

COLETORES SOLARES A VÁCUO - INFLUÊNCIA DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS EM SIMULAÇÕES NUMÉRICAS POR CFD

Rejane De CésarO Oliveski - decesaroo@gmail.com

Fabio Ricardo O. Souza - fsouza.cad@gmail.com

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

Arno Krenzinger - arno.krenzinger@ufrgs.br

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Laboratório de Energia Solar

Resumo. *Em sistemas de aquecimento de líquidos por energia solar, coletores utilizando tubos evacuados apresentam atualmente melhor desempenho do que coletores planos para a operação de alta temperatura. Isto por causa da perda reduzida de convecção de calor devido ao envelope de vácuo em torno da superfície externa. Os coletores solares com tubo a vácuo são uma novidade no Brasil, além disso, sua utilização em escala comercial tem menos de 10 anos e ainda há muitas questões a serem respondidas sobre sua utilização e eficiência. Assim, através de uma colaboração entre o NETE (Núcleo de Estudos Térmicos e Energéticos) da UNISINOS e o LABSOL (Laboratório de Energia Solar) da UFRGS, foi iniciado um programa de estudos para buscar a melhor compreensão da operação destes equipamentos. A metodologia empregada consiste em simulação numérica por CFD (Computer Fluid Dynamics) utilizando um modelo tridimensional, composto pelas equações diferenciais da conservação da massa, quantidade de movimento e energia aplicada em malhas computacionais hexaédricas. A metodologia empregada foi validada com resultados numéricos disponíveis na literatura. Resultados de campos de velocidade indicam que a metodologia utilizada é bastante adequada. Análise da influência dos uso de propriedades termofísicas constantes e variáveis durante a simulação numérica também são apresentadas, as quais mostram a importância do uso de propriedades termofísicas variáveis com a temperatura.*

Palavras-chave: Energia Solar, Tubo a Vácuo, CFD.

1. INTRODUÇÃO

Os coletores solares tubos evacuados vêm aumentando seu lugar no mercado mundial. Proposto inicialmente por Speyer (1965), o desenvolvimento de mercado para coletores de tubo evacuados foi impedido inicialmente pelo alto custo de fabricação dos coletores e apenas há pouco mais de uma década eles são produzidos em escala comercial.

O mercado para coletores de tubo evacuados aumentou rapidamente depois do desenvolvimento de equipamentos que possibilitaram a aplicação de revestimentos criando superfícies seletivas nos tubos, bem como pela possibilidade de confecção de tubos evacuados em larga escala e baixo custo (Kalogirou, 2004).

No Brasil, os coletores planos convencionais ainda são mais baratos do que os coletores solares a vácuo, mas o custo do a vácuo vem diminuindo bastante. Além disso, segundo Zambolin e Del Coll (2010), coletores de tubo evacuado apresentam melhor desempenho que os coletores planos, para operação em altas temperaturas, por causa da reduzida perda de calor por transmissão devido ao envelope de vácuo ao redor da superfície absorvente (Budihardjo, 2007). Por estas razões é que se torna importante estudar detalhadamente a operação dos diferentes tipos de coletor e definir com segurança qual a melhor configuração para cada aplicação.

Os coletores solares tubulares isolados com vácuo podem operar basicamente com 4 configurações. O que é comum nestas 4 configurações é o absorvedor instalado em um filme de superfície seletiva depositado na superfície externa do tubo de vidro interno, como pode ser observado na Fig. 1. Neste caso, quando os coletores são expostos ao sol, o primeiro elemento a aquecer é o vidro do tubo interno, onde o absorvedor está depositado. A diferenciação entre as configurações ocorre pela forma como esta energia é transferida à água no momento seguinte.

Dois configurações mantêm o interior dos tubos de vidro seco, em contato com uma chapa metálica, a qual aquece por condução e repassa a energia a tubos soldados à mesma. Esta chapa metálica será designada como aleta neste texto. Destas duas configurações, uma tem a aleta conectada a um tubo de calor que transfere energia térmica por mudança de fase até um condensador, o qual se conecta com um trocador de calor para aquecer a água que circula no tubo cabeçote. A segunda tem a aleta conectada a um tubo metálico em forma de "U", com descida e retorno de água dentro de cada tubo de vidro.

As outras duas configurações utilizam o próprio tubo interno de vidro para ceder calor à água. A terceira possibilidade de configuração de coletor solar tubular apresenta outro tubo dentro do tubo de vidro interno. A água desce por este tubo e retorna pelo espaço entre este último tubo e o tubo de vidro interno. Mas a configuração que tem encontrado maior difusão no Brasil é simplesmente o coletor tubular preenchido diretamente com água (water-in-glass). Neste caso, o tubo de vidro interno fica cheio de água e a transferência de calor é realizada pelo contato direto do fluido nas paredes do tubo de vidro. Independentemente de haver ou não uma bomba que aciona a água através do tubo

cabeçote, a circulação da água dentro dos tubos de vidro nesta última configuração ocorre devido ao efeito termossifão, o qual se processa pela diferença de temperatura causada pela absorção solar na superfície seletiva.

A Fig. 1 mostra um desenho esquemático de um conjunto tubo de vácuo conectado ao tubo acumulador. Nesta figura identificam-se escoamentos principais dentro do tubo, os quais são identificados através das flechas. Com o aquecimento do fluido pela radiação solar incidente para parte superior do tubo, ocorre uma diminuição da massa específica da água, provocando o efeito termossifão, com deslocamento de massa menos densa para o interior do tubo acumulador (tanque horizontal) e consequente deslocamento de massa mais densa do tubo acumulador para dentro do tubo de vácuo.

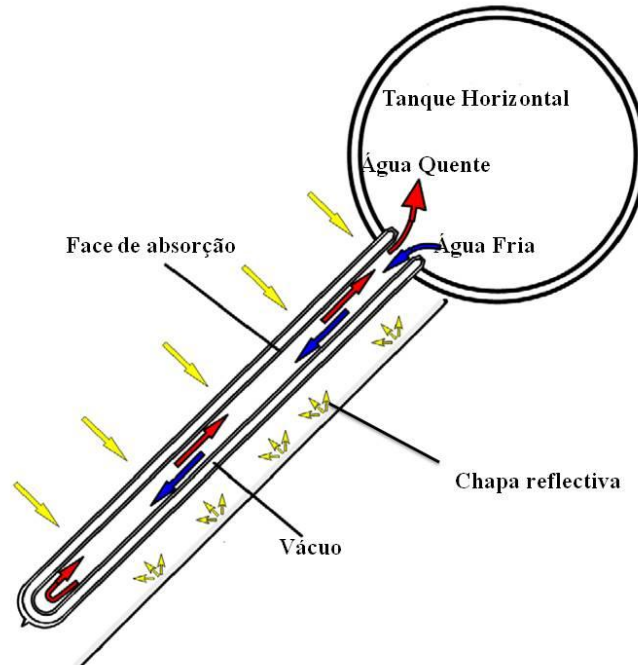


Figura 1 - Tubo evacuado. Adaptado de Budihardjo et al. (2007).

Usualmente os equipamentos incluem arranjos compostos com aproximadamente 20 tubos evacuados, com ligação direta a um tanque de armazenamento. Investigações utilizando simulações CFD indicam que a transferência de calor em cada tubo não é significativamente influenciada pelo que acontece em tubos adjacentes. Este modelo simplificado reduz o tempo de simulação, no entanto, mesmo modelando uma seção de um sistema de tubo e tanque requer elevado tempo de simulação, tomando elevada capacidade computacional e não sendo adequado para estudos paramétricos (Budihardjo et al., 2007).

O posicionamento inclinado destes tubos na sua utilização faz com que ocorra um escoamento complexo da água no interior do tubo, o que não pode ser analisado corretamente por meio de simulações numéricas uni ou bidimensionais, fazendo-se necessário o uso de modelos tridimensionais acoplados. Com este tipo de abordagem, numérica tridimensional e por CFD, pode-se citar os trabalhos de Morrison et al. (2005) e Budihardjo et al. (2007). Estes autores abordaram o problema de forma experimental e numérica tridimensional utilizando o software comercial Fluent. Além de análises sobre condições térmicas e dinâmicas, estes autores apresentaram uma correlação para o processo de convecção natural em um tubo evacuado, sendo a correlação de Budihardjo et al. (2007) bem mais ampla do que a de Morrison et al. (2005). Tanto um quanto outro trabalho foram baseados em tubos evacuados do tipo mostrado na Fig. 2.

As Figs 2a-b mostram, respectivamente, a seção longitudinal e transversal do tubo evacuado utilizado neste trabalho. Nelas estão indicados seus principais elementos, os quais são: tubo externo, tubo interno, localização da superfície absorvedora e espaço evacuado.

Sendo uma configuração mais barata e bastante eficiente, é natural que esta configuração seja muito usada, mas é interessante conhecer seu comportamento com maior profundidade. Assim, através de uma colaboração entre o NETE (Núcleo de Estudos Térmicos e Energéticos) da UNISINOS e o LABSOL (Laboratório de Energia Solar) da UFRGS, foi iniciado um programa de estudos para buscar a melhor compreensão da operação destes equipamentos.

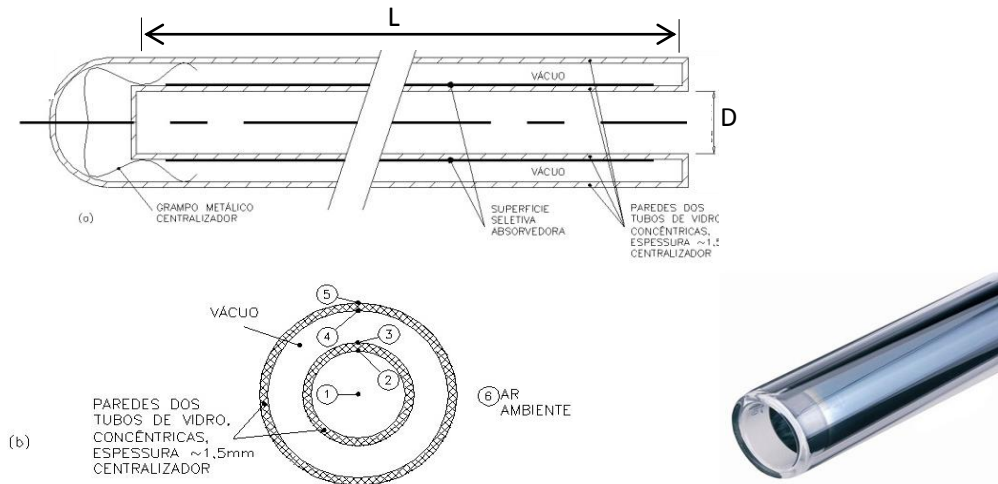


Figura 2 - Tubo coletor solar isolado a vácuo (a) Vista lateral; (b) Corte transversal.
 FONTE: Manea et al. (2010).

2. OBJETO DE ANÁLISE

Para ter uma validação inicial aos resultados numéricos, o trabalho de Budihardjo et al. (2007) foi considerado. Neste caso o tubo coletor, de comprimento $L=1420$ mm e diâmetro $D = 34$ mm, é conectado ao tubo coletor. Assim, pelas condições físicas descritas no item anterior, a água entra e sai livremente pela superfície aberta do tubo. Budihardjo et al. (2007) realizaram simulações numérica com diferentes distribuições e intensidades de fluxo de calor incidentes na superfície radial. Para fins de validação numérica, apenas duas configurações térmicas serão comparadas neste trabalho, os quais são: (a) potência de 75 W distribuída uniformemente; (b) intensidade de radiação variável em toda superfície do tubo, cuja função é apresentada na Fig. 3.

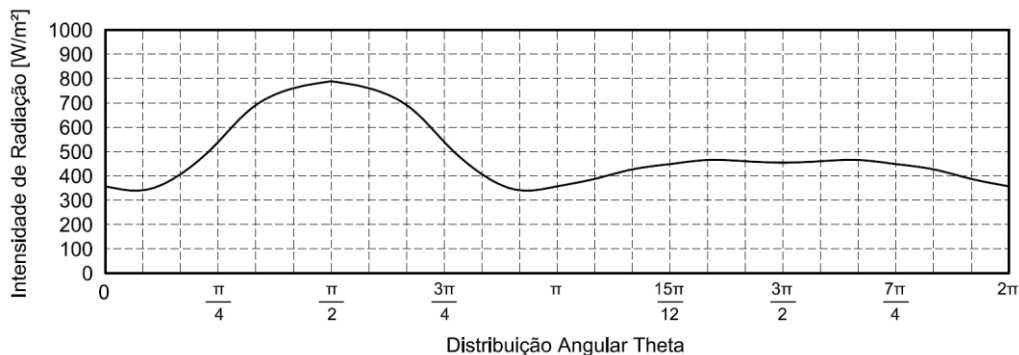


Figura 3 - Distribuição da radiação sobre um tubo evacuado.
 Fonte: Adaptado de Cabanillas et al. (1995).

3. METODOLOGIA

A proposta deste trabalho é simular numericamente escoamentos em tubos de vácuo enquanto estes recebem energia na forma de calor através do topo e da lateral dos mesmos. O estudo é realizado em tubos circulares, inclinados 45° com o eixo horizontal e o fluido de trabalho é água.

3.1 Modelo Matemático

Para simular o processo de convecção natural no interior de tubos evacuados, é considerado que o fluido de trabalho é incompressível e o regime de escoamento é laminar. Sendo assim, o modelo matemático consiste das equações da conservação da massa (1), Navier-Stokes (2-4) e energia (5), conforme apresentado na sequência.

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

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

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

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

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

onde u , v e w são as componentes de velocidades nas direções x , y e z , respectivamente, ρ a massa específica, μ a viscosidade dinâmica, κ a condutividade térmica, p a pressão, cp o calor específico e T a temperatura. As simulações foram realizadas com o software comercial CFX-12, onde as equações diferenciais (1-5) são discretizadas e resolvidas numericamente para cada ponto do domínio computacional.

3.2 Condições de Contorno, Iniciais e de Operação

A Fig. 4 ilustra esquematicamente o problema abordado. Neste estudo, o tubo foi considerado separado do tanque e o fluxo de calor foi aplicado apenas sobre a superfície cilíndrica interna do tubo interno, sendo que este possui uma abertura para o tanque. A extremidade selada foi simplificada para uma superfície plana.

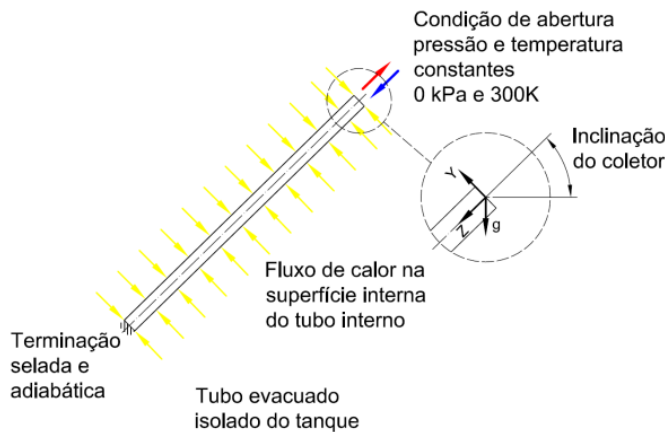


Figura 4 - Representação do problema físico.

Como condição inicial utilizaram-se campos uniformes de temperatura e velocidade, sendo a velocidade igual a zero e a temperatura igual a 300 K. As simulações foram realizadas com dupla precisão e para o critério de convergência foi admitido um resíduo mínimo de massa da ordem de 10^{-6} .

Nas superfícies sólidas do tubo (superfície selada e calhas superior e inferior) foi utilizada a condição de contorno de não deslizamento. Para a extremidade superior (seção transversal aberta) foram prescritas condições constantes para a pressão estática (0 Pa) e temperatura (300 K). Com estas condições na superfície aberta tem-se entrada e saída livre de quantidades de massa, porém, com temperatura fixa na entrada e temperatura de saída desconhecida a priori, esta variando de acordo com as condições de operação.

Para o problema térmico são utilizadas diferentes condições de contorno. No primeiro caso a entrada de calor correspondente para o tubo é aproximadamente 75 W, no qual foi mantido um fluxo de calor uniforme na superfície cilíndrica igual a $494,5 \text{ W/m}^2$, enquanto a extremidade fechada é considerada adiabática. No outro caso foi utilizada a condição de fluxo de calor variável em todo o perímetro do tubo, cuja função de distribuição da radiação solar, implementada como condição de contorno, é mostrada na Fig. 3.

A malha utilizada é do tipo hexaédrica e foi refinada junto à superfície lateral e também nas extremidades do tubo, regiões estas que, claramente, exigem refinamento por apresentarem ali os maiores gradientes térmicos e dinâmicos do sistema. Conforme pode ser observado na Fig. 5, o problema estudado apresenta uma região de cisalhamento no centro do domínio, decorrente da recirculação do fluido. Além disso, o problema é tipicamente tridimensional e possui a atuação da gravidade. Estas características fazem com que a posição do cisalhamento, decorrente do escoamento em contra-corrente, seja variável. Desta forma, além da necessidade de refinamento em todo contorno do domínio, impostas pelas condições de contorno, o problema físico exige que a malha seja também refinada na região central. Pode-se identificar na Fig. 5 o refinamento utilizado nas regiões citadas anteriormente. Na Fig. 5a (seção transversal do tubo), observa-se o refinamento aplicado na direção radial, próximo da superfície do tubo, bem como um refinamento na região central desta, o qual tem com objetivo de melhor caracterizar os elevados gradientes ali existentes, decorrentes

do cisalhamento entre os fluxos ascendentes e descendentes. Com o objetivo de também caracterizar melhor o desenvolvimento das camadas-limite, foi aplicado um refinamento axial na região de entrada do tubo, conforme pode ser visto na Fig. 5b.

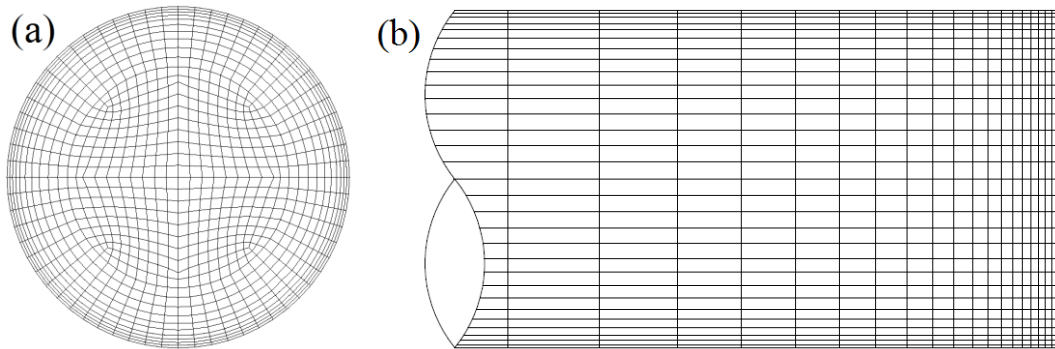


Figura 5 - Representação da malha computacional.

4. RESULTADOS

Os resultados apresentados neste trabalho estão divididos em dois grupos. Inicialmente, e com o objetivo de validação do modelo numérico, são apresentados resultados de campos de velocidade, comparando-os com aqueles obtidos por Budihardjo (2007). Posteriormente são apresentados resultados de perfis de velocidade e de vazão mássica, assim como campos de velocidade, comparando resultados obtidos com as hipóteses de propriedades constantes e variáveis.

Os resultados de campos de velocidade e são apresentados nas mesmas posições escolhidas por Budihardjo (2007), ou seja, na entrada do tubo e em $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ e $\frac{3}{4}$ do comprimento medidas a partir da superfície de abertura do tubo para o tanque.

4.1 Validação Numérica

As Figs. 6a-b mostram contornos de velocidade em quatro seções transversais do tubo ($L= 0, L/4, L/2$ e $3L/4$), sendo estes de Budihardjo et al. (2007) e do presente trabalho, respectivamente. Estes resultados foram obtidos assumindo-se propriedades constantes da água, na temperatura de 300K. A condição de contorno para este caso é de fluxo de calor uniforme, tanto na calha superior quanto na calha inferior, sendo este igual a $495,5 \text{ W/m}^2$, que equivale a 75W.

De acordo com as escala de cores, pode-se identificar em toda a circunferência do tubo uma região de velocidade zero, o que corresponde à condição de não deslizamento implementada no modelo numérico. Algumas observações devem ser feitas quanto à questão de velocidade zero: observa-se um aumento da espessura dessa camada na base do tubo. Esta espessura está inversamente relacionada com a intensidade e localização do fluxo de calor, assim como com a quantidade de movimento provocada por ele, ocasionando um desbalanço entre as forças de empuxo e as forças viscosas. Nestas figuras as forças de empuxo são predominantes na metade superior do tubo, principalmente entre a entrada e o meio deste, o que pode ser inferido através das maiores velocidades ali encontradas. Por outro lado, as forças viscosas predominam junto à parede da metade inferior do tubo; (b) uma vez que as forças de empuxo localizadas no topo do tubo provocam um movimento ascendente da massa e que a força gravitacional provoca a entrada de massa no tubo em movimento descendente, deve ocorrer uma região de cisalhamento entre os dois escoamento em contra-corrente. É esta região de cisalhamento que pode ser observada através das regiões de velocidade zero próximo ao meio do tubo.

Comparando-se os resultados das Figs. 6a e 6b, pode-se observar também a ótima concordância entre eles. Desta forma, consideram-se estes resultados com validação numérica, o que permite, então, investigar outras condições deste tipo de problema físico, os quais serão abordados na próxima seção.

A Fig. 7 mostra características do escoamento em diferentes seções transversais tubo. Conforme identificado inicialmente na Fig. 1, o escoamento no interior dos tubos é dividido em dois escoamentos axiais (primários): ascendente (primário quente) e descendente (primário frio). As regiões ocupadas por estes dois escoamentos são identificadas na Fig. 7 pelas cores vermelho e azul, para o escoamento ascendente e descendente, respectivamente.

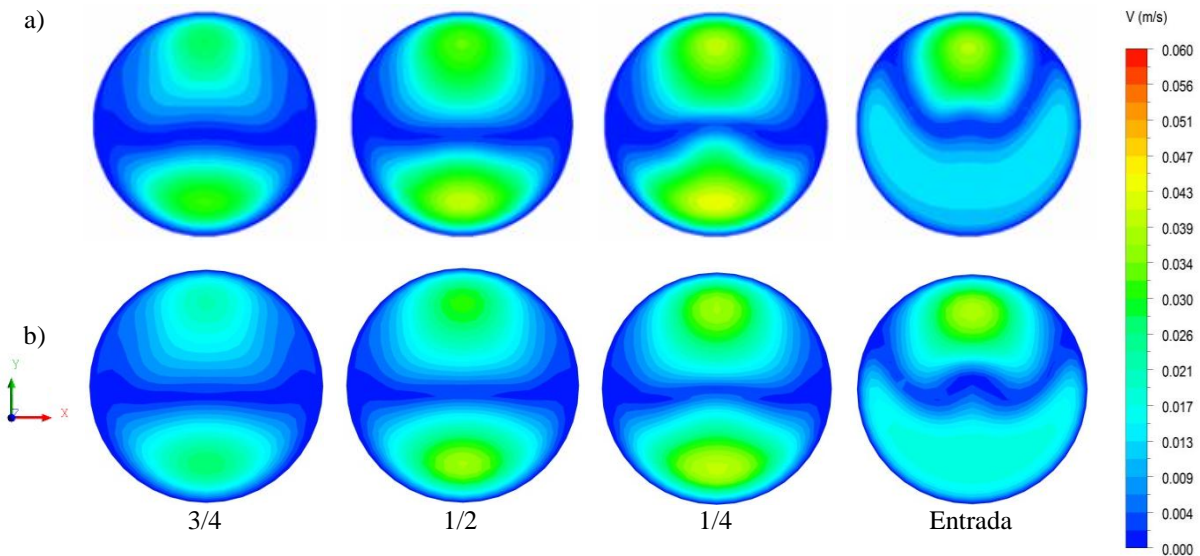


Figura 6 - Fluxo de calor constante uniforme: (a) Budihardjo et al. (2007); (b) presente estudo com propriedades constantes.

Na Fig. 7 também estão indicados os campos de velocidades do escoamento secundário. Através deles pode-se observar o movimento radial ascendente junto às paredes do tubo, assim como regiões de recirculação mais ao centro do tubo, provocadas pela imposição da conservação da massa. Uma vez que uma quantidade de massa ascende radialmente pelo decréscimo da massa específica, provocado pelo aquecimento da parede, uma certa quantidade de massa (com temperaturas inferiores) deve descender radialmente, provocando duas regiões de recirculação bem características nas regiões ocupadas pelo fluxo primário. No escoamento primário, recirculações são observadas nas quatro seções mostradas. No entanto, apenas na posição 1/4 são observadas recirculações no escoamento primário frio, muito provavelmente por influência das maiores velocidades do fluxo primário quente ali identificadas, como pode se observado na Fig. 6. Pode-se observar também que as recirculações do fluxo secundário frio iniciam na metade do tubo, sendo imperceptíveis no final e na entrada deste. No último caso, possivelmente pelas condições de contorno do problema.

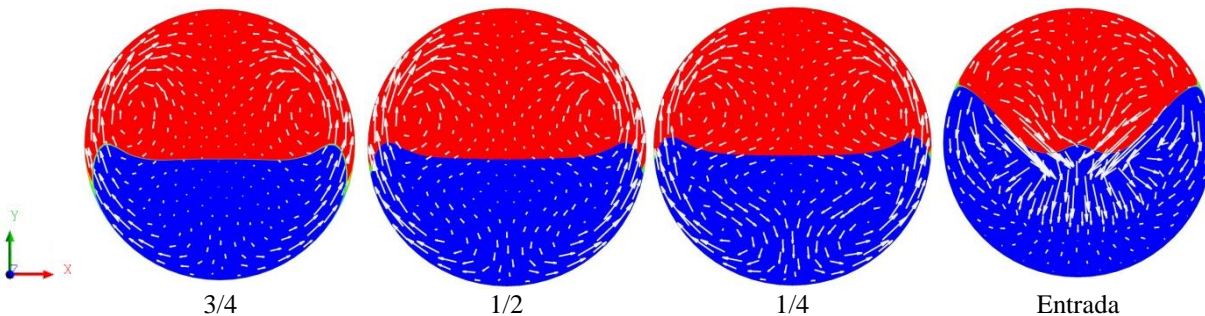


Figura 7 - Fluxo de fluido em circulação primária em diferentes posições do tubo.

4.2 Influência da Variação das Propriedades Físicas

Em processos de convecção natural, no qual até pequenas variações de temperatura ocasionam empuxo, tanto a quantidade de calor transferida quanto a quantidade de massa deslocada são influenciadas pelas propriedades termofísicas do fluido de trabalho. Dessa forma, resolveu-se investigar a influência da variação das propriedades físicas no processo e convecção natural em coletor solar de tubo evacuado. Foram comparados dois casos, sendo um com propriedades do fluido constantes e outro com propriedades variáveis em função da temperatura local do domínio computacional. A massa específica ρ , a viscosidade dinâmica μ , a condutividade térmica k e o calor específico do fluido a pressão constante C_p foram obtidos por polinômios que variavam com a temperatura em cada posição do domínio computacional, atualizada a cada intervalo de tempo.

Para avaliar a influência da variação das propriedades físicas, é mostrada nas Figs. 8a-d perfis velocidade axial para a condição de fluxo de calor uniforme na parede externa do tubo. Nestas figuras, as linhas contínuas representam os perfis obtidos com a condição de propriedades termofísicas variáveis, enquanto que, as linhas tracejadas representam os perfis obtidos com a condição de propriedades constantes. No primeiro quadrante (superior positivo) são verificados os perfis de velocidade do escoamento ascendente do tubo. Os perfis de velocidade do escoamento descendente (vindo do tubo armazenador) são verificados no quarto quadrante (inferior esquerdo).

Observa-se nas Figs. 8a-d que, nas 4 posições do tubo mostradas, tanto para o escoamento ascendente quanto para o escoamento descendente, as velocidades são iguais com as duas hipóteses junto a parede e próximo ao centro do tubo. No primeiro caso devido a condição de não deslizamento e, no segundo, devido a condição de cisalhamento entre os escoamentos ascendentes e descendentes. No entanto, o perfil de velocidade obtido com propriedades termofísicas variáveis apresenta velocidades centrais maiores do que aquelas obtidas com a condição de propriedades constantes.

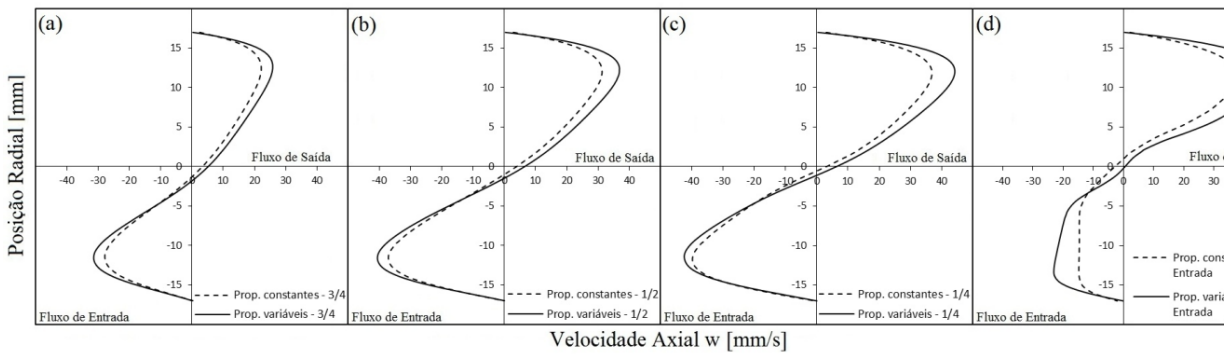


Figura 8 - Velocidade axial (v_w) com propriedades constantes e variáveis: (a) $3L/4$, (b) $L/2$, (c) $L/4$, (d) entrada.

Um parâmetro importante para o coletor é o fluxo de massa por convecção natural na abertura do tubo para o tanque. O fluxo pode ser calculado pela Eq. 6.

$$\dot{m} = \frac{\int_{A_c} \rho |w| dA_z}{2} \quad (6)$$

onde \dot{m} é o fluxo de massa, ρ a massa específica, w é a magnitude absoluta da velocidade axial no elemento e dA_z o diferencial de área.

Para calcular a vazão mássica com o uso da Eq. 6 foi aplicada no ANSYS CFX-POST uma rotina em linguagem PERL. Os resultados obtidos considerando propriedades variáveis e propriedades constantes estão mostrados na Fig. 10. Com o acréscimo da temperatura, tanto a viscosidade dinâmica quanto a massa específica diminuem. Uma ação simples de decréscimo de massa específica acarreta o aumento de empuxo no interior do tubo. A ação combinada deste empuxo com o decréscimo de viscosidade dinâmica e com a condição da conservação da massa potencializa o acréscimo de vazão mássica, condição esta que também pode ser verificada na Fig. 9. Nela observa-se que, ao longo de todo o tubo, a vazão mássica obtida com a hipótese de propriedades constantes é inferior a vazão mássica obtida com a hipótese de propriedades variáveis, atingindo uma diferença máxima na superfície aberta ($L=0$). Nesta região, a vazão mássica obtida com propriedades constantes e variáveis é de, respectivamente, 20,2 kg/h e 25,3 kg/h. Esta diferença equivale a, aproximadamente, 20 %, tomando-se como base o resultado para o de propriedades variáveis.

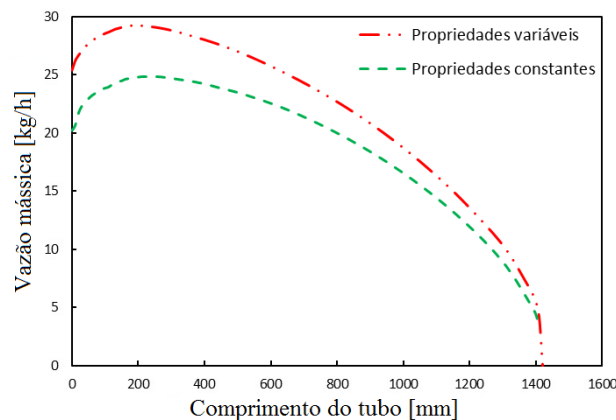


Figura 9 - Vazão mássica ao longo do tubo: propriedades constantes vs. propriedades variáveis.

4.3 Influência da Variação das Propriedades Físicas

Na Fig. 10 são mostrados os campos de velocidade obtidos nestas condições: fluxo de calor uniforme (Fig. 10a) e fluxo de calor variável (Fig. 10b); sendo todos resultados obtidos com a consideração de propriedades variáveis. Os resultados mostram que existe pouca variação da velocidade axial nas localizações mostradas. Esta avaliação confirma a possibilidade de simplificar o estudo com o uso de fluxo de calor uniforme ao longo da circunferência, pelo menos nas condições analisadas.

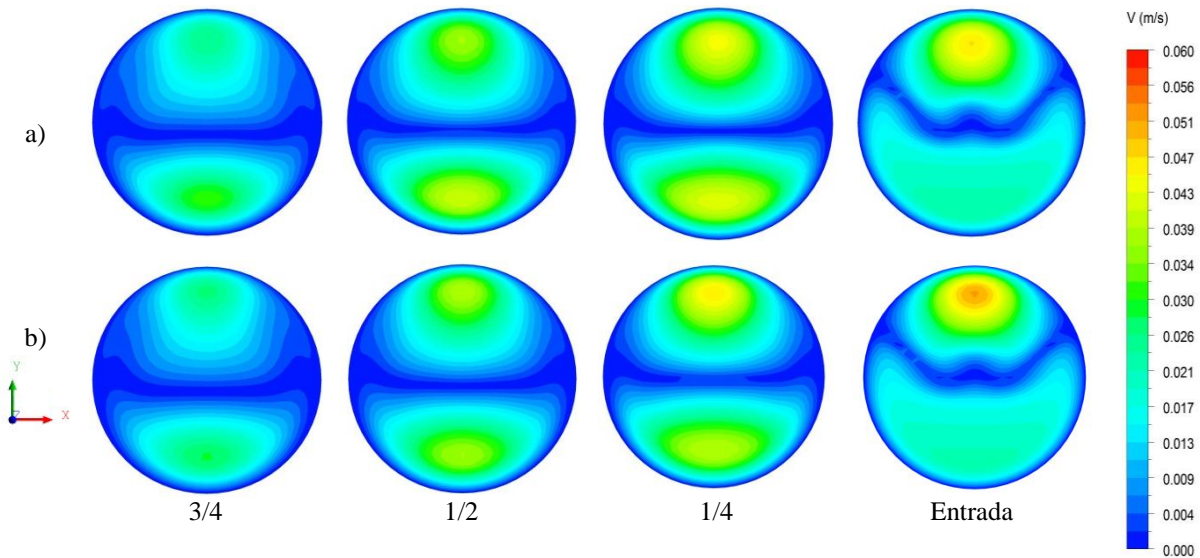


Figura 10 - Velocidade axial: (a) fluxo de calor uniforme e (b) fluxo de calor variado.

Uma vez que o campo de velocidades é praticamente igual em posições específicas, nas condições térmicas apontadas anteriormente, é natural que a vazão mássica em diferentes posições do tudo também sejam. Esta pequena variação é mostrada na Fig. 11.

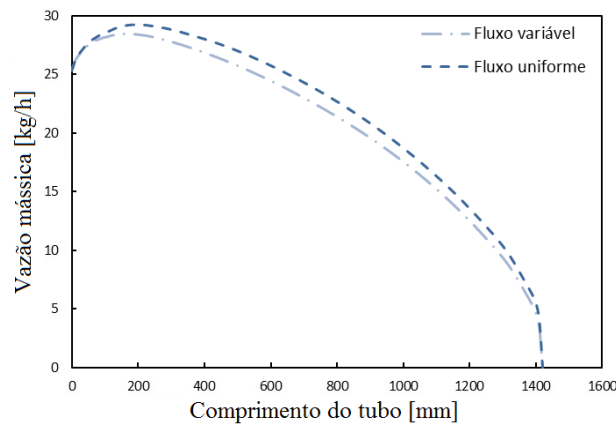


Figura 11 - Vazão mássica ao longo do comprimento do tubo: a) fluxo de calor variável vs. b) fluxo de calor uniforme.

5. CONCLUSÕES

O processo de convecção natural no interior de tubos evacuados foi simulado numericamente por CFD. O modelo numérico utilizado é tridimensional e o estudo foi realizado com diferentes condições térmicas com as hipóteses de propriedades constantes e variáveis.

Foram implementadas numericamente as mesmas condições geométricas e de operação das apresentadas por Budihardjo et al. (2007), na condição de tubo aberto e com várias condições de radiação incidente. Os resultados quantitativos e qualitativos desta implementação concordam com aqueles apresentados pelo referido autor.

O comparativo entre os resultados obtidos com a hipótese de propriedades constantes com aqueles obtidos com propriedades variáveis mostram diferenças significativas entre eles, apontando a importância do uso de propriedades variáveis neste tipo de simulação numérica.

Os resultados estimulam os autores a dar prosseguimento na pesquisa e simular diferentes condições de operação e também diferentes configurações de coletores para aprofundar o conhecimento sobre o comportamento destes equipamentos.

Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio financeiro do CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Brasil e da CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.

REFERÊNCIAS

- Budihardjo, I., Morrison, G. L., Behnia, M., 2007. Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors. *Solar Energy*, 81, pp. 1460-1472.
- Cabanillas, R. E., Estrada, C. A., Avila, F., 1995. A device for measuring the angular distribution of incident radiation on tubular solar collectors. *Renewable Energy*, 6, 7, pp. 843-847.
- Kalogirou, S.A., 2004. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, pp. 231-295.
- Morrison, G. L., Budihardjo, I., Behnia, M., 2005. Measurement and simulation of flow rate in an evacuated tube solar water heater. *Solar Energy*, 78, pp. 257-267.
- NIST. Propriedades termofísicas de sistemas fluidos. Disponível em: <<http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>>. Acesso: 05 Março 2011.
- Speyer, E. (1965). Solar energy collection with evacuated tubes. *J. Eng. Power*, 86, pp. 270-276, 1965.
- Window, B., 1983. Heat extraction from single ended glass absorber tubes. *Solar Energy*, 31, pp. 159-166.
- Yin, Z., Harding, G.L., Window, B., 1984. Water-in-glass manifolds for heat extraction from evacuated solar collector tubes. *Solar Energy* 32, pp. 223–230.
- Zambolin, E., Del Coll. D., 2010. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationaty standard and daily conditions. *Solar Energy*, 84, pp. 1382-1396.

SOLAR COLLECTORS VACUUM - INFLUENCE OF THERMOPHYSICAL PROPERTIES ON NUMERICAL SIMULATION CFD

Abstract. *Solar liquid heating systems using evacuated tube collectors currently have a better performance than flat plate collectors for high temperature operation. This is due to reduced heat losses by convection, as a result of the vacuum layer over the inner tube. The solar collectors with vacuum tubes are a novelty in Brazil, in addition, its use on a commercial scale is less than 10 years and there are many questions to be answered about their use and efficiency. To get a better understanding of the operation of this equipment, it has started a program of study through a collaboration between the NETE - UNISINOS (Study Center Thermal and Energy of University of Vale do Rio dos Sinos) and LABSOL-UFRGS (Solar Energy Laboratory of Federal University of Rio Grande do Sul). The methodology consists in the numerical simulation by CFD (Computer Fluid Dynamics) and validate the methodology through numerical and experimental results. The results of velocity fields and mean temperature indicate that the methodology is quite adequate.*

Key words: Solar Energy, Evacuated tube, CFD