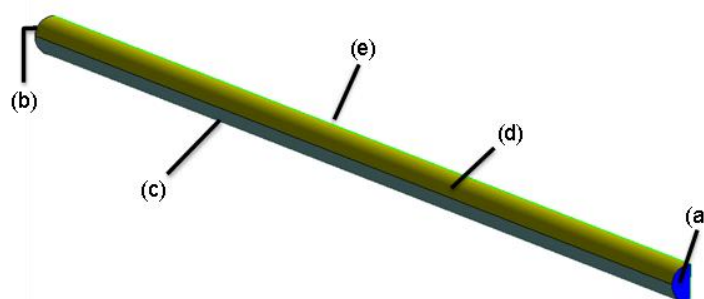


Figura 3. Geometria do tubo

Neste estudo o fluido será a água, onde as propriedades termofísicas estão relacionadas na Tab. 1, a qual apresenta os valores de massa específica ( $\rho$ ), calor específico ( $c_p$ ), viscosidade dinâmica ( $\mu$ ), condutividade térmica ( $k$ ), e do coeficiente de expansão térmica ( $\beta$ ), em função da temperatura de entrada ( $T_e$ ).

Tabela 1. Propriedades termofísicas da água

$T_e$ [K]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [J/kg K]	$\mu$ [Pa s]	$k$ [W/m .K]	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]
310	993,383	4179,2	0,000694	0,626	0,000355
350	973,641	4196,0	0,000375	0,668	0,000631

No presente estudo é analisado um tubo em um ângulo de 25° em relação a horizontal, o efeito de  $T_e$  entre 310 K e 350 K em relação ao fluxo de calor médio sobre o tubo ( $\dot{q}$ ) de 150 W/m<sup>2</sup> e 275 W/m<sup>2</sup>, totalizando 10 casos.

## 2.1 Abordagem matemática e numérica

Água é o fluido de trabalho no interior dos tubos. Esta foi considerada incompressível e escoando em regime laminar. O modelo matemático para estas condições é composto pelas equações de conservação de massa (1), Navier Stokes (2, 3, 4), e de conservação de energia (5), conforme a sequência apresentada:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

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

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \rho g \quad (3)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \kappa \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

sendo as componentes de velocidades  $u$ ,  $v$  e  $w$ , nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente,  $p$  a pressão,  $g$  a aceleração da gravidade, e  $T$  a temperatura.

Como domínio computacional foi considerado apenas a massa de fluido no interior do tubo interno. Todas as paredes foram consideradas sem deslizamento. A extremidade inferior foi considerada fechada e adiabática. Já a extremidade superior (conexão com o tanque) foi considerada como superfície livre para entrada e saída de fluido, pressão estática de 0 Pa. Foi considerado que a temperatura de entrada ( $T_e$ ) permanece fixa de acordo com o caso analisado, mas variando a temperatura de saída conforme a condição de trabalho. O fluxo de calor médio de  $\dot{q} = 150$  W/m<sup>2</sup>, foi distribuído em  $\dot{q}_s = 250$  W/m<sup>2</sup> na parede superior e  $\dot{q}_l = 50$  W/m<sup>2</sup> na parede inferior. Para o fluxo de calor médio de  $\dot{q} = 275$  W/m<sup>2</sup>, foi aplicado um  $\dot{q}_s = 450$  W/m<sup>2</sup> e  $\dot{q}_l = 100$  W/m<sup>2</sup>.

## 2.2 Verificação da malha

Para a geometria em estudo foram geradas três malhas computacionais (M1, M2 e M3) do tipo hexaédricas, conforme mostrado na Fig. 4. As malhas M1, M2, e M3, possuem 463232, 322560, e 223872 elementos, respectivamente, com um refinamento junto a parede cilíndrica, pois nesta região está localizado os maiores gradientes de velocidade e de temperatura.

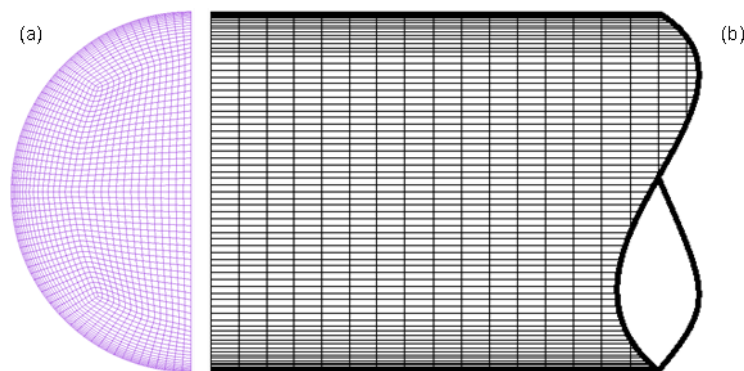


Figura 4 – Malha M1: (a) seção transversal e (b) seção longitudinal

As simulações foram realizadas através do software ANSYS-Fluent. Os seguintes métodos foram utilizados: SIMPLE, para o acoplamento pressão-velocidade; mínimos quadrados (*Least Squares Cell Based*), para descritização espacial; PRESTO (*PREssure STaggering Option*) para interpolação de pressão; e *First Order Upwind* para momento e energia. Para controle de solução foram utilizados os seguintes fatores de sub-relaxamento para a pressão, massa específica, força de campo, momento e energia: 0,3; 0,7; 0,7; 0,7 e 0,8, respectivamente.

Foi realizado a verificação das malhas M1, M2 e M3 através da metodologia *Grid Convergence Index* (GCI) (Celik et al., 2008). Esta verificação gerou um GCI mínimo de 0,027%, máximo de 1,25%, e médio de 0,487%, com um erro

mínimo de  $\pm 0,22\%$ , máximo de  $\pm 3,026\%$ , e médio  $\pm 1,697\%$ . Posteriormente realizada a validação numérica para se verificar a correta implementação do modelo matemático, pois ambas são necessárias para avaliação da incerteza numérica (J. Freitas, 1993).

### 3 RESULTADOS

Os resultados apresentados são referentes a: condição de validação numérica; influência de  $T_e$  e  $\dot{q}$  na taxa de massa ( $\dot{m}$ ) ao longo do comprimento do tubo, diferença entre a temperatura média da seção e a  $T_e$  ( $\Delta T$ ), bem como a relação entre  $\Delta T$ ,  $\dot{q}$ , e  $\dot{m}$ .

#### 3.1 Validação numérica

A validação numérica foi realizada com base nos perfis de velocidade apresentados por Budihardjo et al.(2007). Neste caso o tubo coletor apresenta um ângulo de  $45^\circ$  com a horizontal, com  $T_e$  igual a 300K e fluxo de calor  $\dot{q} = 495$  (W/m<sup>2</sup>) distribuído uniformemente na  $P_s$  e  $P_i$ . As Figs. 5(a, b) apresentam campos de velocidade em quatro seções diferentes ( $L^*=0, L^*=1/4, L^*=1/2, L^*=3/4$ ), onde  $L^*=0$  representa a extremidade aberta do tubo e  $L^*=1$  a extremidade fechada. A Fig. 5(a) apresentam resultados obtidos no presente trabalho, enquanto a Fig. 5(b) são de Budihardjo et al.(2007).

Na Fig. 5, predomina na metade superior do tubo as forças de empuxo, demonstrado pelas velocidades maiores entre  $L^*=0$  e  $L^*=1/2$ . Ao contrário, na metade inferior do tubo, próximo a parede, se predomina as forças viscosas.

Também se observa uma zona de velocidade zero próxima ao centro do diâmetro do tubo, pois trata-se de uma região de cisalhamento gerada pelo movimento ascendente, provocada pela força de empuxo na parte superior do tubo, contra o movimento descendente, provocado pela força gravitacional que provoca a entrada de massa no tubo.

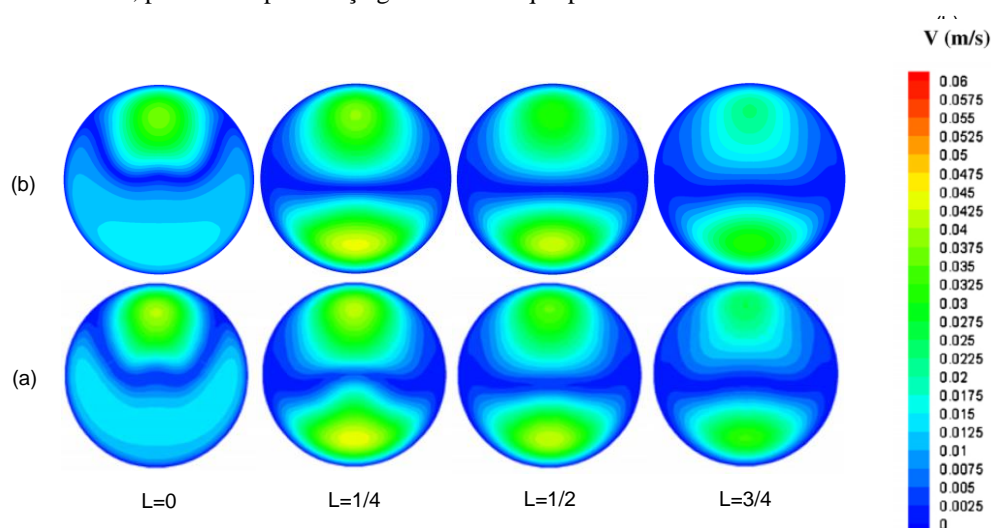


Figura 5 – Campos de velocidade: (a) presente trabalho e (b) Budihardjo et al. (2007).

Na Fig. 6 é apresentado a variação da taxa de massa ao longo do eixo axial do tubo ( $L^*$ ) a partir da ponta aberta ( $L^*=0$ ) para o presente trabalho, comparado com o resultado obtido por Budihardjo et al. (2007).

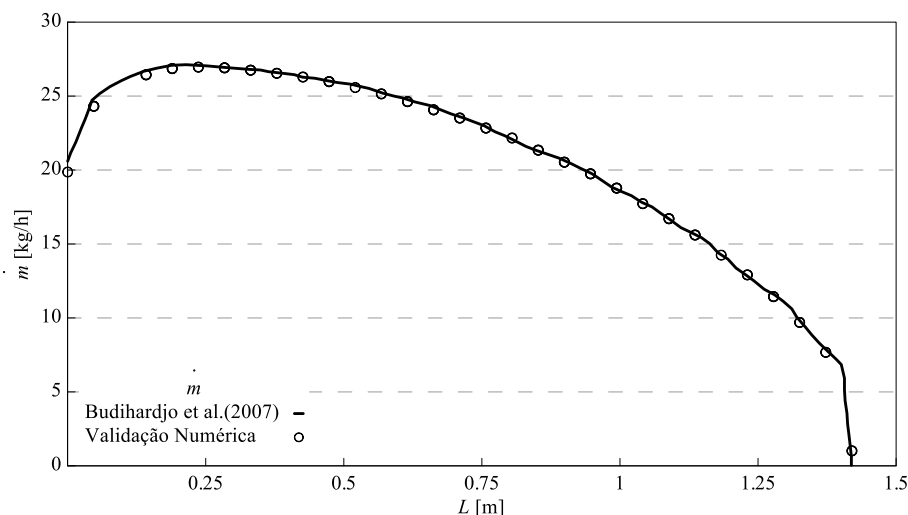


Figura 6 – Variação da taxa de massa ao longo do tubo a partir de  $L = 0$ .

Comparando os resultados da Fig. 5 e o resultado da Fig. 6, pode ser observado uma concordância entre os resultados, portanto estes resultados são considerados como validação numérica, podendo então se investigar outras condições deste tipo de problema físico, como os que serão abordados a seguir.

### 3.2 Estudo de Caso

Os resultados foram analisados na direção axial do tubo, que foi dividido em oito secções com passo de 1/8, sendo a ponta aberta  $L^*=0$ , e a ponta fechada  $L^*=1$ .

Para todos os casos os perfis da taxa de massa são crescentes ao longo do tubo, em direção à seção aberta, até  $L^*=1/8$ . Além disso, os perfis apresentam um aumento da taxa de massa com o aumento da  $T_e$ , indicando que em casos de maior temperatura a circulação de termossifão é maior. Isso é decorrente das variações das propriedades termo-físicas da água com a temperatura (diminuição da viscosidade e aumento do coeficiente de expansão térmica).

Comparando-se as Figs 7(a e b), pode concluir que o aumento do fluxo médio de calor sobre tubo aumenta a taxa mássica de termossifão. Também se observa que o pico máximo do fluxo de massa na posição  $L^*=1/8$ , que equivale a cinco vezes o diâmetro do tubo, resultado que também foi obtido por (Budihardjo et al., 2007).

O valor do fluxo de massa para  $T_e = 310$  K em  $L^* = 0$  é aproximadamente o valor encontrado na posição  $L^*=1/2$  independente do fluxo de calor analisado. Já para a um  $\dot{q} = 150$  W/m<sup>2</sup> e  $T_e=320$  K o fluxo de massa em  $L^*=0$  é próximo ao valor de massa encontrado entre  $L^*=1/2$  e  $L^*=5/8$ . Para as demais  $T_e$  o valor da taxa de massa em  $L^*=0$  se aproxima ao valor encontrado em  $L^*=5/8$ , independente do fluxo de calor analisado.

Este valor maior de  $\dot{m}$  entre  $L^*=0$  e os locais citados acima, ocorre devido a recirculação do fluido neste local, pois o fluido ascendente próximo zona de cisalhamento resfria e retorna em direção a extremidade selada sendo reaquecido até voltar ao fluxo quente na saída do tubo (Budihardjo et al., 2007). Mas entre  $L^*=1/8$  e  $L^*=0$  ocorre um resfriamento maior do fluido ascendente devido a interação com a massa de fluido que está entrando em temperatura próxima a  $T_e$ .

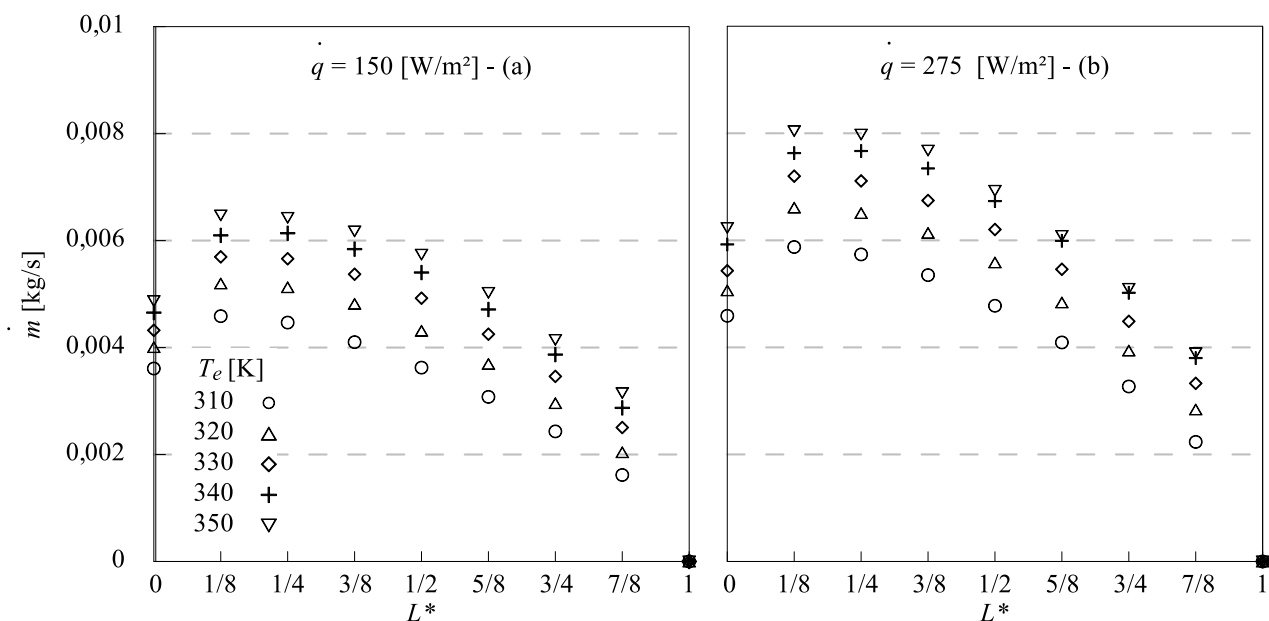


Figura 7 – Variação da taxa de massa da circulação natural do fluido ao longo do tubo a partir de  $L^*=0$ .

Os perfis da  $\Delta T$ , são apresentados nas Fig. 8(a) para  $\dot{q} = 150$  W/m<sup>2</sup> e Fig. 8(b) para  $\dot{q} = 275$  W/m<sup>2</sup>, onde se observa que o perfil de  $\Delta T$  segue o comportamento semelhante ao da taxa de massa, de curvas paralelas e escalonado entre os  $\dot{q}$  analisados. Nessas figuras pode ser observado que o valor máximo de  $\Delta T$  se encontra em  $L^*=1/8$ , e o valor de  $\Delta T$  em  $L^* = 0$  possui aproximadamente o valor de  $\Delta T$  em  $L^*=7/8$ , indiferente ao fluxo de calor ou  $T_e$  utilizado.

Na extremidade  $L^*=1$  é observado que o fluido não está na mesma temperatura de  $T_e$ , isso ocorre porque o fluxo descendente vai ganhando calor da parede inferior até chegar à extremidade fechada.

Nas Fig. 8(a e b) o  $\Delta T$  é crescente quanto menor for a temperatura  $T_e$ , e isto se deve à redução do efeito *buoyancy* gerada pela redução da diferença de temperatura entre o fluxo descendente e ascendente ocasionado pela redução da densidade do fluido da corrente descendente.

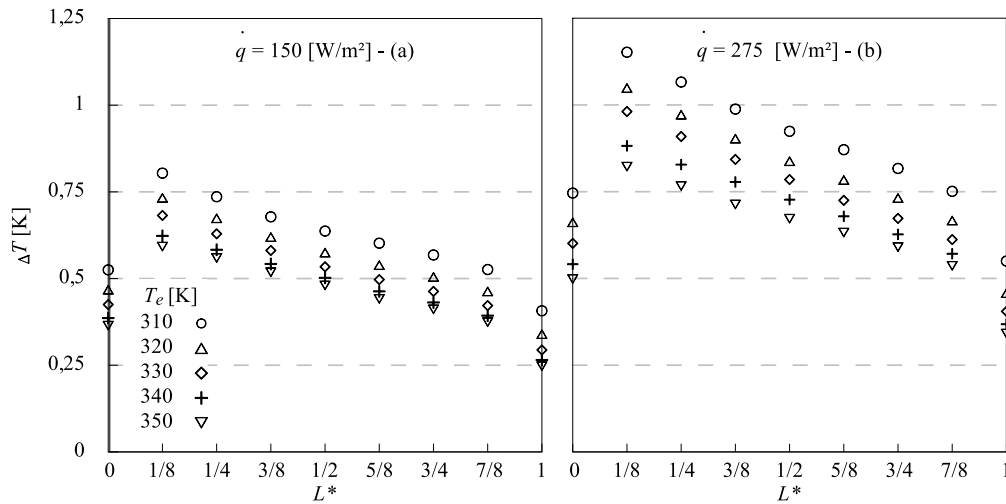


Figura 8 –  $\Delta T$  ao longo do tubo a partir de  $L^*=0$ .

Na Fig 9(a) e (b) se observa que ao dividir  $\Delta T$  por  $\dot{q}$  ( $K \cdot m^2/W$ ) e analisar ao longo do tubo, que um WIGET operando com  $\dot{q} = 150 \text{ W/m}^2$  possui uma performance melhor do que operando com  $\dot{q} = 275 \text{ W/m}^2$ , principalmente quando operando com  $T_e$  abaixo de 330 K, e com performance similar a um WIGET com  $T_e$  de 340 K e 350 K operando a  $\dot{q} = 150 \text{ W/m}^2$ , que pode ser visualizado ao comparar a Fig. 9(a) e Fig. 9(b).

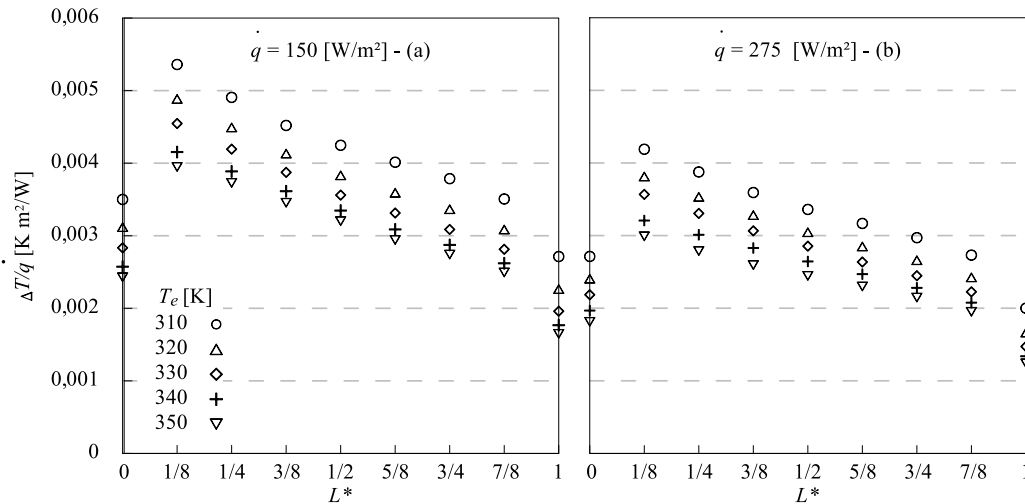


Figura 9 –  $\Delta T/\dot{q}$  ao longo do tubo a partir de  $L^*=0$ .

Na Fig. 10 o  $\Delta T/\dot{q}$ , na posição  $L^*=0$  em função de  $\dot{m}$  demonstra um cruzamento de  $T_e = 340 \text{ K}$  e  $T_e = 350 \text{ K}$  para um  $\dot{q} = 150 \text{ W/m}^2$  com  $T_e = 310 \text{ K}$  e  $T_e = 320 \text{ K}$  para um  $\dot{q} = 275 \text{ W/m}^2$ . Também mostra que quanto maior a temperatura de entrada e fluxo de calor, maior vai ser a taxa de massa na ponta aberta.

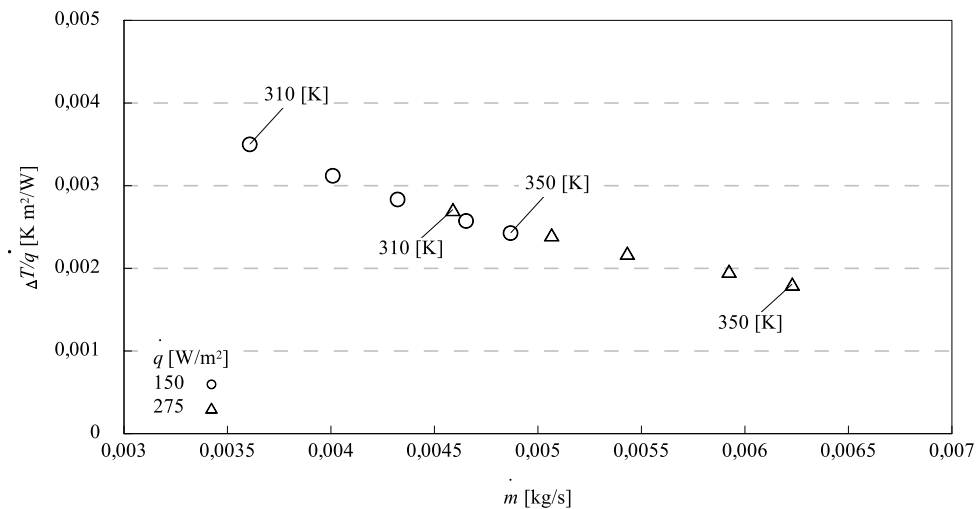


Figura 10 –  $\Delta T/\dot{q}$  em função da taxa de massa.

#### 4 CONCLUSÃO

O presente trabalho delineou um estudo numérico do escoamento, transferência de calor e desempenho de um tubo evacuado, fazendo o uso de uma abordagem numérica através de software ANSYS-Fluent, utilizando um modelo numérico tridimensional composto pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Uma malha computacional hexaédrica com refinamento nas regiões de maiores gradientes térmicos e fluidodinâmicos foi utilizada, e foi realizado um estudo de convergência da malha pelo método *GCI* e a validação numérica através dos resultados da literatura, portanto validando o modelo numérico e a metodologia utilizada.

A vazão mássica de saída na ponta aberta possui um valor abaixo do pico de vazão no interior do tubo, como também tem o valor aproximado ao encontrado em  $L^*=1/2$  ou em  $L^*=5/8$  do comprimento do tubo a partir da ponta aberta.

A mesma observação da vazão mássica é aplicada ao  $\Delta T$  em relação ao pico, mas para a relação de temperatura da ponta aberta com o interior do tubo ocorre próxima a extremidade do tubo, na posição de  $L^*=7/8$  do comprimento do tubo a partir da ponta aberta.

Estas diferenças de  $\dot{m}$  a maior no interior do tubo em relação  $L^*=0$  se deve recirculação do fluido no interior formando uma bolsa de fluido com  $\Delta T$  e  $\dot{m}$  maior que o restante. Também uma redução de  $\Delta T$  e  $\dot{m}$  na entrada da ponta aberta pois ocorre o resfriamento do fluido que estava saindo do tubo.

Observando a diferença de temperatura na saída do tubo evacuado, é identificado que quanto maior a temperatura da água na entrada, menor será a diferença de temperatura, pois o efeito buoyancy é prejudicado com a redução da diferença de temperatura entre o fluido descendente e ascendente, e a redução da densidade do fluido devido ao aumento de  $T_e$ .

E ao se analisar o delta de temperatura dividida pela taxa de calor em relação a vazão mássica já se observa que uma baixa temperatura de entrada, associado a uma baixa taxa de calor, apresenta uma melhor performance de remoção de calor do interior do tubo.

#### 5 REFERÊNCIAS

- Apricus. (2020). *Evacuated Tubes*. <https://www.apricus.com/Evacuated-Tubes-pd90770826.html>
- Budihardjo, I., Morrison, G. L., & Behnia, M. (2007). Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors. *Solar Energy*, 81(12), 1460–1472. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2007.03.002>
- Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., Freitas, C. J., Coleman, H., & Raad, P. E. (2008). Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal of Fluids Engineering*, 130(7), 078001. <https://doi.org/10.1115/1.2960953>
- J. Freitas, D. C. (1993). Editorial, Policy Statement on the Control of Numerical Accuracy. *Journal of Fluids Engineering*, 115(3), 339–340. <https://doi.org/10.1115/1.2910144>
- Morrison, G. L., Budihardjo, I., & Behnia, M. (2005). Measurement and simulation of flow rate in a water-in-glass evacuated tube solar water heater. *Solar Energy*, 78(2), 257–267. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.09.005>
- Oliveski, R. D. C., O. Souza, F. R., & Krenzinger, A. (2015). Evacuated Tube Collectors - Influence of thermophysical properties in numerical simulations by CFD. *IEEE Latin America Transactions*, 13(1), 129–135. <https://doi.org/10.1109/TLA.2015.7040639>
- Oliveski, R. D. C., Souza, F. R. O., & Krenzinger, A. (2014). Coletores Solares a Vácuo - Influência Das Propriedades Termofísicas em Simulações Numéricas por CFD. *V Congresso Brasileiro de Energia Solar*.
- Tabor, H. (1965). Discussion: “Solar Energy Collection With Evacuated Tubes” (Speyer, E., 1965, ASME J. Eng. Power, 87, pp. 270–276). *Journal of Engineering for Power*, 87(3), 276–276. <https://doi.org/10.1115/1.3678244>
- Weiss, W., & Spörk-Dür, M. (2019). Solar Heat Worldwide. Global Market Development and Trends in 2018. *Solar Heat Worldwide Report*, 1(2019), 86. <http://www.iea-shc.org/solar-heat-worldwide>
- Zhiqiang, Y., Harding, G. L., Craig, S., Collins, R. E., & Window, B. (1985). Comparative study of fluid-in-metal manifolds for heat extraction from single ended evacuated glass tubular collectors. *Solar Energy*, 35(1), 81–91. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(85\)90039-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(85)90039-8)

#### ANALYSIS OF WATER HEATING BY THERMOSYPHON IN AN EVACUATED TUBE SOLAR COLLECTOR USING CFD

**Abstract.** *The use of solar collectors has been an option for economically heating water. The use of the thermosyphon system has been growing worldwide, this being the principle of operation of the solar collector of vacuum tubes (Water In Glass Evacuated Tube Collector). The objective of this work is to investigate the performance of an evacuated tube in removing heat from the inside of the tube using a numerical simulation or a computational computation mechanism (CFD), using a three-dimensional numerical model composed of mass use equations, amount of movement and energy. The computational mesh used is of the hexahedral type, with refinement in the regions of greater fluid-dynamic and thermal gradients. The numerical model was selected by the GCI method and the results of the existing literature were observed to be in good agreement. Analyzes were performed for different inlet temperatures, heat flow and pipe inclination. The results show the mass flow x temperature profiles along the tube, as well as temperature delta by heat flow and consequently by mass flow.*

**Keywords:** *Solar Energy, Evacuated Tube, Numerical Simulation, CFD.*