

ANÁLISE TRANSIENTE DO PROCESSO DE AQUECIMENTO EM TUBOS A VÁCUO

Rejane De Cesaro Oliveski – decesar@unisin.br

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

Marcelo Dalla Corte – marcelodallacorte@gmail.com

Arno Krenzinger – arno.krenzinger@ufrgs.br

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Energia Solar Térmica

Resumo. *Coletores de tubo evacuado apresentam melhor desempenho que os coletores planos, para operação em altas temperaturas. Os coletores solares tubulares isolados com vácuo podem operar basicamente com 4 configurações. A configuração estudada neste trabalho consiste em um coletor tubular preenchido diretamente com água (water-in-glass). O objetivo deste trabalho é investigar o efeito de soluções em regime transiente em relação às soluções obtidas com a hipótese de regime permanente. O estudo é realizado através de simulação numérica por CFD. O modelo numérico é tridimensional e é composto pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. A malha computacional é do tipo hexaédrica, com refinamento nas regiões de maiores gradientes térmicos e fluidodinâmicos. O modelo numérico foi validado com resultados numéricos da literatura na condição de regime permanente e uma boa concordância entre eles pode ser observada. Uma análise transiente, para um período de 12 horas, com fluxo de calor variável foi realizada. São apresentados campos de temperatura e velocidade, bem como perfis de vazão mássica ao longo do tubo para diversos horários. Os resultados mostram que os campos de temperatura e velocidade são influenciados pela intensidade de radiação em diferentes horários, bem como o perfil de vazão mássica e de temperatura média do escoamento ascendente. No entanto, pelo menos para às 12 h os resultados obtidos em regime transiente e regime permanente não apresentaram diferenças visíveis.*

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

1. INTRODUÇÃO

Coletores solares com tubos evacuados, proposto inicialmente por Speyer (1965), vêm aumentando seu lugar no mercado mundial, sendo produzidos em escala comercial apenas há pouco mais de uma década. Os coletores planos convencionais ainda são mais baratos do que os coletores solares a vácuo, mas o custo dos últimos vem diminuindo bastante. Além disso, segundo Tang et al. (2009) e 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 devido ao envelope de vácuo ao redor da superfície absorvente. 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. 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.

Duas 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. 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 um terceiro tubo concêntrico ao tubo de vidro interno. A água desce por este tubo adicional e retorna pelo espaço entre este 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. A circulação da água dentro dos tubos de vidro ocorre devido ao efeito termossifão, em função da diferença de temperatura causada pela absorção da radiação solar incidente na superfície seletiva. A temperatura máxima será de 100 °C se a água atingir a ebulição, mas os sistemas em geral são dimensionados para que a temperatura não ultrapasse 90°C, geralmente atingindo valores entre 60 e 80 °C.

A Fig. 1 mostra um conjunto tubo evacuado tipo transferência direta conectado ao reservatório térmico. Neste caso, envelope de vácuo é formado pelos tubos interno e externo. A superfície absorvedora encontra-se na superfície externa do tubo interno e a placa refletora plana está posicionada atrás do tubo. Nesta figura identificam-se também: os escoamentos primários (ascendente e descendente), indicados pelas fechas de cor branca e preta, respectivamente.

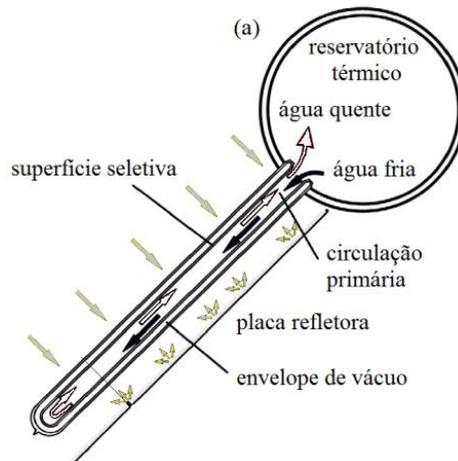


Figura 1 - Conjunto de reservatório térmico e tubo evacuado. Adaptado de Budihardjo et al. (2007).

Usualmente os equipamentos incluem arranjos compostos com aproximadamente 20 tubos evacuados, com ligação direta a um tanque de armazenamento. 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 1D ou 2D, fazendo-se necessário o uso de modelos 3D acoplados. Com simulações por CFD em 3D 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 ANSYS-Fluent. Além de análises sobre condições térmicas e dinâmicas, estes autores apresentaram uma correlação para o processo de convecção natural em um tubo evacuado.

Até o presente momento, os estudos numéricos disponíveis na literatura foram realizados em condições de regime permanente. Este trabalho tem como objetivo principal investigar, de forma transiente, em um período de 12 h, o processo de aquecimento de um tubo evacuado submetido a um fluxo de calor variável em sua superfície lateral, verificando campos de temperatura, velocidade e perfis de vazão mássica no interior do tubo evacuado, bem como verificar a influência de solução permanente em relação à solução transiente.

2. METODOLOGIA

Investigações através de CFD (Computational Fluid Dynamics) indicam que a transferência de calor em cada tubo não é significativamente influenciada pelo que acontece em tubos adjacentes. Este modelo simplificado, com um único tubo, reduz o tempo de simulação, no entanto ainda requer elevada capacidade computacional para o caso de estudos paramétricos (Budihardjo et al., 2007). Assim, para a construção do modelo tridimensional, foi selecionado apenas um tubo isolado do reservatório térmico, que consiste de um tubo evacuado de comprimento $L=1,42$ m e o diâmetro interno $d=0,034$ m. Assim, o contorno do domínio computacional é equivalente a superfície interna do tubo interno. O estudo é realizado considerando tubos com inclinação de 45° com o eixo horizontal e o fluido de trabalho é água.

2.1 Modelo Matemático

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

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

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

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

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

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

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, c_p o calor específico e T a temperatura.

As simulações foram realizadas com o software comercial CFX-14, onde as Eqs. (1-5) são discretizadas e resolvidas numericamente para cada ponto do domínio computacional.

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. 1, o problema estudado apresenta uma região de cisalhamento no centro do domínio, decorrente do escoamento ascendente e descendente em contra-corrente. 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 refinada na região central. A Fig. 2 mostra o domínio computacional, bem com a malha utilizada, onde é possível identificar os diferentes tipos de refinamento que foram citados. Esta malha possui aproximadamente $5,5 \times 10^5$ elementos. Observa-se também que este domínio considera apenas o volume de água no interior do tubo. Ou seja, não foram incluídas as paredes dos tubos interno e externo. Consequentemente, não são considerados neste trabalho possíveis efeitos ópticos e de capacidade térmica destes elementos. As propriedades termofísicas da água utilizadas na simulação estão listadas na Tab. 1.

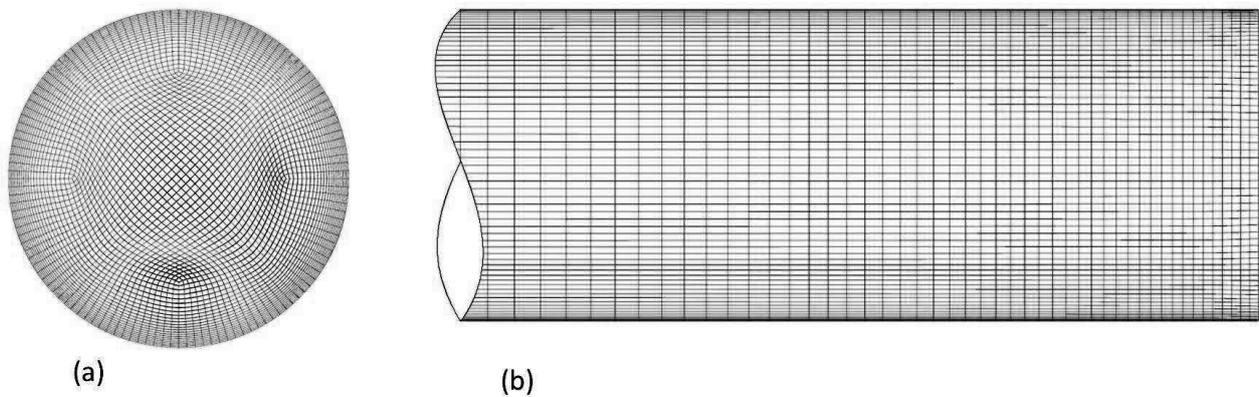


Figura 2 - Malha computacional: (a) seção transversal e (b) seção longitudinal

Tabela 2. Propriedades termofísicas da água utilizadas.

ρ [kg m ⁻³]	μ [Pa s]	c_p [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	k [W m ⁻¹ K ⁻¹]	β [K ⁻¹]
997	0,000889	4180	0,614	0,000257

Uma vez que a seção transversal do tubo é ocupada pelos escoamentos ascendente e descendente, conforme pode ser visto na Fig. 1, a vazão mássica (\dot{m}) é dividida por 2, conforme mostra a Eq. 6.

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

2.2 Condições de Contorno, Iniciais e de Operação

Todos os resultados aqui apresentados foram obtidos com campos iniciais de temperatura igual a 300 K e de velocidades nula. Na extremidade superior (seção transversal aberta), é assumida com condição de contorno hidrodinâmica de pressão constante, com entrada e saída livre de quantidades de massa pela mesma superfície. Para as demais superfícies foi considerada a condição de não deslizamento, bem como a de impermeabilidade. A temperatura da massa que entra no tubo é fixada em 300 K, enquanto que a temperatura de saída é desconhecida a priori, variando de acordo com as condições de operação. O critério de convergência adotado foi de máximo resíduo = 10^{-8} . Com um processador I7 de 3.6 GHz e 16 GB de memória, com dedicação exclusiva, o regime transiente de 12 h durou 16 dias, com intervalo de tempo de 1 s.

Os resultados estão divididos em dois grupos: (a) fluxo de calor constante com regime permanente e (b) fluxo de calor variável com regime permanente e com regime transiente.

Fluxo de calor uniforme. Este caso consiste da validação numérica realizada com os resultados de Budihardjo *et al.* (2007), no qual é utilizada a condição de fluxo de calor uniforme, igual a 989 W/m^2 , na metade superior da superfície lateral (área lateral do tubo interno do lado de cima, $\pi DL/2$), enquanto a metade inferior (área lateral do tubo interno do lado de baixo) e a extremidade fechada são consideradas adiabáticas. Para este caso, de fluxo de calor uniforme, o problema foi considerado em regime permanente.

Fluxo de calor variável. Na parede lateral do tubo utilizou-se como condição de contorno uma expressão que busca reproduzir o perfil de radiação solar recebida pelo tubo ao longo do dia. Como referência utilizou-se o perfil experimental de radiação obtido por Cabanillas *et al.* (1995). No entanto, devido a limitações do software, foram necessárias algumas simplificações para viabilizar a implementação da expressão que permitisse a variação simultânea do fluxo (em função de θ), da sua intensidade e da rotação deste perfil ao redor do tubo em função do tempo. Observa-se que θ é a coordenada circunferencial de cada ponto da circunferência do tubo, com $\theta = 0^\circ$ correspondendo ao lado oeste e aumentando no sentido anti horário. Ou seja, com $\theta = 180^\circ$ correspondendo ao lado leste. A Fig. 3 mostra os perfis de fluxo de calor ao redor do tubo para o período entre 6 e 12 h. Os perfis dos horários entre 12-18 h são inversamente simétricos aos mostrados nesta figura.

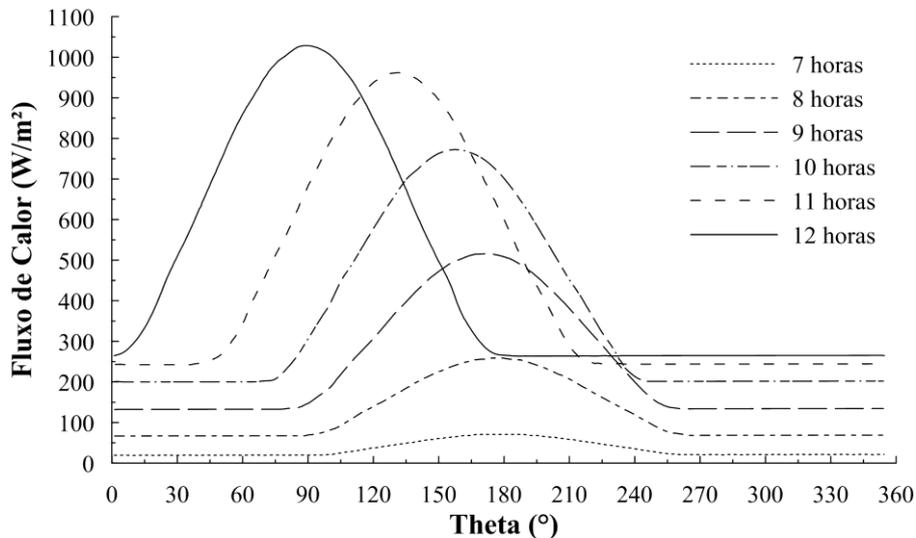


Figura 3 – Distribuição da radiação solar incidente transiente no tubo a vácuo para $t = 7 \text{ h}$; 8 h ; 9 h ; 10 h ; 11 h e 12 h .

Para descrever a expressão utilizada é usado como exemplo o perfil para às 12 h. Na parte inferior do tubo ($180-360^\circ$) foi utilizado um valor uniforme de fluxo de calor, o qual corresponde à radiação difusa, simulando uma condição onde não há uma superfície refletora embaixo do mesmo, como é o caso do trabalho de Cabanillas *et al.* (1995). Na parte superior do tubo (0 a 180°) foi ajustada uma função senóide para prescrever o fluxo de calor. Esta função parte do valor prescrito para a parte inferior do tubo em 0° e vai até um valor máximo em 90° , retornando novamente até o valor prescrito na parte inferior em 180° . Os valores do fluxo de calor na parte inferior (260 W/m^2) e o valor máximo (1028 W/m^2) na parte superior, às 12 h, correspondem a uma taxa de calor 75 W . Para representar a condição transiente, este perfil de fluxo de calor foi rotacionado ao redor do tubo em função do tempo. Além disso, este perfil também foi multiplicado por outra expressão do tipo senóide, a qual varia com o tempo. Esta segunda expressão possui valor mínimo de zero às 6 h e às 18 h e valor máximo de hum às 12 h. Assim, com este procedimento pode-se reproduzir uma situação de intensidade de radiação nula no início e no final do dia, e máxima ao meio dia. Por se tratar de uma simulação em tubos com invólucro de vácuo, em todas as simulações foram desconsideradas as perdas para o ambiente.

3. RESULTADOS

Os resultados aqui apresentados são referentes à condição de fluxo de calor uniforme, condição de validação numérica, e aqueles referentes à condição de fluxo de calor variável com as hipóteses de regime permanente e transiente, os quais são apresentados na sequência.

3.1 Validação Numérica

As Figs. 4(a-b) mostram campos de velocidade em quatro seções transversais do tubo: 0, L/4, L/2 e 3L/4, respectivamente. De acordo com a escala de cores, pode-se identificar uma região de velocidade zero em toda a circunferência do tubo, o que corresponde à condição de não deslizamento implementada no modelo numérico.

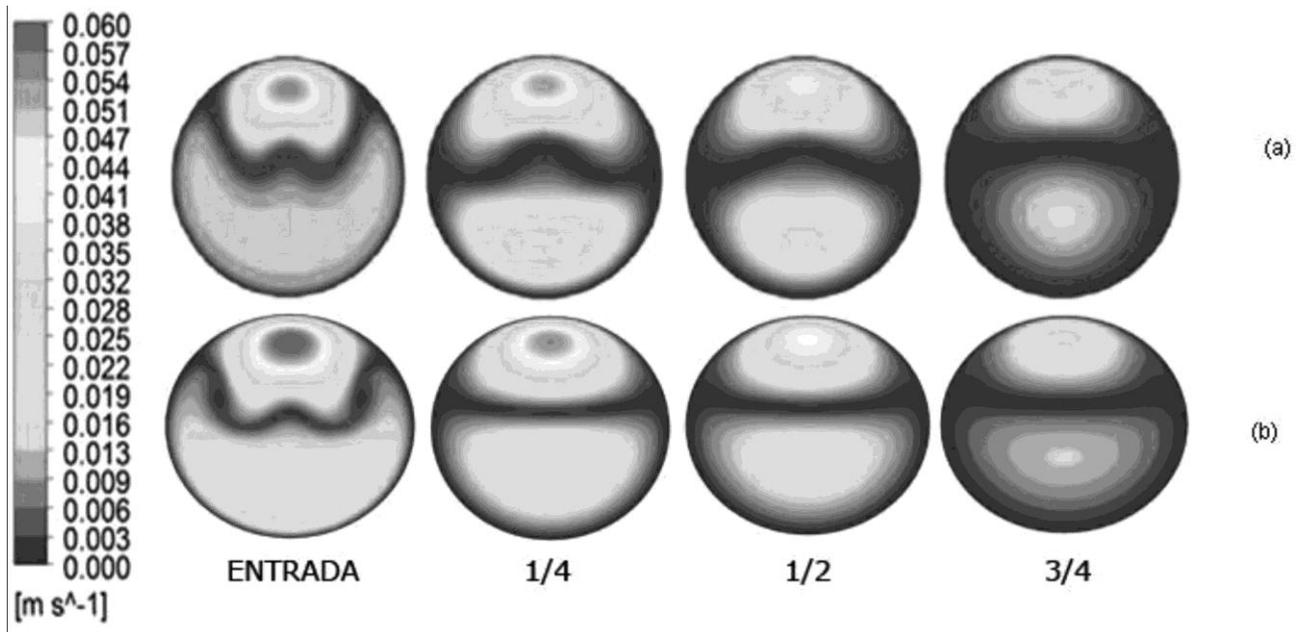


Figura 4 – Campo de velocidade pra condição de fluxo de calor constante no topo: (a) Budihardjo *et al.* (2007); (b) este trabalho.

Algumas observações devem ser feitas quanto à questão de velocidade zero: (a) 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. Nos resultados destas figuras as forças de empuxo são predominantes na metade superior do tubo, principalmente entre a entrada ($L=0$) e o meio deste ($L=1/2$), 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 na metade superior 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 escoamentos em contra-corrente. É esta região de cisalhamento que pode ser observada através das regiões de velocidade zero próximo ao meio do tubo.

3.2 Estudo de Caso

As Figs. 5(a-i) mostram campos de temperatura na posição L/4 para os horários 7, 8, 9, 10, 12, 14, 15, 16 e 17 h, respectivamente. Inicialmente pode observar que, nos primeiros e último horários, 7 e 17 h, respectivamente, o campo de temperatura é praticamente isotérmico. Isto decorre da baixa intensidade de radiação neste horário, conforme pode-se observar na Fig. 3. Pode-se observar também que, com exceção do primeiro e último horário (7 e 17 h), independente do horário e conseqüente intensidade de radiação, o campo de temperatura mostra-se estratificado. Também observa-se que o horário que apresenta maior temperatura é justamente às 12 h (Fig. 5(e)), quando a intensidade de radiação é máxima.

Com exceção dos resultados referentes às 12 h, nos demais pode-se observar que o primeiro e segundo quadrantes não são simétricos para um mesmo horário. No entanto, comparando-se as Figs. 5(d) e 5(f), por exemplo, pode-se observar que estes são “espelhados”, ou seja, os resultados referentes às 10h (Fig. 5(d)) mostram que a camada limite térmica é mais fina do lado esquerdo da figura, enquanto que, para às 14h (Fig. 5(f)) esta característica é verificada do lado direito. Este fato é decorrente da condição de contorno ser simétrica para estes dois horários.

As Figs. 6(a-h) mostram campos de velocidade na posição transversal do tubo L/4 para os horários de 7, 9, 11, 13, 15 e 17 h, respectivamente. A escala de cores indica que as maiores velocidades são representadas pela cor branca,

enquanto que as menores são representadas pela cor preta. Os resultados para todos os horários mostram duas regiões distintas: escoamento primário descendente (na parte inferior do tudo) e escoamento primário ascendente (parte superior do tubo). Observa-se também que as maiores velocidades são verificadas nas regiões de escoamento ascendente para os horários de 11 (Figs. 6(c)) e 13h (Fig. 6(h)), respectivamente. Estas velocidades maiores são decorrentes da intensidade de radiação nestes horários, a qual é maior do que nos outros horários e, conseqüentemente, provoca maior aquecimento e empuxo. Outra observação a ser feita é que, similarmente aos resultados de campos de temperatura apresentados nas Figs. 5(a-h), os campos de velocidade para às 7 e 17 h; 9 e 15 h; 11 e 13 h, são praticamente iguais. Condição esta decorrente da simetria da função de radiação implementada como condição de contorno (Fig. 3).

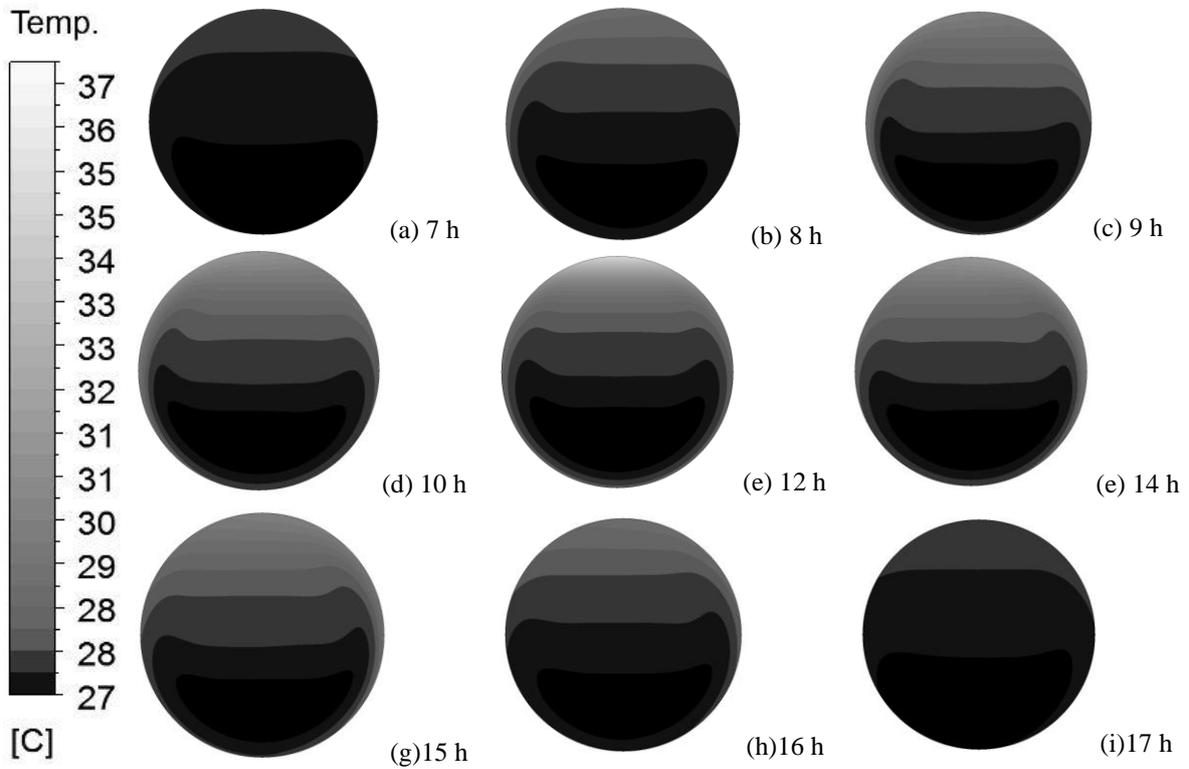


Figura 5 – Campos de temperatura em regime transiente e com fluxo de calor variável em L/4 para os tempos de: (a) 7 h, (b) 8 h, (c) 9 h, (d) 10 h, (e) 12 h, (f) 14 h, (g) 15 h, (h) 16 h e (i) 17 h.

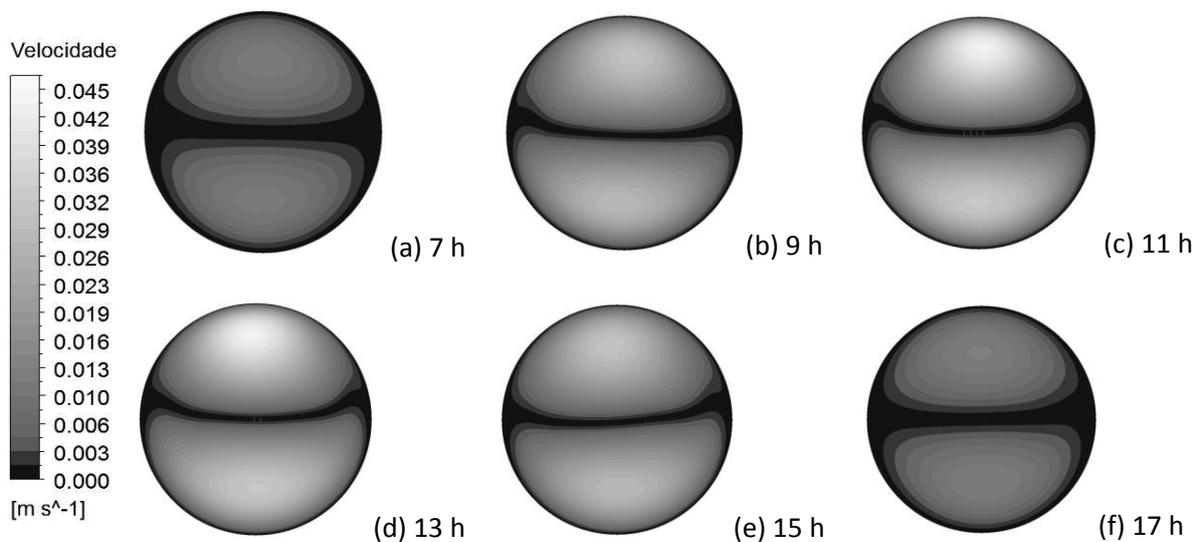


Figura 6 – Campos de velocidade em regime transiente e com fluxo de calor variável em L/4 para os tempos de: (a) 7 h, (b) 9 h, (c) 11 h, (d) 13 h, (e) 15 h e (f) 17 h.

As Figs. 7(a-b) apresentam campos de velocidade em L/4 para às 12 h, nas condições de regime permanente e transiente, respectivamente, na a mesma escala de velocidade da Fig. 6. Para a simulação de regime permanente, a função transiente da radiação solar (Fig. 3) foi fixada para o horário 12 h e, após atingir o critério de convergência estipulado, os resultados foram obtidos. No caso transiente o processo iniciou às 6 h, com duração total de 12 h. Como pode ser observado, comparando-se nas Figs. 7(a-b), os campos de velocidades são praticamente iguais, ou seja, independentes do regime, se permanente ou transiente.

A Fig. 8 mostra o perfil de vazão mássica ao longo do tubo para diferentes horários, obtida através da Eq. 6, considerando velocidades locais. Inicialmente observa-se que, para qualquer horário, a vazão mássica é sempre muito pequena na terminação selada, em $L = 1,42$ m. A mesma vai aumentando gradativamente até a entrada do tudo. Este acréscimo de vazão mássica está relacionado com o escoamento secundário (angular), o qual se desloca do escoamento primário frio (descendente) para o escoamento primário quente (ascendente) em função do empuxo. Quando mais próximo da entrada do tudo e quanto maior a intensidade de radiação, maior será este efeito, conforme pode ser inferido comparando-se os horários entre 7 e 12 h.

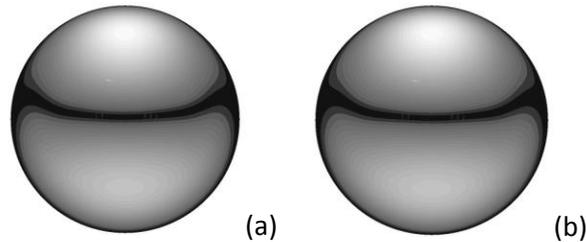


Figura 7 – Campos de velocidades em L/4 às 12 h: (a) regime permanente e (b) regime transiente.

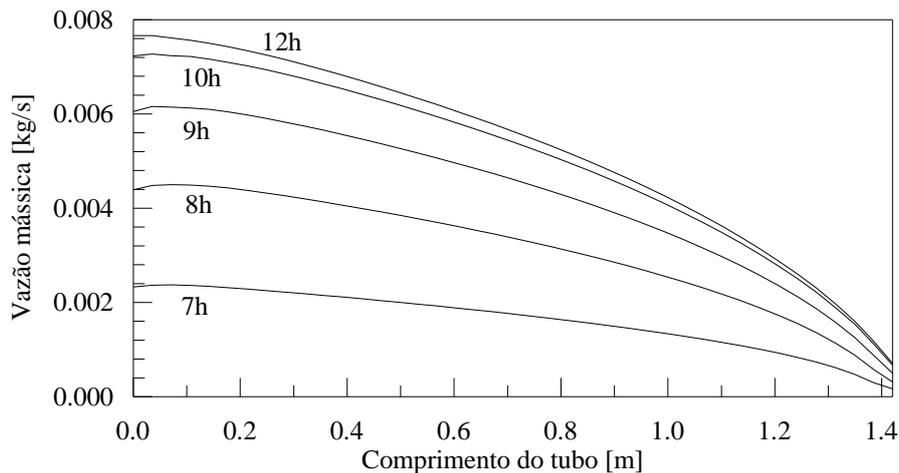


Figura 8 – Perfil de vazão mássica transiente ao longo do tubo e com fluxo de calor variável para $t = 7, 8, 9, 10$ e 12 h.

A Fig. 9 mostra o perfil de temperatura média do escoamento ascendente (primário quente) ao longo do tubo para diferentes horários (7, 8, 9, 10 e 12 h). Inicialmente observa-se que, em qualquer posição, a temperatura média vai aumentando com o tempo. No entanto, as maiores variações da temperatura média de saída são verificadas em $L = 0$ m, atingindo o valor máximo de 302,4 K às 12 h. Já na terminação selada ($L = 1,42$ m), para o mesmo horário, a temperatura média atingiu apenas 300,6 K. Esta diferença está relacionada com o tempo que determinada quantidade de massa permanecem no interior do tubo recebendo radiação solar, pois, para um determinado tempo e consequente posição solar, a radiação solar é a mesma longitudinalmente. Nos horários das 14, 15, 16 e 18 h a temperatura média é praticamente igual aos horários das 10, 9, 8 e 7 h, respectivamente.

Ainda em relação à Fig. 9, sobre o pequeno acréscimo na temperatura média de saída, deve-se levar em consideração que a temperatura de entrada no tubo foi mantida constante durante todo o período de 12 h, das 6 h às 18 h. Em situações em que ocorre renovação da água do tanque armazenador a temperatura na entrada do coletor seria maior, resultando em temperaturas médias máximas maiores.

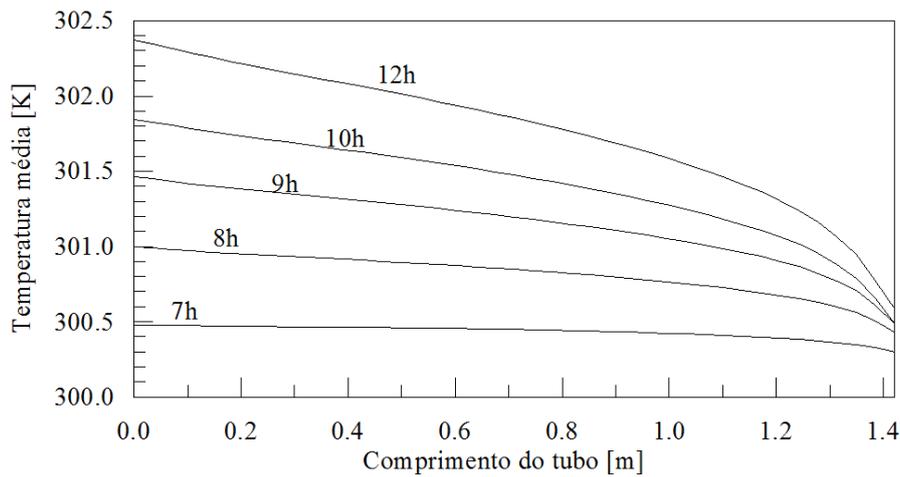


Fig. 9 – Perfis de temperatura média do escoamento ascendente (primário quente) x comprimento do tubo.

4. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um estudo numérico sobre escoamento e transferência de calor em tubos evacuados. A abordagem numérica foi realizada com o software comercial ANSYS-CFX. O modelo numérico adotado é tridimensional e composto pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. A malha computacional é do tipo hexaédrica e possui refinamento nas regiões de maiores gradientes térmicos e fluidodinâmicos.

Foi realizado um estudo de independência de malha espacial e também validação numérica com resultados da literatura. Os resultados qualitativos e quantitativos estão de acordo com os resultados apresentados por Budihardjo (2005), validando o modelo numérico e a metodologia empregada.

Foi criada uma função para reproduzir o perfil de radiação solar recebida pelo tubo ao longo do dia, ou seja, com variação angular e temporal para um período total de 12h, iniciando às 6 h e finalizando às 18 h, quando a radiação é zero, e apresentando valor máximo às 12 h.

Os campos transientes de temperatura, além de apresentarem-se estratificados na maior parte do domínio, também apresentaram gradientes térmicos mais intensos em diferentes posições angulares, as quais coincidem com a posição da maior intensidade de radiação solar do respectivo horário. Já os campos transientes de velocidade apresentaram-se praticamente simétricos em todos os horários. Mesmo assim, a variação da intensidade de radiação solar pode ser avaliada pela intensidade da velocidade: até às 12h, quanto maior a intensidade de radiação solar, maiores velocidades foram verificadas. O inverso ocorreu nos horários posteriores. Estas observações sugerem que a implementação transiente da função “radiação solar” foi adequada.

Para o horário das 12 h foi apresentado campos de velocidade em regime permanente e transiente. Não foram observadas diferenças significativas entre os dois regimes. No entanto, a avaliação temporal torna-se importante na medida em que existem variações significativas da radiação solar ao longo do dia, o que pode ser observado, principalmente, pelos perfis de vazão mássica temporal ao longo do tudo.

Por fim foram apresentados perfis de vazão mássica e temperatura média ao longo do tubo para o escoamento ascendente (primário quente), onde pode-se observar que os mesmos aumentam longitudinalmente e temporalmente, isso decorrente da posição solar, da quantidade de movimento angular e do tempo de permanência no interior do tubo.

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., 2005. Evacuated Tubular Solar Water Heaters, Tese de doutorado, University of New South Wales, Australia.
- Budihardjo, I., Morrison, G. L. Behnia, M., 2005. Measurement and simulation of flow rate in an evacuated tube solar water heater, *Solar Energy*, vol. 78, pp. 257-267.
- Budihardjo, I., Morrison, G. L. Behnia, M., 2007. Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors, *Solar Energy*, vol. 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*, vol. 6, pp. 843-847.

- Tang, R., Gao, W., Yu Y., Chen, H, 2009. Optmal tilt-angles of all-glass evacuated tube solar collectors, Energy, vol. 34, pp. 1387-1395.
- Zambolin, E., Del Col, D, 2010. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions, Solar Energy, vol. 84, pp. 1382-1396.

TRANSIENT ANALYSIS OF HEATING PROCESS IN EVACUATED TUBES

Abstract. *Evacuated tube collectors show better performance than flat plate collectors, when operating at high temperatures. Tubular solar collectors insulated with a vacuum can operate basically with four settings. The configuration studied in this work consists of a tubular collector filled with water (water-in-glass). The aim of this study is to investigate the effect of transient solutions in relation to the solutions obtained with the steady state hypothesis. The study is carried out by numerical simulation by CFD. The numerical model is three-dimensional and is composed of mass, momentum and energy conservation equations. The computational mesh is hexahedral, with refinement in the regions of greater thermal and fluid dynamic gradients. The numerical model was validated with numerical results from the literature with a steady state condition and a good agreement between them can be observed. A transient analysis for a period of 12h with variable heat flux was performed. Temperature and velocity fields are shown as well as mass flow profiles along the tube for several time periods. The results show that the temperature variations are not greatly influenced by the radiation intensity at different times, but the mass flow can vary significantly.*

Key words: *Solar Energy, Evacuated Tubes, Numerical Simulations*