Estudos Tecnológicos em Engenharia, 10(1):35-45, janeiro-junho 2014
© 2014 by Unisinos - doi: 10.4013/ete.2014.101.04

Análise e validação do modelo transiente de transferência de calor em um coletor solar de tubos a vácuo

Analysis and validation of the transient heat transfer model in an evacuated tube solar collector

Rejane De Césaro Oliveski[1]
Universidade do Vale do Rio dos Sinos
decesaroo@gmail.com

Tiago Alexandre Vescovi Ferreira[1]
Universidade do Vale do Rio dos Sinos
tigotape@gmail.com

Tiago Francisco Manea[1]
Universidade do Vale do Rio dos Sinos
tiagomanea@gmail.com

Resumo. Este trabalho apresenta uma análise e uma validação do modelo transiente de transferência de calor em coletores solares de tubos evacuados proposto por Li *et al*. (2010). Para tanto, são apresentadas características de sistemas de aquecimento de líquidos, de funcionamento e de construção dos coletores solares. Com o modelo físico e matemático que representa o sistema em questão, é possível validar a equação de transferência de calor através de simulação numérica utilizando a linguagem de programação Fortran. São apresentados resultados numéricos para dois casos de estudo, com características operacionais e dimensionais de tubos a vácuo diferentes. Também é proposta uma alteração para o coeficiente entre a área de absorção pela área total dos tubos a vácuo, resultando na redução do desvio médio percentual entre as soluções numéricas e experimentais.

Palavras-chave: energia solar, tubos evacuados, convecção natural, radiação.

Abstract. This work presents an analysis and a validation of the transient heat transfer model in evacuated tube solar collectors proposed by Li *et al*. (2010). Characteristics of liquid heating, solar collector systems operation and construction are presented. With the physical and mathematical models that represent the system in question, it is possible to validate the heat transfer equation by numerical simulation using the Fortran programming language. Numerical results are presented for two cases, with operational and dimensional characteristics of different vacuum tubes. It is also presented a change to the coefficient between the absorption area and the total area of the vacuum tubes, which results in a reduction in the average deviation between the numerical and experimental solutions.

Keywords: solar energy, evacuated tubes, natural convection, radiation.

[1] Universidade do Vale do Rio dos Sinos. Av. Unisinos, 950, 93022-000, São Leopoldo, RS, Brasil.

Introdução

Estimativas apontam o aquecimento de água como o responsável por aproximadamente 25% do total de energia elétrica consumida nas residências brasileiras. Esse alto índice ocorre porque a maioria das residências brasileiras utiliza o chuveiro elétrico devido ao seu baixo custo de aquisição e instalação. A demanda de utilização desta energia ocorre ao fim da tarde, gerando um pico de consumo que pode ser reduzido significativamente com a exploração da energia solar disponível em nosso planeta. Dessa maneira, verificam-se tanto benefícios econômicos quanto ambientais. (Pereira *et al*., 2006).

Dois tipos principais de coletores solares existem atualmente: os coletores de placas planas e os coletores de tubos evacuados (ou tubulares a vácuo). Coletores a vácuo apresentam reduzidas perdas em comparação aos tradicionais modelos de placa plana, devido, principalmente, às características proporcionadas pelo vácuo. Dessa maneira, a água presente no interior dos tubos é aquecida pela radiação solar incidente e tem as perdas de calor reduzidas consideravelmente.

Os coletores solares a vácuo estão comercialmente disponíveis há mais de 20 anos. No entanto, até recentemente, eles não representavam qualquer competição real frente aos coletores planos (Manea *et al*. 2010). Como resultado do desenvolvimento na China e o decorrente baixo custo para a produção de pulverização catódica revestidora da superfície de absorção utilizada nos tubos, tem havido uma grande expansão de tubos de vácuo à água no mercado de energia solar (Yiu *et al*., 1997). A produção de tubos evacuados de vidro na China, como os da Figura 1, foi estimada em mais de 20.000.000 de tubos por ano em 2001. A maioria desses tubos foi utilizada em aquecedores de água domésticos com base no conceito de transferência direta (*water-in-glass*) (Morrison *et al*., 2004).

Figura 1 – Coletores de tubos evacuados.
Figure 1 – Evacuated Tube Collectors.

Estudos acerca do desempenho dos coletores evacuados foram realizados, por exemplo, por Morrison *et al*. (2004). Nesse trabalho, foram discutidos fatores de influência na operação dos tubos e foram apresentados estudos numéricos de circulação de água através de tubos longos. Através das simulações numéricas, foi evidenciada a existência de uma zona de estagnação perto da extremidade fechada do tubo, a qual apresenta influência no desempenho do coletor.

Zambolin e Del Col (2012) apresentaram um procedimento melhorado para determinação do modificador do ângulo de incidência transversal, o qual caracteriza a eficiência óptica dos tubos de absorção, e validaram-no através de dados experimentais. Foi obtida uma equação polinomial do modificador, a qual apresenta uma curva contínua do modificador do ângulo de incidência transversal e, por consequência, uma tendência completa do rendimento óptico.

Investigações numéricas e experimentais foram realizadas para obtenção de uma correlação para a taxa de fluxo de circulação natural em um coletor de tubos evacuados montado sobre um refletor difuso por Budihardjo *et al.*(2007). Neste trabalho, foi obtida a correlação da taxa de fluxo de circulação natural em função da energia solar de entrada, da temperatura do reservatório, da inclinação do coletor e aspectos do tubo.

Li *et al*. (2010) estabeleceram o modelo de transferência de calor em coletores de tubos evacuados utilizados em sistemas de circulação forçada. Foi desenvolvida a equação de equilíbrio de calor nos tubos e no *manifold*, além da equação de taxa de massa de convecção natural. A partir da relação entre temperatura média do coletor, temperatura de entrada da água e taxa de massa de convecção natural, juntamente ao balanço de energia no coletor, foram determinadas as temperaturas de saída do coletor. Os dados foram validados através de experimentação e apresentaram desvio médio entre as previsões e as medições inferiores a 5%.

Mais recentemente, Oliveski *et al*. (2012) também investigaram numericamente o pro-

cesso de convecção natural em tubos a vácuo. Resultados desses autores mostram a distribuição do fluxo ascendente (quente), identificado na parte superior da seção circular transversal, e o fluxo descendente (frio), identificado na parte inferior. Eles também mostraram o movimento radial ascendente junto às paredes do tudo, assim como regiões de recirculação mais ao centro do tubo, provocadas pela imposição da conservação da massa.

Com o presente trabalho, têm-se como objetivos: (a) realizar um estudo acerca dos coletores solares de tubos evacuados, bem como os fenômenos envolvidos em seu processo de funcionamento e (b) analisar e validar o modelo transiente de transferência de calor em coletores solares de tubos evacuados proposto por Li *et al*. (2010) por meio de simulação numérica utilizando a linguagem de programação Fortran.

Abordagem numérica

A estrutura dos coletores tubulares a vácuo consiste basicamente nos tubos e no distribuidor principal coberto por uma superfície de isolamento, o qual interliga os tubos ao sistema de circulação para troca de calor do fluido, conforme ilustra a Figura 2.

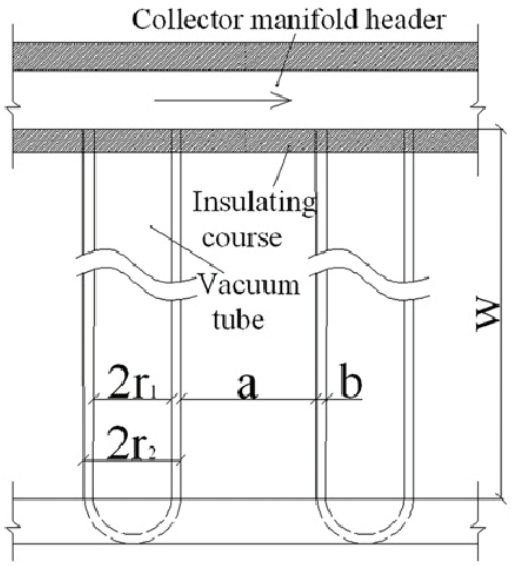

Figura 2 – Interligação do distribuidor aos tubos.
Figure 2 –Tube to distributor interconnection.
Fonte: Li *et al.* (2010, p.1415).

onde r_1 é o raio do tubo interno, r_2 é o raio do tubo externo, b é o espaço preenchido pelo vácuo, a é a distância entre os tubos e w é o comprimento do tubo.

A água circula no sistema através de dois processos de convecção: no distribuidor, ela é forçada por uma bomba, enquanto que, nos tubos a vácuo, ela circula por convecção natural, provocada pelo empuxo, decorrente do aquecimento da água e consequente redução de sua massa específica.

A radiação solar aqueçe a água presente nos tubos, fazendo com que a massa de água de maior temperatura suba para o topo do coletor até encontrar o distribuidor e misturar-se ao fluxo de água. Após, a mistura desloca-se para o próximo tubo conduzida pela circulação forçada, enquanto o tubo da seção anterior é preenchido com o fluido que entra através do distribuidor.

Descrição do modelo matemático

O coletor solar é aquecido através da radiação solar total $I_{t\theta}$ (resultado da soma entre a radiação direta e a radiação difusa incidentes sobre os tubos) sobre a área de absorção solar A_2 e a energia interna do fluido decorrente da convecção natural. As perdas de calor incluem o coeficiente de perdas globais para o meio e o fluido quente que deixa o coletor.

As perdas globais para o meio, representadas pelo coeficiente U_L, incluem condução, convecção e radiação infravermelha, as quais estão ligadas à área de dissipação solar do coletor A_1, a temperatura média da água do coletor t_p e a temperatura ambiente t_{am}, conforme observa-se na Figura 3.

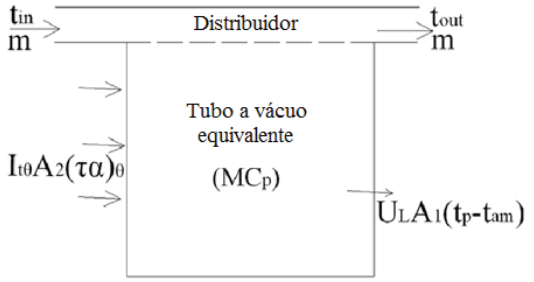

Figura 3 – Modelo simplificado de balanço no coletor.
Figure 3 – Simplified balance model on the collector.
Fonte: Li *et al.* (2010, p.1415).

onde $(\tau\alpha)_\theta$ é o produto da transmitância do tubo de vidro pela absortância da camada seletiva, t_{in} é a temperatura de entrada da água no distribuidor, t_{out} é a temperatura de saída da água do distribuidor, $\dot{m}$ é a vazão mássica,

M é a massa de água de todo o sistema, e C_p é o calor específico à pressão constante da água.

Hipóteses de análise

A partir da Figura 3 e de acordo com Li *et al.* (2010), alguns pressupostos tornam-se necessários para que seja estabelecido o modelo de transferência de calor no coletor, dentre os quais: (a) a radiação aborvida pela parte traseira do coletor não é considerada; (b) as propriedades são independentes da alteração na temperatura; (c) as sombras geradas pelos tubos no restante da superfície absorvedora não são consideradas; (d) o coeficiente U_L é considerado constante e (e) o produto $(\tau\alpha)_\theta$ é considerado constante.

Fazendo-se um balanço de energia no sistema coletor, mostrado na Figura 3, obtém-se a Equação 1, a qual descreve o comportamento térmico do coletor solar de tubos evacuados:

$$I_{t\theta}(\tau\alpha)_\theta A_2 + \dot{m} C_p (t_{in} - t_{out}) - U_L (t_p - t_{am}) A_1 = M C_p \left(\frac{t_p}{t}\right) \quad (1)$$

Para que a Equação 1 seja solucionada, é preciso analisar os processos de transferência de calor que ocorrem no coletor e estabelecer a relação entre t_{out} e t_p.

Condições de contorno

O caminho percorrido pela água em um coletor solar a vácuo é mostrado na Figura 4(a), incluindo a passagem pelo distribuidor e a entrada e a saída dos tubos a vácuo. Assim que a água fria entra no sistema, ela vai para o fundo dos tubos, sendo aquecida pela radiação solar e subindo de volta ao distribuidor. Após, a corrente aquecida segue para o próximo tubo, onde percorre o mesmo circuito, aquecendo, assim, gradativamente, o fluxo de água que percorre o sistema.

Através da Figura 4(b), é possível verificar a disposição do tubo, com inclinação $\beta°$, a qual regula o ângulo de incidência dos raios solares sobre a superfície. Segundo a hipótese (a), do item 2.2.1, a superfície de absorção A_2 é de aproximadamente 50% da área total A_1, a qual representa a superfície de dissipação de calor.

Na Figura 4(c), tem-se uma seção transversal do tubo interno, na qual é apresentada a interface teórica entre as correntes de água aquecida e fria. A proporção de água quente na seção em relação à água fria ε é também apresentada.

A partir da Figura 4 e de acordo com Li *et al.* (2010), alguns pressupostos tornam-se

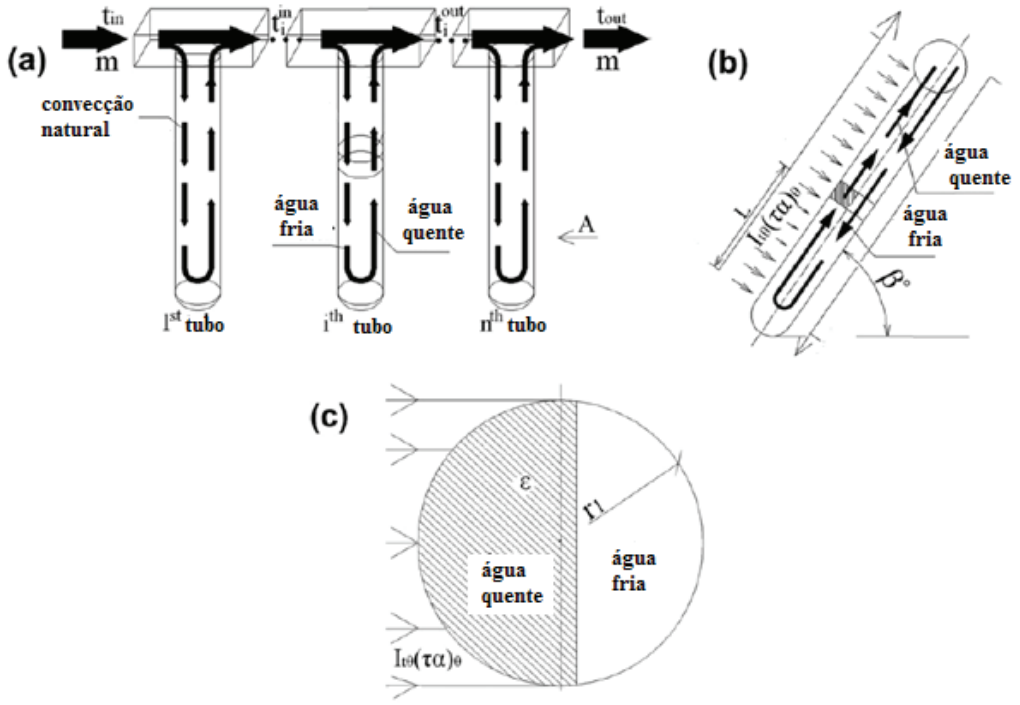

Figura 4 – Fluxo nos tubos. (a) Convecção Natural. (b) Superfície de absorção. (c) Seção do tubo.
Figure 4 – Flow in the tubes. (a) Natural Convection. (b) Absorption Surface. (c) Tube Section.
Fonte: Adaptado de Li *et al.* (2010, p.1416).

necessários, os quais são: os tubos, individualmente, apresentam igual vazão mássica em sua entrada e em sua saída; a troca de calor entre a corrente aquecida e a corrente fria não é considerada; a proporção ε é válida para todas as seções do tubo. Assume-se que a proporção média de água quente para todo o comprimento do tubo $\acute{\varepsilon}$ é 0,5; a radiação solar é integralmente absorvida pela corrente aquecida; as perdas através do distribuidor bem como seu comprimento não são considerados. Os dois últimos itens corroboram a hipótese (a) do item 2.2.1 quanto ao estabelecimento da superfície de absorção A_2, de aproximadamente 50% da área total A_1. No que diz respeito à relação entre t_p e t_{out}, Li *et al.* (2010) apresentaram a Equação (2), a qual leva em conta a temperatura média entre a entrada e a saída da água no distribuidor, a taxa de massa da convecção natural e a radiação atuante no coletor:

$$t_p = (t_{in} + t_{out}) / 2 - wk\dot{m}c / (2\dot{m}) + wk\acute{\varepsilon} / 2 \qquad (2)$$

onde k é a relação de simplificação $[2I_{t\theta}(\tau\alpha)_\theta / \dot{m}_c C_p]$ e $\dot{m}_c$ é a taxa de massa da convecção natural. Isolando o termo t_{out} da Equação (2) e substituindo o mesmo na Equação (1), de balanço de energia que rege o coletor solar de tubos evacuados, é então obtida a equação-modelo de transferência de calor no coletor:

$$\frac{\partial_{tp}}{\partial_t} + \frac{(2\,\dot{m}\,C_p + U_L A_1)}{M\,C_p}\,t_p = \frac{(2\,\dot{m})}{M}t_{in} + \frac{I_{t\theta}(\tau\alpha)_\theta A_2}{M\,C_p} + \frac{(U_L A_1)}{M\,C_p}$$
$$t_{am} + \frac{\dot{m}}{M}(wk\acute{\varepsilon} - \frac{wk\dot{m}_c}{\dot{m}}) \qquad (3)$$

O termo $\dot{m}_c$, segundo Li *et al*. (2010), pode ser definido por:

$$\dot{m}_c = \acute{\varepsilon}\pi r_1^2 \rho\sqrt{\bar{y}gI_{t\theta}(\tau\alpha)_\theta r_1 w\, sen\beta / 2\acute{\varepsilon}\pi\mu Cp} \qquad (4)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica da água na temperatura de operação do coletor.

Estudo de caso

O modelo matemático apresentado foi utilizado em dois casos distintos. Para o Caso 1, foram utilizados os dados do próprio autor do modelo matemático, Li *et al.*, 2010. Para o Caso 2, foram utilizados dados experimentais de Manea e Krezinger (comunicação pessoal, 20/08/2012). As principais características desses dois diferentes sistemas são apresentadas na sequência.

Caso 1

No sistema utilizado por Li *et al.* (2010) foram associados três coletores tubulares evacuados em série, idênticos quanto a modelo, dimensões, número de tubos e inclinação. As condições de temperatura do ambiente externo t_{am}, da temperatura de entrada da água no distribuidor tin e da radiação total sobre o coletor $I_{t\theta}$ são fornecidas através de gráficos e apresentam variação com o decorrer da experiência. A vazão volumétrica *Q* do sistema devido à circulação forçada é mantida constante. Na Figura 5, é mostrada a variação da radiação

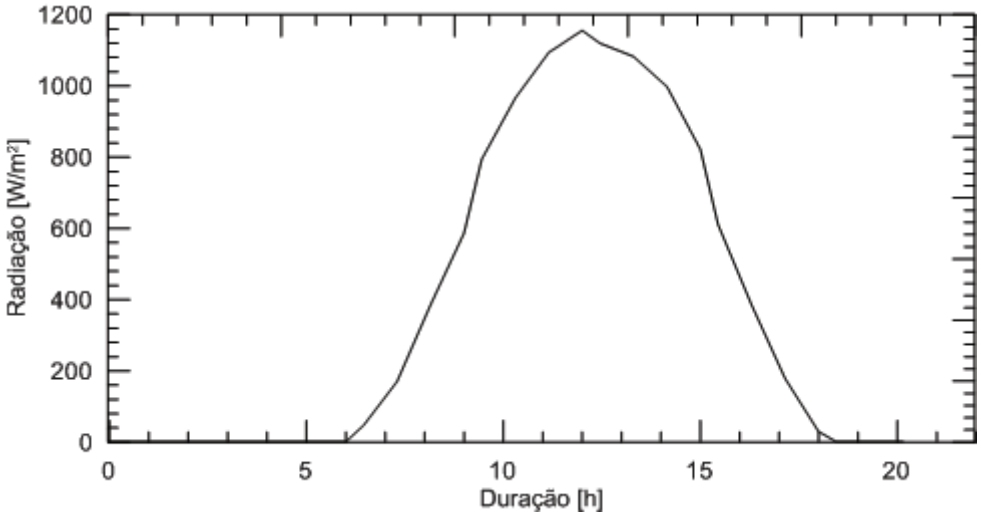

Figura 5 – Incidência da radiação do Caso 1.
Figure 5 – Case 1 radiation incidence.
Fonte: Adaptado de Li *et al.* (2010, p.1419).

incidente sobre o coletor durante o período compreendido pelo Caso 1.

Caso 2

No sistema utilizado por Manea *et al.* (2010), foi utilizado um único coletor tubular evacuado, com dimensões, número de tubos e inclinação diferentes dos empregados no Caso 1. As condições de temperatura do ambiente externo t_{am}, da temperatura de entrada da água no distribuidor tin e da radiação total sobre o coletor $I_{t\theta}$ apresentam variação com o tempo. No entanto, tin é mantida praticamente constante. A vazão volumétrica Q do sistema devido à circulação forçada sofre pequenas variações nesse caso. Na Figura 6, é mostrada a variação da radiação incidente sobre o coletor durante o período compreendido pelo Caso 2.

Na Tabela 1, são apresentadas as características dos coletores e do sistema para os Caso 1 e 2.

Condições para iteração

O período de tempo total analisado no Caso 1 é de aproximadamente 20 horas, com intervalos de tempo de 300 s, sendo essas condições as mesmas utilizadas por Li *et al.* (2010). No Caso 2, o tempo total analisado é de aproximadamente 3 horas, em intervalos de 10 s.

Inicialmente, é necessário isolar o termo transiente da Equação(3), o qual representa o acúmulo na energia média da água do coletor por unidade de tempo. Para a condição inicial, foi considerado que $t_{out} = t_{in}$. Na sequência, soma-se a energia acumulada à temperatura média da água do coletor (t_p) do instante inicial, obtido pela Equação (2) e, usando-se da consideração $t_{in0} = t_{out0}$, tem-se então o valor de t_p para o instante inicial da segunda iteração.

Aplicando-se o acumulado de t_p na Equação (2) novamente, obtém-se então o correto valor de saída do distribuidor t_{out} para a segunda iteração. O acumulado t_p também é utilizado na Equação (3) deste segundo instante para obtenção do novo termo transiente, o qual, depois de multiplicado pelo intervalo de tempo correspondente e somado ao acumulado t_p do segundo instante será compatível à condição inicial da terceira iteração. Esse processo é repetido nas iterações restantes.

Resultados e discussão

Os resultados numéricos obtidos para os Casos 1 e 2 são apresentados ao longo deste item e comparados com resultados experimentais.

Análise do caso 1

Na Figura 7 é apresentada a variação de t_{out} ao longo do tempo para o Caso 1. Observa-se que, nas primeiras horas, durante a madrugada, não há radiação incidente e o distribuidor fica submetido apenas ao resfriamento pela convecção natural externa. Assim, neste período inicial, que vai aproximadamente até 06h30min, verifica-se um de-

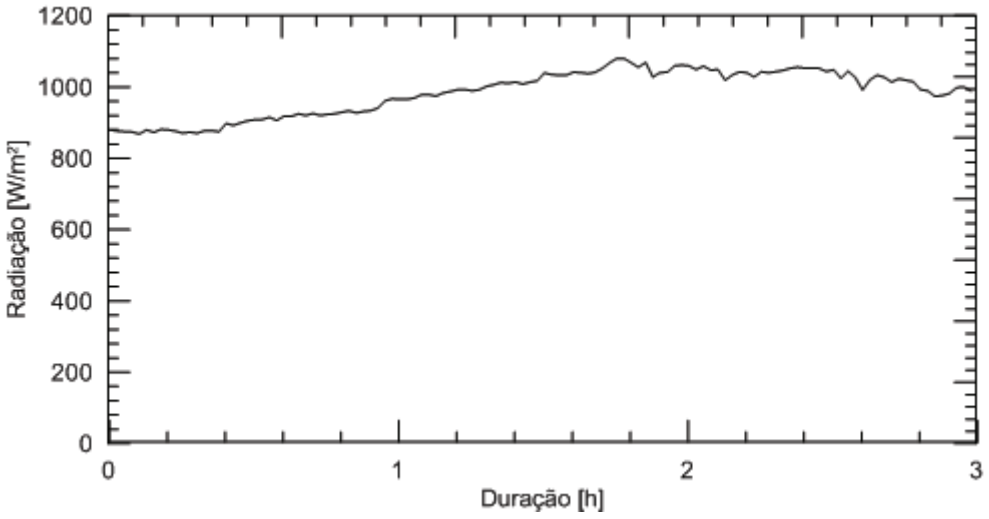

Figura 6 – Incidência da radiação do Caso 2.
Figure 6 – Case 2 radiation incidence

Tabela 1 – Características físicas dos tubos testados.
Table 1 – Physical characteristics of the tested tubes.

Coletor de tubos evacuados – 32 tubos	Caso 1	Caso 2
Raio interno do tubo (*r1*)	0,0185 (m)	0,0235 (m)
Raio externo do tubo (*r2*)	0,0235 (m)	0,0290 (m)
Comprimento do tubo (*w*)	1,8 (m)	1,713 (m)
Distância entre tubos (*a*)	14,64 (mm)	-
Espessura de vácuo (b)	5 (mm)	1,5 (mm)
Vazão volumétrica do sistema (*Q*)	0,7 (m3/h)	0,14 (m3/h)
Ângulo de inclinação do coletor (β)	55 (°)	45 (°)
Transmitância x Absortância $(\tau\alpha)_\theta$	0,84 (-)	0,78
Coeficiente de perda global (*UL*)	0,85 (W/m2°C)	0,85 (W/m2°C)
Temperatura de operação (t_{op})	25 (°C)	35 (°C)
Número de coletores	3 (pçs)	1 (pç)
Número de tubos por coletor	32 (tubos)	20 (tubos)

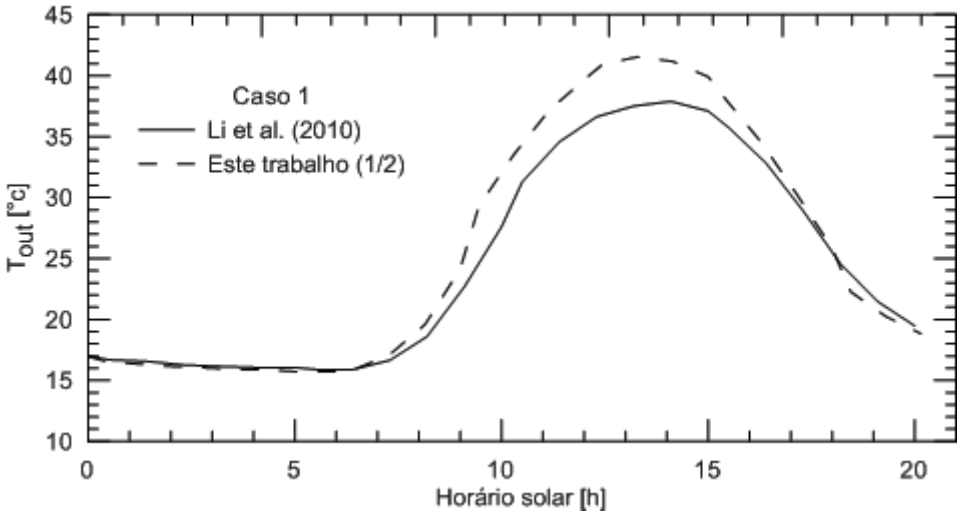

Figura 7 – Perfis de temperatura do Caso 1.
Figure 7 – Case 1 temperature profiles.

créscimo em t_{out} nas primeiras horas da madrugada, resultado das baixas temperaturas externas e da falta de radiação. Após esse período, com a incidência dos raios solares nas primeiras horas da manhã, verifica-se o aumento de temperatura, cujo pico ocorre, aproximadamente, às 14 h. Posteriormente, com a diminuição da radiação ao longo da tarde, verifica-se o resfriamento.

Ainda na Figura 7, é observado que, no período entre 00h00min e 07h00min, os resultados deste trabalho são praticamente iguais aos apresentados por Li *et al.* (2010). É verificado também que, no início da incidência solar sobre o coletor, por volta das 07h00min, as duas curvas apresentam um pequeno afastamento entre si. Durante o período em que o tubo recebe radiação, o acumulado de t_{out} nu-

mérico é superior ao apresentado por Li *et al.* (2010), sendo tal diferença minimizada com o decréscimo da radiação sobre o tubo até o retorno da convergência dos valores a partir das 17h30min. A diferença máxima entre os resultados é de, aproximadamente, 12,68 %, enquanto que, na média, é de 4,92%. Esses valores podem ser considerados bastante satisfatórios frente à complexidade da equação transiente e dos fenômenos físicos presentes no problema.

Análise do caso 2

Na Figura 8, é mostrada a variação de t_{out} com o tempo para o Caso 2. As considerações utilizadas para o Caso 1 também foram utilizadas neste Caso. No entanto, o Caso 2 apresenta condições diferenciadas em relação ao Caso 1. Inicialmente, o período de análise deste é bem menor em relação ao Caso anterior. Além disso, o experimento do Caso 2 foi realizado próximo ao meiodia, conforme pode ser visto na Figura 8, a qual indica a radiação solar. Assim como foi observado para o Caso 1, no período de alta intensidade da radiação solar incidente, este Caso (2) também apresenta um pequeno afastamento entre as soluções, ficando, na média, na ordem de 10,25 %.

Análise de readequação dos casos 1 e 2

Os resultados apresentados anteriormente mostraram que o modelo de Li *et al.* (2010) reproduz com boa concordância os resultados experimentais durante a inexistência de radiação solar. Entretanto, com a presença de radiação, observa-se um acréscimo adicional de temperatura em relação aos valores observados experimentalmente. Na Equação 3, o acréscimo de temperatura é influenciado principalmente pela área de absorção do coletor (A_2) e pelo produto da transmitância do vidro pela absortância da camada seletiva $(\tau\alpha)_\theta$. Como o produto $(\tau\alpha)_\theta$ está ligado às características dos materiais utilizados, faz-se necessária uma análise A2 e das hipóteses utilizadas, as quais são: (a) a radiação absorvida pela parte traseira do coletor não é considerada; (b) as sombras geradas pelos tubos no restante da superfície absorvedora não são consideradas; (c) a proporção ε é válida para todas as seções do tubo. Assume-se que a proporção média de água quente para todo o comprimento do tubo $\acute{\varepsilon}$ é 0,5 e (d) a radiação solar é integralmente absorvida pela corrente aquecida.

A partir dos pontos levantados e da suposição empírica de que $\acute{\varepsilon}$ = 0,5, adota-se a área de absorção (A_2) como 50% do valor da área total (A_1). No entanto, essa suposição empírica é discutível, pois não leva em conta perdas na área de absorção geradas pelas sombras dos tubos. Assim, pressupõe, de maneira simplificada, a relação entre correntes de fluido frias e quentes, tampouco são definidos critérios claros para a estimativa de $\acute{\varepsilon}$. Numa tentativa de corrigir as diferenças entre o modelo matemático proposto e os resultados experimentais, atribuíram-se valores aleatórios para a propor-

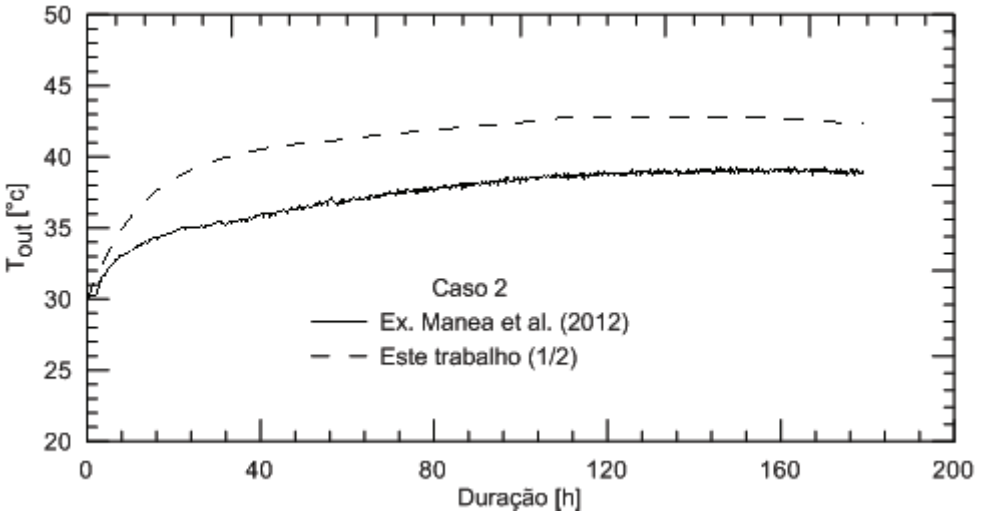

Figura 8 – Perfis de temperatura do Caso 2.
Figure 8 – Case 2 temperature profiles.

ção έ até que os resultados numéricos ficassem mais próximos dos experimentais.

Como critério de validação, a mesma proporção έ deve retornar os valores de maior convergência em ambos os casos testados. Nessas condições, obteve-se então a proporção έ = 0,$\overline{3}$. Através da nova proporção, minimiza-se o erro ocasionado pela hipótese (c) do item 2.2.1, o qual desconsidera as sombras geradas pelos tubos no restante da superfície absorvedora, assim como as outras hipóteses relativas a A2.

Uma metodologia similar é utilizada pela Apricus, através do *Incidence Angle Modifier* (IAM), assunto abordado também por Zambolin *et al.* (2012). São levadas em conta as mudanças no desempenho do coletor em função do ângulo de incidência solar sobre o coletor através do deslocamento longitudinal ao longo do ano e do deslocamento transversal ao longo do dia, conforme a Figura 9.

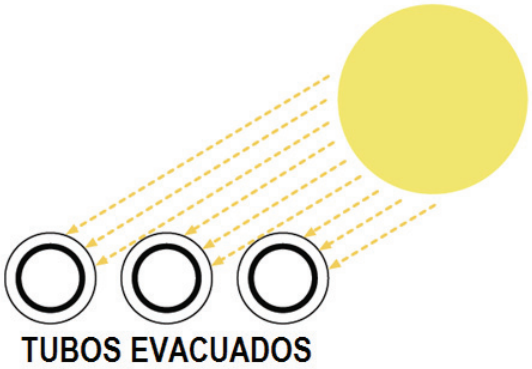

Figura 9 – Disposição dos raios solares sobre os tubos evacuados.
Figure 9 – Solar rays arrangement on the evacuated tubes.
Fonte: Apricus (2012, p.5).

Análise do caso 1 readequado

Com a aplicação da proporção έ readequada, verifica-se um alto grau de convergência entre os resultados tanto no período sem exposição solar quanto no período de radiação intensa ao longo do dia, conforme observado na Figura 10. A máxima diferença positiva, a máxima diferença negativa, a diferença média e o percentual médio entre as soluções são de, respectivamente: 0,61 (°C), 0,69 (°C), 0,28 (°C) e 1,21 (%). Conforme foi visto anteriormente, a diferença entre as soluções de Li *et al.* (2010) e a deste trabalho era de 4,92%. Agora, com a hipótese de έ = 0,$\overline{3}$, a diferença média é reduzida para 1,21 %.

Análise do caso 2 readequado

Com a aplicação da proporção έ readequada ao Caso 2, verifica-se, da mesma maneira que no Caso 1, um alto grau de convergência entre os dados, conforme observado na Figura 11.

Todos os valores analisados sofrem reduções expressivas, destacando-se a redução na diferença média percentual de 10,25% para 1,34%. Nesse caso, a máxima diferença posi-

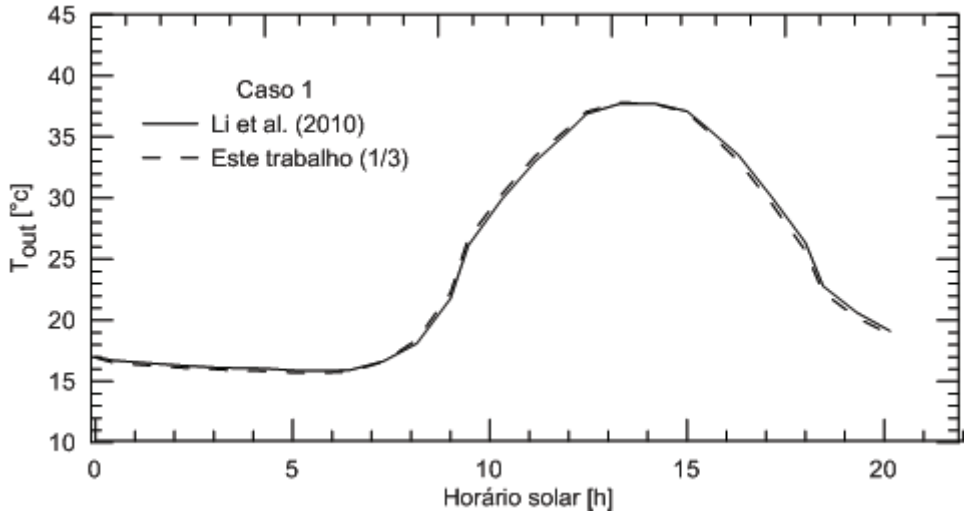

Figura 10 – Perfis de temperatura do Caso 1 readequado.
Figure 10 – Reconfigured Case 1 temperature profiles.

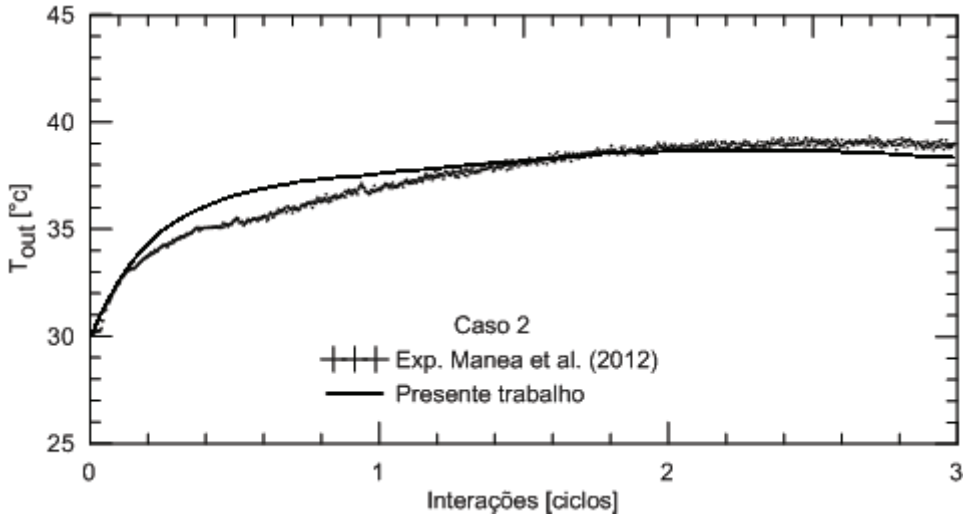

Figura 11 – Perfis de temperatura do Caso 2 readequado.
Figure 11 – Reconfigured Case 2 temperature profiles.

tiva, a máxima diferença negativa, a diferença média e o percentual médio entre as soluções são de, respectivamente: 1,52 (°C), 0,81 (°C), 0,49 (°C) e 1,34 (%).

Observa-se que a diferença média dos dois casos torna-se muito próxima. Vale lembrar ainda que os dois Casos (1 e 2) apresentaram todas as características físicas e experimentais diferentes entre si, excetuando-se o coeficiente U_L.

Conclusão

Foi implementado numericamente o modelo matemático proposto por Li *et al.* (2010), o qual assume que, em toda extensão do tudo do tubo a vácuo, metade da área transversal é ocupada pelo escoamento ascendente quente e a outra metade, pelo escoamento descendente frio, o que corresponde a $\varepsilon = 0.5$. Os resultados assim obtidos foram comparados com dados experimentais de diferentes condições geométricas e de operação e mostraram que o modelo de Li *et al*. (2010) reproduz com boa concordância os resultados experimentais durante a inexistência de radiação solar. Entretanto, com a presença de radiação solar, observa-se um acréscimo adicional de temperatura em relação aos valores observados experimentalmente, fato atribuído ao valor de ε, tendo em vista as observações de Apricus (2012) e Zambolin e Del Col (2012).

Diante dos resultados obtidos e na tentativa de corrigir as diferenças entre os resultados experimentais e aqueles obtidos através do modelo matemático proposto Li *et al.* (2010), atribuíram-se valores aleatórios para a proporção $\acute{\varepsilon}$ até que os resultados numéricos ficassem mais próximos aos experimentais. O valor de ε que melhor ajustou os resultados experimentais e numéricos foi de 0,3. Com ele, reduziu-se as diferenças entre soluções numéricas para valores interiores a 1,5%, considerados, então, satisfatórios para este tipo de aplicação.

Referências

APRICUS. 2012. Product Overview / AP Evacuated Tube Solar Collector. Disponível em: http://www.apricus.com/userfiles_europe/Apricus_AP_Solar_Collector_Overview.pdf. Acesso em: 22/09/2012.

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. http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2007.03.002

LI, Z.; CHEN, C.; LUO, H.; ZHANG, Y.; XUE, Y. 2010. All-glass vacuum tube collector heat transfer model used in forced-circulation solar water heating system. *Solar Energy*, **84**(8):1413-1421. http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2010.05.001

MANEA, T.F.; ROSA, F.N.; PERIN, A.L.; KRENZINGER, A. 2010. Determinação de parâmetros de desempenho para coletores solares tubulares a vácuo. Labsol/PROMEC/UFRGS, p. 1-10. Disponível em: http://perusolar.org/17-spes-ponencias/02-ConversionTermica/ManeaTiagoF/Manea_Tiago_F.pdf . Acesso em: 23/09/2012.

MORRISON, G.L.; BUDIHARDJO, I.; BEHNIA, M. 2004.Water-in-glass evacuated tube solar water heaters. *Solar Energy*, **76**(1-3):135-140. http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2003.07.024

OLIVESKI, R,C.; KRENZINGER, A.; OLIVEIRA, L.L.M.; FRANK, G.C. 2012. Estudo do Comportamento de Coletores Solares Tubulares a Vácuo Operando em Transferência Direta. *In*: IV Congresso Brasileiro de Energia Solar e V Conferência Latino-America da ISES, São Paulo, 2012. *Anais...* **1**:1-9.

PEREIRA, E.B.; MARTINS, F.R.; ABREU, S.L.; RÜTHER, R. 2006. *Atlas brasileiro de energia solar*. São José dos Campos, INPE, 60 p.

YIU, Z., XIU, Z., ZHANG, J., 1997. The evacuated absorber tube industry in China. *In*: International Solar Energy Society Solar World Congress, Korea Institute of Energy Research, Taejon, Korea. 1997. *Anais…* **2**:105–112.

ZAMBOLIN, E.; DEL COL, D. 2012. An improved procedure for the experimental characterization of optical efficiency in evacuated tube solar collectors. *Renewable Energy*, **43**:37-46. http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2011.11.011

Submetido: 21/03/2014
Aceito: 23/06/2014