

ADIMENSIONALIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DA CONSERVAÇÃO EM SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA

Antonio Marcos de Oliveira Siqueira – antonio.siqueira@ufv.br

Lucas Henrique Figueiredo Prates - lucas.prates@ufv.br

Universidade Federal de Viçosa, Departamento de Química

Adriano Gomes Medeiros – agomes_eng@yahoo.com.br

Universidade Federal do Amazonas, Instituto de Ciências Exatas e Tecnologia

Resumo. O sistema solar de aquecimento de água operando por circulação natural (termossifão) é um sistema auto-regulado, isento de controles mecânicos, constituído basicamente por um arranjo de coletores solares, reservatório térmico e tubulações hidráulicas de conexão. Esse tipo de sistema não utiliza bomba para fazer a circulação do fluido de trabalho, sendo também chamado de sistema com circulação natural. Pode-se prever o desempenho do sistema de aquecimento solar de água a partir da extrapolação de dados físicos em escala menor ou da simulação de dados de um modelo matemático análogo. Como a análise de um modelo físico é geralmente mais difícil e dispendiosa, o projeto de um novo sistema baseia-se quase sempre na previsão do desempenho através de um modelo matemático, construído de relações empíricas obtidas de dados experimentais em sistemas solares de aquecimento de água, sob condições especificadas, que permite a estimativa do desempenho do sistema em um computador, para condições arbitrariamente definidas. No intuito de permitir uma maior generalização e conhecimento destes equipamentos, este trabalho apresenta uma análise adimensional do desempenho térmico de aquecedores solares de água operando em circulação natural e em circulação forçada. A análise desenvolvida neste trabalho buscou identificar os números adimensionais representativos dos fenômenos associados aos aspectos geométricos e operacionais dos aquecedores solares sobre o seu desempenho. Restrições como o posicionamento do reservatório térmico, número de conexões ao longo das tubulações, perfis de demanda, posicionamento dos aquecedores auxiliares e variabilidade das condições climáticas, entre outras, são algumas das variáveis que devem ser levadas em conta no projeto destes sistemas. A definição correta pode conduzir a uma economia apreciável nos custos do sistema de aquecimento solar de água, bem como, um melhor entendimento da operação do mesmo.

Palavras-chave: Energia Solar, aquecedor solar, Circulação Natural, Termossifão, Adimensionalização.

1. INTRODUÇÃO

A utilização da energia solar justifica-se pelo fato de se tratar de uma fonte renovável e de baixo impacto ecológico, tecnicamente viável e economicamente competitiva para a geração de calor de baixa temperatura, o que tem levado os aquecedores solares de água a grande aceitação comercial em muitos países (a utilização dos aquecedores solares é ainda restrita e localizada frente ao potencial brasileiro). Estes são, ao mesmo tempo, captadores e armazenadores de uma energia gratuita. A instalação destes equipamentos constitui, na verdade, uma microssina capaz de produzir energia sob a forma de aquecimento de água, no mesmo local em que será utilizada.

Os aquecedores solares compõem-se, basicamente, de um conjunto de coletores solares, um reservatório térmico e tubulações hidráulicas, além de sistemas auxiliares de aquecimento e controle (opcionais). Com relação ao mecanismo de circulação da água através do circuito, existem duas estratégias: escoamento forçado por bombeamento externo (denominado de circulação forçada) ou escoamento induzido termicamente pelo aquecimento da água no coletor (denominada de circulação natural ou termossifão).

A contribuição deste trabalho é a apresentação de um tratamento matemático adimensional do comportamento de um sistema de aquecimento solar de água operando em circulação natural (ASACN) e/ou em circulação forçada (ASACF), a partir das equações governantes da conservação da massa, da quantidade de movimento e de energia ao longo de todo o circuito. O modelo matemático adimensional foi baseado na metodologia de Huang (1980), visando o aperfeiçoamento da metodologia de simulação térmica de aquecedores solares. Foram adicionados complementos a esta formulação original no tocante à demanda de água quente, à estratificação térmica no reservatório, às perdas térmicas nas tubulações hidráulicas.

2. O AQUECEDOR SOLAR

O sistema estudado (Fig. 1) é composto por um coletor solar, um reservatório isolado para o armazenamento de água quente e tubulações de conexão. No ASACF, emprega-se uma bomba para promover a circulação do fluido no

circuito (não apresentada na figura). Na Fig. 1, os índices 1 e 2 se referem às condições de entrada e saída do coletor, os índices 3 e 4 se referem às condições de entrada e saída do reservatório térmico, respectivamente.

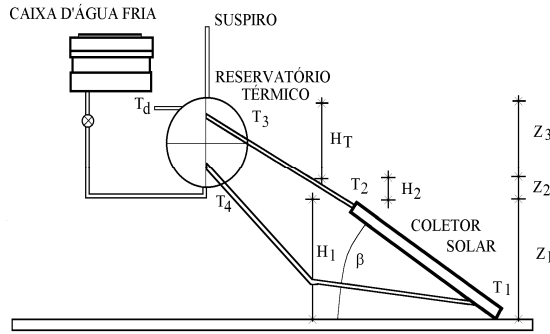


Figura 1 - Aquecedor Solar de Água.

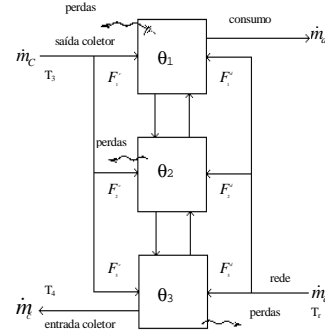


Figura 2 - Sistema de Armazenamento Térmico.

O modelo matemático desenvolvido para o ASACN é obtido pela divisão da instalação solar em segmentos discretos (nós). Para tal assume-se, inicialmente, uma vazão mássica, em um dado instante de tempo, e realiza-se um balanço de energia unidimensional em cada um destes segmentos. Como resultado é obtida uma distribuição temporal da temperatura do fluido ao longo do circuito, ou seja, no coletor solar, no reservatório e nas tubulações hidráulicas de conexão.

Simultaneamente, a queda de pressão devido ao atrito é avaliada no circuito, assumindo-se escoamento laminar completamente desenvolvido e quedas de pressão localizadas, devido às conexões, juntas e válvulas. A partir da distribuição de temperatura predita ao longo do circuito e da função entre a densidade do fluido e a temperatura, a força motriz responsável pelo movimento do fluido é calculada e, então, comparada à queda de pressão. A vazão é ajustada a cada intervalo de tempo, de modo a satisfazer o balanço da quantidade de movimento, ou seja, a velocidade de circulação do fluido pelo coletor é calculada, de forma que a soma das quedas de pressão nas tubulações e no coletor seja equivalente à diferença de pressão resultante da distribuição de temperaturas no circuito. Nesta abordagem, consideram-se as perdas térmicas do sistema para o ambiente e os perfis de demanda de água quente correspondentes ao padrão de consumo típico para uma instalação domiciliar. No caso do ASACF, sendo a vazão no coletor pré-estabelecida, a análise do desempenho requer apenas solução das equações do balanço de energia em cada componente.

3. DESEMPENHO DO ASACN

Close (1962) foi o primeiro a desenvolver um modelo para descrever o desempenho de um ASACN. Através de experimentos, Close observou que a diferença entre as temperaturas médias do fluido no coletor e no tanque de armazenamento de água quente era muito pequena. A diferença de temperatura ao longo do coletor era em torno de 10°C. Baseado nesta evidência experimental, ele desenvolveu um modelo analítico bastante simples, considerando, dentre outros: condições ideais de céu claro, nenhuma retirada de água quente para o consumo, variação temporal da insolação e temperatura ambiente como funções senoidais e uma distribuição linear da temperatura tanto no reservatório térmico como no coletor solar e regime laminar no circuito. Close foi capaz de obter uma equação diferencial, descrevendo a variação temporal da temperatura média do fluido no reservatório, podendo calcular o desempenho do coletor solar para o período de um dia. Os resultados obtidos pelo seu modelo concordaram satisfatoriamente com os experimentais. Entretanto, o método de Close (1962) apresenta certas limitações: A) Os parâmetros característicos básicos do coletor solar, assim como o coeficiente de perda de calor, a transmitância da cobertura de vidro e a resistência do circuito são baseados em cálculos teóricos. Como os processos de transferência de calor e o escoamento do fluido em circulação natural são extremamente complicados, os cálculos teóricos podem levar a erros significativos; B) A eficiência do coletor solar não foi considerada; C) O efeito da estratificação térmica no reservatório térmico não foi levado em conta.

A teoria da semelhança do ASACN foi desenvolvida por Huang (1980), utilizando o Método das Diferenças Finitas. O coletor analisado foi do tipo placas paralelas. As principais características deste método são: comportamento do sistema em regime permanente; consideração da temperatura ambiente como constante; nenhuma retirada de água quente durante o período de coleta; desconsideração das perdas térmicas nas tubulações hidráulicas e no reservatório de água quente; escoamento laminar; variação senoidal da radiação solar. A partir da adimensionalização das equações do balanço de energia e momentum, dez grupos adimensionais ou parâmetros característicos foram derivados e algumas conclusões para o dimensionamento de aquecedores solares de água por meio de coletores em termossifão foram estabelecidas, principalmente no que diz respeito à influência do volume e altura relativa do tanque, da distância entre o topo do coletor e o fundo do tanque, dos coeficientes de resistência ao escoamento. Os resultados de Huang (1980) indicaram que o desempenho do sistema era independente da altura do tanque para baixa resistência ao escoamento, mas aumentava com a altura para altos coeficientes de resistência. No entanto, nenhuma medida experimental foi realizada para confrontar com os resultados do modelo matemático.

Mertol et al. (1981) desenvolveram um modelo detalhado do circuito em termossifão a fim de estudar o desempenho de aquecedores solares em termossifão com trocadores de calor nos reservatórios térmicos. Uma série de

complexas equações unidimensionais foi desenvolvida para descrever os processos de transporte da quantidade de movimento e energia, no equipamento de aquecimento solar, nas tubulações de conexão, no trocador de calor e no reservatório térmico. Entretanto, uma distribuição linear da temperatura no reservatório térmico foi assumida e a resistência ao escoamento no circuito também foi baseada em cálculos teóricos, assumindo-se regime laminar e turbulento no circuito. Foram consideradas as perdas térmicas nas tubulações e no tanque, perfil de demanda, e também se analisou a circulação reversa.

Um modelo matemático exato do comportamento do ASACN requer a solução simultânea das equações acopladas de energia e do movimento. Considerando os diferentes modelos utilizados para prever analiticamente o desempenho do ASACN, as seguintes aproximações podem ser adotadas, de acordo com Norton (1992): A) Modelos simplificados: Huang e Hsieh (1985) e Morrison e Tran (1984). B) Correlações das características de desempenho a partir da simulação ou monitoração de aquecedores genéricos: Hobson e Norton (1989), Malkin et al. (1986), Morrison e Sapsford (1983) e Song e Zhang (1982). C) Modelos de simulação rigorosos: Riddle (1985), Mertol et al. (1981), Young (1980), Huang (1980), Ong (1976, 1974), Close (1962). As duas primeiras aproximações têm como objetivo a estimativa do desempenho de um sistema e a determinação daquele que possibilite a obtenção da fração solar ótima para uma determinada aplicação. Devido às simplificações inerentes na primeira aproximação, os modelos são limitados pela faixa de condições de operação e configurações da instalação solar. Os modelos referidos nesta categoria requerem informações determinadas experimentalmente que são obtidas uma vez o sistema tenha sido construído. A segunda aproximação não pode ser aplicada àqueles aquecedores para os quais uma correlação entre as suas dimensões e as condições climáticas não pode ser estabelecida. A terceira aproximação de modelos de simulação rigorosos pode ser caracterizada por: A) Otimização dos aquecedores a partir das simulações de desempenho para um curto período de tempo. B) Estabelecimento de uma correlação do comportamento do sistema sobre uma larga faixa de tipos de instalação e condições operacionais. C) Determinação dos limites de validade dos modelos.

Diversos outros trabalhos foram realizados nos últimos anos (sem que, no entanto, nenhuma contribuição significativa no aprimoramento do modelamento para análise do ASACN tenha sido apresentada), dentre estes pode-se destacar: Kishor et al. 2010; Belessiotis e Mathioulakis, 2002; Kalogirou et al. 2008; Chang et al., 2004 e Calise et al., 2010.

4. ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA

Estudos analíticos e numéricos têm mostrado que a estratificação térmica pode melhorar o desempenho de aquecedores que operam por energia solar. Jaluria e Gupta (1982) investigaram a estratificação em tanques em escala reduzida e mostraram que a distribuição de temperatura era praticamente unidimensional. Tanques de água quente completamente misturados são o resultado de altas velocidades no equipamento solar. Na ausência de grandes forças de mistura na entrada, o fluido aquecido atingirá o equilíbrio naquela camada de fluido de densidade mais próxima. A estratificação geralmente é estável, porque o fluido é por si mesmo um mau condutor. Os processos de estratificação térmica são dependentes da temperatura e do tempo.

A estratificação em um reservatório de água quente depende principalmente do volume do tanque, do tamanho, localização, posições de entrada e saída, vazões dos fluxos de entrada e saída. Há quatro fatores primários de desestratificação que contribuem para a perda ou degradação da energia armazenada: A) Perdas térmicas para o ambiente; B) Condução de calor de calor entre a camada quente e fria; C) Condução vertical nas paredes do tanque; D) Mistura introduzida durante os processos de carregamento e retirada de água quente. Este fator é, geralmente, a maior causa da desestratificação térmica. Um grande número de modelos de diferentes complexidades tem sido desenvolvido para analisar a estratificação térmica em instalações solares de aquecimento de água (GÉCZY-VÍG e FARKAS, 2010; HALLER et al, 2009; SALVADORETTI e KRENZINGER, 1995; MISRA, 1994; KLEINBACH et al., 1993). O desempenho térmico de um sistema doméstico para o aquecimento solar de água depende da distribuição de temperatura no tanque, que, para um tanque específico, é afetada principalmente pela vazão de operação no coletor.

5. ADIMENSIONALIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES

5.1 Balanço de Energia no Coletor Solar

Para a construção do modelo matemático do processo, fazem-se necessárias as suposições simplificadoras e delimitadoras. O balanço de energia em um elemento de fluido dentro do coletor solar, escoando através de um tubo de comprimento Δx , num instante t , conforme a teoria de Hottel-Bliss-Whillier, como desenvolvido em Duffie e Beckman (1991), pode ser representado pela seguinte equação diferencial ordinária de primeira ordem:

$$\left(\frac{\dot{m}_C}{n}\right) C_p \frac{dT}{dx} = W F' [S - U_L (T - T_a)] \quad (1)$$

$$T = T_1 \text{ para } x = 0 \quad (2)$$

onde: \dot{m}_C é a vazão mássica total no coletor solar; n é o número de tubos no coletor solar; C_p é o calor específico do fluido; T é a temperatura média local do fluido dentro do coletor; x é a coordenada espacial na direção do escoamento; W é a distância entre os centros de dois tubos consecutivos; F' é o fator de eficiência do coletor solar que representa a razão entre a resistência à transferência de calor do fluido para o ambiente e a resistência à transferência de calor do coletor para o ambiente; S é a radiação solar absorvida pelo coletor; U_L é o coeficiente global de perda de calor para o ambiente; T_a é a temperatura média ambiente naquela hora. O parâmetro F' mostra-se muito pouco dependente das temperaturas dos componentes do coletor. Assim, para aplicações práticas, pode ser considerado como um parâmetro de projeto - depende praticamente de grandezas geométricas (DUFFIE e BECKMAN, 1991; KREITH e KREIDER, 1978).

A equação diferencial Eq. (1) pode ser resolvida para se obter a distribuição da temperatura ao longo do coletor solar num instante t , como apresentado a seguir:

$$T = T_a + \frac{S}{U_L} + \left[(T_1 - T_a) - \frac{S}{U_L} \right] \exp\left(- \frac{A_C F' U_L}{\dot{m}_C C_p} \frac{x}{L_C} \right) \quad (3)$$

onde A_C é área do coletor solar (área total de coleta). Considerando F' e U_L , como sendo ambos os parâmetros de projeto, portanto constantes, pode-se definir os seguintes adimensionais, de acordo com o trabalho de Huang (1980):

$$T^* \equiv \frac{(T - T_a)}{G_{SC} / F' U_L} \quad (4)$$

$$x^* \equiv \frac{x}{L_C} \quad (5)$$

$$NUT_C \equiv \frac{\dot{m}_C C_p}{A_C F' U_L} \quad (6)$$

$$Nr_1 \equiv \frac{S}{G_{SC}} \quad (7)$$

onde G_{SC} é a constante solar, 1.367 W/m² (DUFFIE e BECKMAN, 1991). L_C é o comprimento do coletor solar. T^* representa a razão entre a energia perdida pelo fluido no coletor solar para o ar ambiente e a radiação solar extraterrestre em média mensal (G_{SC}). x^* é o comprimento adimensional do coletor solar (observe que, quando $x^* = 0 \Rightarrow T^* = T_1^*$ e $x^* = 1 \Rightarrow T^* = T_2^*$). O parâmetro NUT_C é o número de unidades de transferência do coletor solar (KREITH e KREIDER, 1978), que é uma medida da transmissão de calor no coletor, ou seja, a razão entre a capacitância do coletor solar e o potencial de perdas térmicas. Duffie e Beckman (1991) denominam NUT_C como taxa de capacitância adimensional do coletor. Nr_1 é a razão entre a radiação solar absorvida, S , e a radiação solar extraterrestre. Substituindo os adimensionais definidos anteriormente na Eq. (3), o balanço de energia no fluido em escoamento ao longo de um tubo no coletor solar conduz ao seguinte perfil de temperatura adimensional:

$$T^* = F' Nr_1 + (T_1^* - F' Nr_1) \exp\left(- x^* / NUT_C \right) \quad (8)$$

5.2 Balanço de Energia no Reservatório Térmico

O sistema analisado neste estudo opera em multipasses, ou seja, a água do reservatório térmico recircula várias vezes através do coletor solar e a massa da água retirada para a demanda é repostada por água da rede. Nesse caso, o volume de água armazenada no reservatório térmico permanece constante.

O balanço de energia no reservatório térmico é realizado de acordo com o modelo de estratificação térmica multinodal (DUFFIE e BECKMAN, 1991; KLEINBACH et al., 1993; KREITH e KREIDER, 1978). A Fig. 2 apresenta, esquematicamente, uma situação de circulação da água proveniente de um coletor, em um reservatório com água estratificada por diferentes níveis de temperatura. A água proveniente do circuito de aquecimento irá se deslocar através das diversas camadas superiores do reservatório, sem proporcionar mistura ou troca térmica, até encontrar uma região que apresente densidade equivalente à sua. O balanço de energia para o elemento i , de acordo com a Fig. 2, é:

$$M_i \frac{d\theta_i}{dt} = \left(\frac{UA}{C_p} \right)_i (T_a - \theta_i) + F_i^c \dot{m}_c (T_3 - \theta_i) + F_i^d \dot{m}_d (T_r - \theta_i) + \begin{cases} \dot{m}_i (\theta_{i-1} - \theta_i), & \text{se } \dot{m}_i > 0 \\ \dot{m}_i (\theta_i - \theta_{i+1}), & \text{se } \dot{m}_i < 0 \end{cases} \quad (9)$$

onde M_i é a massa da seção i ; θ_i é a temperatura da seção i no reservatório térmico; \dot{m}_d é a vazão mássica da demanda, que é uma função do perfil de consumo considerado, ou seja, varia de acordo com as necessidades de água quente pelo(s) usuário(s) do aquecedor solar; \dot{m}_i é a fluxo líquido de fluido entre as camadas; F_i^c e F_i^d são funções de controle, que especificam a seção em que a água quente à saída do coletor e a água fria da rede irão se acomodar (é considerado que água se dirige para o elemento cuja temperatura θ_i seja mais próxima e inferior à sua).

$$\dot{m}_1 \equiv 0 \quad (10)$$

$$\dot{m}_i \equiv \dot{m}_c \sum_{j=1}^{i-1} F_j^c - \dot{m}_d \sum_{j=i+1}^N F_j^d \quad (11)$$

As funções de controle F_i^c e F_i^d indicam o percurso da água, proveniente, tanto do circuito dos coletores, como do de consumo, no interior do reservatório. Estas funções só apresentam valor unitário ou nulo, indicando, respectivamente, se há vazão ou não, no trecho considerado. Têm-se as seguintes possibilidades para F_i^c e F_i^d :

$$F_i^c \equiv \begin{cases} 1, & \text{se } i = 1 \text{ e } T_3 > \theta_1 \\ 1, & \text{se } \theta_{i-1} \geq T_3 > \theta_i \\ 0, & \text{se } i = 0 \text{ ou se } i = N + 1 \\ 0, & \text{se nenhum dos casos acima for verdadeiro} \end{cases} \quad (12)$$

$$F_i^d \equiv \begin{cases} 1, & \text{se } i = N \text{ e } T_r < \theta_N \\ 1, & \text{se } \theta_{i-1} \geq T_r > \theta_i \\ 0, & \text{se } i = 0 \text{ ou se } i = N + 1 \\ 0, & \text{se nenhum dos casos acima for verdadeiro} \end{cases} \quad (13)$$

Sendo que U_i é o coeficiente global de perda de calor da área A_i externa do reservatório térmico correspondente ao elemento i . O coeficiente global de perda de calor, também denominado como coeficiente global de transmissão de calor, corresponde ao inverso da soma de todas as resistências térmicas unitárias, intermediárias entre a água do reservatório e o ar ambiente. Uma análise prática deste sistema mostra que a parcela destacadamente mais importante desta somatória é a resistência relativa ao isolante térmico que, necessariamente, deve ser calculada com precisão. As resistências térmicas relativas aos processos convectivos de transmissão de calor na água e no ar, além de exigirem um cálculo complexo e iterativo, apresentam valores muito pequenos em relação àquele da resistência térmica do isolante. Assim sendo, pode-se usar a seguinte expressão para o cálculo de U_i (BORGES, 1992; PEREIRA et al., 1991):

$$U_i = \frac{1}{0,4 + l / K_p} \quad (14)$$

sendo l é a espessura do isolante térmico e K_p é a condutividade térmica do isolante. Considerando-se as seguintes variáveis adimensionais (HUANG, 1980 e MERTOL et al., 1981):

$$\theta^* \equiv \frac{F' U_L (\theta - T_a)}{G_{SC}} \quad (15)$$

$$t^* \equiv \frac{t}{n} \quad (16)$$

onde \bar{n} é o número de horas de insolação; θ^* representa a razão entre a energia perdida pelo fluido no reservatório térmico para o ar a temperatura média ambiente, e a energia máxima de referência associada ao sistema (G_{SC}); t^* é o tempo adimensional. Com a normalização da Eq. (11), pela introdução da definição de NUT_C (Eq. (6)), tem-se:

$$\frac{d\theta_i^*}{dt^*} = -\left(\frac{1}{N_{T1}} + \frac{F_i^c NUT_C N}{N_{T2}} + \frac{F_i^d N}{N_{T3}}\right)\theta_i^* + \frac{F_i^c NUT_C N}{N_{T2}}T_3^* + \frac{F_i^d N T_r^*}{N_{T3}} + \begin{cases} \dot{m}_i^*(\theta_{i-1}^* - \theta_i^*), & \text{se } \dot{m}_i^* > 0 \\ \dot{m}_i^*(\theta_i^* - \theta_{i+1}^*), & \text{se } \dot{m}_i^* < 0 \end{cases} \quad (17)$$

$$\dot{m}_1^* \equiv 0 \quad (18)$$

$$\dot{m}_i^* \equiv \frac{NUT_C N}{N_{T2}} \sum_{j=1}^{i-1} F_j^c - \frac{N}{N_{T3}} \sum_{j=i+1}^N F_j^d \quad (19)$$

$$F_i^c \equiv \begin{cases} 1, & \text{se } i = 1 \text{ e } T_3^* > \theta_1^* \\ 1, & \text{se } \theta_{i-1}^* \geq T_3^* > \theta_i^* \\ 0, & \text{se } i = 0 \text{ ou se } i = N + 1 \\ 0, & \text{se nenhum dos casos acima for verdadeiro} \end{cases} \quad (20)$$

$$F_i^d \equiv \begin{cases} 1, & \text{se } i = N \text{ e } T_r^* < \theta_N^* \\ 1, & \text{se } \theta_{i-1}^* \geq T_r^* > \theta_i^* \\ 0, & \text{se } i = 0 \text{ ou se } i = N + 1 \\ 0, & \text{se nenhum dos casos acima for verdadeiro} \end{cases} \quad (21)$$

Pode-se verificar que a normalização da Eq.(11) resulta em três grupos adimensionais que governam o desempenho do reservatório térmico: N_{T1} , N_{T2} e N_{T3} , definidos pelas equações:

$$N_{T1} \equiv \frac{(\rho C_P V_T / \bar{n})}{N(UA)_i} \quad (22)$$

$$N_{T2} \equiv \frac{(\rho C_P V_T / \bar{n})}{A_C F \cdot U_L} \quad (23)$$

$$N_{T3} \equiv \frac{(\rho V_T / \bar{n})}{\dot{m}_d} \quad (24)$$

onde ρ é a massa específica do fluido e V_T é o volume do reservatório térmico. N_{T1} é o número de unidades de transmissão de calor do reservatório térmico, representando a razão entre a capacitância térmica do fluido no reservatório e o potencial de perdas térmicas no reservatório; N_{T2} é o número que representa a razão entre a capacitância térmica do fluido no reservatório e o potencial de perdas térmicas do fluido no coletor solar; N_{T3} representa a razão entre a quantidade de água armazenada no reservatório térmico e a quantidade de água para o consumo. No entanto, como a demanda de água quente varia ao longo do dia, pois, dependente, exclusivamente, das necessidades do usuário, N_{T3} é considerado como um parâmetro operacional. Por outro lado, N_{T1} e N_{T2} dependem apenas de variáveis geométricas e/ou variáveis que podem assumir um valor médio ao longo do período de operação do sistema. Dessa forma N_{T1} e N_{T2} são, portanto, considerados como parâmetros característicos do sistema.

Segundo Huang (1980), N_{T2} pode ser denominado de “Número do Tanque”, pois este parâmetro é uma medida da transmissão de calor no reservatório térmico. Hobson e Norton (1989) definiram um novo parâmetro, denotado por Z, como o inverso da soma de N_{T1} e N_{T2} , denominado “Número de Yellot”. Z representa, portanto, a razão entre o potencial

de perdas térmicas que ocorrem no coletor solar e no reservatório térmico e a capacitância térmica do fluido no reservatório, sendo desprezadas as perdas térmicas que ocorrem nas tubulações hidráulicas que integram o circuito.

5.3 Balanço de Energia nas Tubulações Hidráulicas

As conexões entre o coletor solar e o reservatório térmico são feitas por meio de duas tubulações, sendo que, o termo *TUB2-3* se refere à tubulação localizada entre a saída do coletor e a entrada do reservatório térmico e *TUB4-1* se refere àquela tubulação que liga a saída do reservatório térmico e a entrada do coletor solar (conforme esquematizado na Fig. 1). As perdas térmicas ao longo destas tubulações, geralmente pequenas, são desconsideradas na maior parte dos trabalhos realizados no estudo do desempenho de instalações de aquecimento de água por meio de coletores solares. A fim de se modelar o mais próximo possível da realidade, as perdas térmicas associadas às tubulações serão aqui consideradas. O balanço de energia ao longo das tubulações hidráulicas que interligam o coletor solar e o reservatório térmico fornece:

- Tubulação à saída do coletor solar, *TUB2-3*:

$$\dot{m}_C C_p \left(\frac{dT}{dy} \right)_{TUB2-3} = -(UP)_{TUB2-3} (T_{TUB2-3} - T_a) \quad (25)$$

$$T_{TUB2-3} = T_2, \text{ para } y_{TUB2-3} = 0 \quad (26)$$

- Tubulação à saída do reservatório térmico, *TUB4-1*:

$$\dot{m}_C C_p \left(\frac{dT}{dy} \right)_{TUB4-1} = -(UP)_{TUB4-1} (T_{TUB4-1} - T_a) \quad (27)$$

$$T_{TUB4-1} = T_4, \text{ para } y_{TUB4-1} = 0 \quad (28)$$

onde, y é a coordenada espacial ao longo das tubulações na direção do escoamento; T_{TUB2-3} e T_{TUB4-1} são as temperaturas ao longo das tubulações no circuito; U é o coeficiente global de perda de calor para o ar ambiente e P é o perímetro da tubulação considerada. As soluções para as Eq. (25) e (27) em forma normalizada podem ser apresentadas como:

$$T_{TUB2-3}^* = T_2^* \exp\left(-\frac{y_{TUB2-3}^*}{NUT_C N_{TUB2-3}}\right) \quad (29)$$

$$T_{TUB4-1}^* = T_4^* \exp\left(-\frac{y_{TUB4-1}^*}{NUT_C N_{TUB4-1}}\right) \quad (30)$$

$$y_{TUB2-3}^* \equiv \frac{y}{L_{TUB2-3}} \quad (31)$$

$$y_{TUB4-1}^* \equiv \frac{y}{L_{TUB4-1}} \quad (32)$$

ou ainda, para as temperaturas adimensionais de entrada no reservatório e entrada no coletor solar, tem-se:

$$T_3^* = T_2^* \exp\left(-\frac{1}{NUT_C N_{TUB2-3}}\right) \quad (33)$$

$$T_1^* = T_4^* \exp\left(-\frac{1}{NUT_C N_{TUB4-1}}\right) \quad (34)$$

$$N_{TUB2-3} \equiv \frac{A_C F' U_L}{(UPL)_{TUB2-3}} \quad (35)$$

$$N_{TUB4-1} \equiv \frac{A_C F' U_L}{(UPL)_{TUB4-1}} \quad (36)$$

onde $LTUB2-3$ e $LTUB4-1$ são os comprimentos das tubulações. A solução normalizada apresenta dois parâmetros adimensionais, $NTUB2-3$ e $NTUB4-1$, que caracterizam as perdas térmicas. $NTUB2-3$ e $NTUB4-1$ representam a razão entre as perdas térmicas que ocorrem no coletor solar com relação àquelas que ocorrem nas tubulações.

5.4 Balanço da Quantidade de Movimento

O balanço da quantidade de movimento para o sistema operando em termossifão pode ser escrito como:

$$H_t = H_f \quad (37)$$

onde H_t é a carga de termossifão induzida no circuito e H_f é a queda de pressão no circuito. A carga H_t é obtida pela integração da curva de densidade ao longo do circuito do ASACN. De acordo com a Fig. 1 tem-se:

$$H_t = \int_0^{H_1} [SG(T_{TUB4-1}) - SG(T)] dz_1 + \int_0^{H_2} [SG(T_{TUB4-1}) - SG(T_{TUB2-3})] dz_2 + \int_0^{H_T} [SG(\theta) - SG(T_{TUB2-3})] dz_3 \quad (38)$$

onde H_1 , H_2 e H_T são as alturas das colunas de água no circuito; SG é a densidade relativa, sendo que para a água pode ser dada pela expressão:

$$SG(T) = -4,05 \times 10^{-6} T^2 - 3,906 \times 10^{-5} T + 1,0002556 \quad (39)$$

para a temperatura T em graus celsius (HUANG, 1980). A Eq. (38) pode ser normalizada, com a divisão pela altura total, $H (=H_1 + H_2 + H_T)$ para:

$$H_t^* = \int_0^{H_1^*} [SG(T_{TUB4-1}^*) - SG(T^*)] dz_1^* + \int_0^{H_2^*} [SG(T_{TUB4-1}^*) - SG(T_{TUB2-3}^*)] dz_2^* + \int_0^{H_T^*} [SG(\theta^*) - SG(T_{TUB2-3}^*)] dz_3^* \quad (40)$$

$$H_t^* \equiv \frac{H_t}{H} \quad (41)$$

$$z_i^* \equiv \frac{z_i}{H}, \text{ para } i = 1, 2 \text{ e } 3 \quad (42)$$

$$H_1^* \equiv \frac{H_1}{H} \quad (43)$$

$$H_2^* \equiv \frac{H_2}{H} \quad (44)$$

$$H_T^* \equiv \frac{H_T}{H} \quad (45)$$

A queda de pressão (ou queda na linha piezométrica) no circuito, H_f escrita como:

$$H_f = \left(f \frac{Lv^2}{D2g} \right)_C + \left(f \frac{Lv^2}{D2g} \right)_{TUB2-3} + \left(f \frac{Lv^2}{D2g} \right)_{TUB4-1} + \left(E \frac{v^2}{2g} \right)_{TUB2-3,loc} + \left(E \frac{v^2}{2g} \right)_{TUB4-1,loc} \quad (46)$$

é, portanto, a soma das componentes de queda de pressão devido ao atrito nas paredes internas dos tubos dentro do coletor (C) e nas tubulações (TUB2-3, TUB4-1), dados pela equação de Darcy-Weisbach e a queda de pressão devido às perdas de pressão localizadas, que ocorrem nos dutos devido a curvas, cotovelos, juntas, válvulas e outras conexões (TUB2-3,loc; TUB4-1,loc). D é o diâmetro; L é o comprimento; v é a velocidade do fluido e f é o fator de atrito no duto (seja nos tubos do coletor solar e/ou nas tubulações); E é o fator de queda de pressão localizada; g é a aceleração da gravidade padrão.

De acordo com Uhlemann e Bansal (1985); Shitzer et al. (1979); e Mertol et al. (1981); o escoamento nas tubulações hidráulicas e na serpentina do coletor solar, é geralmente, laminar, de modo que o fator de atrito, f , pode ser avaliado pela expressão clássica, em função do Número de Reynolds, Re :

$$f = \frac{64}{Re}, \text{ para } 0 < Re < 2.300 \quad (47)$$

Com a introdução do fator de atrito, a Eq. (46) pode ser reescrita como:

$$H_f = \frac{1}{\rho g} \left(\frac{\Delta P_C}{SG(\bar{T})} + \frac{\Delta P_{TUB2-3}}{SG(\bar{T}_{TUB2-3})} + \frac{\Delta P_{TUB4-1}}{SG(\bar{T}_{TUB4-1})} + \frac{\Delta P_{TUB2-3,loc}}{[SG(\bar{T}_{TUB2-3})]^2} + \frac{\Delta P_{TUB4-1,loc}}{[SG(\bar{T}_{TUB4-1})]^2} \right) \quad (48)$$

$$\Delta P_C \equiv \frac{128}{\pi} (\dot{m}_C / n) \left(\frac{\nu L}{D^4} \right)_C \quad (49)$$

$$\Delta P_{TUB2-3} \equiv \frac{128}{\pi} \dot{m}_C \left(\frac{\nu L}{D^4} \right)_{TUB2-3} \quad (50)$$

$$\Delta P_{TUB4-1} \equiv \frac{128}{\pi} \dot{m}_C \left(\frac{\nu L}{D^4} \right)_{TUB4-1} \quad (51)$$

$$\Delta P_{TUB2-3,loc} \equiv \frac{8\dot{m}_C^2}{\rho\pi^2} \left(\frac{E}{D^4} \right)_{TUB2-3,loc} \quad (52)$$

$$\Delta P_{TUB4-2,loc} \equiv \frac{8\dot{m}_C^2}{\rho\pi^2} \left(\frac{E}{D^4} \right)_{TUB4-1,loc} \quad (53)$$

onde ν é a viscosidade cinemática do fluido na temperatura média do duto, sendo que para a água pode ser dada por (HUANG e HSIEH, 1985):

$$\nu(T) = \frac{10^{-4}}{2,1482 \left\{ (T - 8,435) + \left[8,078,4 + (T - 8,435)^2 \right]^{1/2} \right\} - 120} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (54)$$

e as expressões de ΔP_C , ΔP_{TUB2-3} , ΔP_{TUB4-1} são conhecidas como equação de Hagen-Poiseuille (BIRD, STEWART e LIGHTFOOT, 2004). Dividindo-se a Eq. (48) pela altura total, H e reorganizando-a como uma função de NUT_C , tem-se a forma normalizada (onde ν_0 = viscosidade do fluido à temperatura de referência):

$$H_f^* = NUT_C \left(\frac{\nu_C^*}{N_{F1} SG(\bar{T}_C)} + \frac{\nu_{TUB2-3}^*}{N_{F2} SG(\bar{T}_{TUB2-3})} + \frac{\nu_{TUB4-1}^*}{N_{F3} SG(\bar{T}_{TUB4-1})} \right) + NUT_C^2 \left(\frac{1}{N_{F4} [SG(\bar{T}_{TUB2-3})]^2} + \frac{1}{N_{F5} [SG(\bar{T}_{TUB4-1})]^2} \right) \quad (55)$$

$$H_f^* \equiv \frac{H_f}{H} \quad (56)$$

$$v^* \equiv \frac{v}{v^o} \quad (57)$$

$$N_{F1} \equiv \frac{gHn\pi}{128v^o} \left(\frac{D^4}{L} \right)_C \left(\frac{\rho C_p}{A_C F' U_L} \right) \quad (58)$$

$$N_{F2} \equiv \frac{gH\pi}{128v^o} \left(\frac{D^4}{L} \right)_{TUB2-3} \left(\frac{\rho C_p}{A_C F' U_L} \right) \quad (59)$$

$$N_{F3} \equiv \frac{gH\pi}{128v^o} \left(\frac{D^4}{L} \right)_{TUB4-1} \left(\frac{\rho C_p}{A_C F' U_L} \right) \quad (60)$$

$$N_{F4} \equiv \frac{gH\pi^2}{8} \left(\frac{D^4}{E} \right)_{TUB2-3,loc} \left(\frac{\rho C_p}{A_C F' U_L} \right)^2 \quad (61)$$

$$N_{F5} \equiv \frac{gH\pi^2}{8} \left(\frac{D^4}{E} \right)_{TUB4-1,loc} \left(\frac{\rho C_p}{A_C F' U_L} \right)^2 \quad (62)$$

Pode-se verificar que a magnitude dos parâmetros do lado direito da Eq. (55) representam as razões entre as quedas de pressão de referência no sistema com relação a pressão hidrostática ρgH . A equação do balanço da quantidade de movimento (Eq. (37)) na forma normalizada é encontrada, igualando-se as Eq. (40) e (55):

$$\begin{aligned} & \int_0^{H_1^*} [SG(T_{TUB4-1}^*) - SG(T^*)] dz_1^* + \int_0^{H_2^*} [SG(T_{TUB4-1}^*) - SG(T_{TUB2-3}^*)] dz_2^* + \\ & + \int_0^{H_T^*} [SG(\theta^*) - SG(T_{TUB2-3})] dz_3^* = NUT_C \left(\frac{v_C^*}{N_{F1} SG(\bar{T}_C)} + \frac{v_{TUB2-3}^*}{N_{F2} SG(\bar{T}_{TUB2-3})} + \right. \\ & \left. + \frac{v_{TUB4-1}^*}{N_{F3} SG(\bar{T}_{TUB4-1})} \right) + NUT_C^2 \left(\frac{1}{N_{F4} [SG(\bar{T}_{TUB2-3})]^2} + \frac{1}{N_{F5} [SG(\bar{T}_{TUB4-1})]^2} \right) \quad (63) \end{aligned}$$

Observa-se que a equação do balanço da quantidade de movimento normalizada é governada pelos parâmetros adimensionais H_1^* , H_2^* , H_T^* , N_{F1} , N_{F2} , N_{F3} , N_{F4} e N_{F5} que dependem apenas da configuração geométrica, portanto considerados como parâmetros característicos. O parâmetro H_1^* é a altura relativa do coletor solar. H_T^* é a altura relativa do reservatório. H_2^* é denominado desnível relativo do reservatório (HUANG, 1980). Além da altura do tanque, H_1^* , H_2^* e H_T^* dependem: 1) das dimensões do coletor e do seu posicionamento com relação à horizontal; 2) da localização dos equipamentos ao longo do circuito. Os parâmetros N_{F1} , N_{F2} , N_{F3} , N_{F4} e N_{F5} representam respectivamente a resistência ao escoamento no coletor solar, a resistência ao longo das tubulações à saída e à entrada do coletor solar e, finalmente, a resistência ao escoamento do fluido que ocorre devido às perdas localizadas (também denominadas, perdas singulares).

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diversos trabalhos teóricos sobre o desempenho dos aquecedores solares operando em circulação natural têm sido realizados. Entretanto, os estudos disponíveis na literatura, por um lado, são relativamente simplificados, envolvendo, em sua maioria, períodos curtos de simulação dos sistemas. Além disso, estes trabalhos não levam em consideração o perfil ou distribuição de demanda, bem como a avaliação das perdas térmicas nas tubulações. Nestes trabalhos, em geral, os trabalhos são realizados para tanques completamente misturados, ou seja, não se considera a estratificação térmica.

No entanto, a análise através de modelos físicos mais complexos se apresenta ainda extremamente dispendiosa, requerendo numerosos ensaios para se estabelecer uma predição do desempenho destes equipamentos. Assim, projetos de instalações de aquecimento de água são, em grande parte, desenvolvidos de forma empírica, devido à carência de informações quanto a configuração geométrica e condições operacionais adequadas.

Este trabalho teve por objetivo a análise de desempenho térmico de aquecedores solares de água operando em circulação natural, sendo desenvolvido um modelo matemático adimensional, baseado na metodologia de Huang (1980). Foram adicionados complementos a esta formulação original com a inclusão: do perfil/distribuição de demanda de água quente, da estratificação térmica e das perdas térmicas nas tubulações hidráulicas. A principal contribuição deste trabalho consiste no aperfeiçoamento da metodologia de modelagem térmica e hidrodinâmica de aquecedores solares. O modelamento matemático adimensional foi baseado na metodologia de Huang (1980), sendo adicionados complementos a esta formulação original, considerando-se a demanda de água quente, a estratificação térmica e as perdas térmicas nas tubulações hidráulicas. Assim, as equações governantes do comportamento térmico do aquecedor solar são dadas por: a) Balanço de Energia no Coletor Solar: Eq. (8); b) Balanço de Energia no Reservatório Térmico: Eq. (17); c) Balanço de Energia nas Tubulações Hidráulicas: Eq. (29) e (30); d) Balanço da Quantidade de Movimento - ASACN: Eq. (63). Para a análise do ASACF não é necessária a resolução da equação de balanço da quantidade de movimento, uma vez que se emprega uma bomba no circuito sendo que, portanto, a vazão mássica é uma variável conhecida. Os parâmetros adimensionais que caracterizam o comportamento térmico do aquecedor solar são dados por: F' , N_{T1} , N_{T2} , H_1^* , N_{TUB2-3} , N_{TUB4-1} , H_1^* , H_2^* , H_T^* , N_{F1} , N_{F2} , N_{F3} , N_{F4} e N_{F5} . A resolução do sistema de equações fornece o perfil de temperatura ao longo do circuito (e também NUT_C para o ASACN). Conhecidas estas grandezas, pode-se determinar o desempenho térmico do sistema em função da eficiência térmica instantânea e/ou média diária do coletor solar, como foi discutido no trabalho de Siqueira (2006). Deve-se destacar, ainda, que os números adimensionais N_{T1} , N_{TUB2-3} e N_{TUB4-1} representam parâmetros novos que foram desenvolvidos no presente trabalho.

Finamente, para continuação de trabalhos nesta linha de pesquisa, pode-se enumerar os seguintes procedimentos: 1) Avaliar os limites de operação por circulação natural, a partir dos quais torna-se necessária a utilização de dispositivos ativos de bombeamento; 2) Avaliar, do ponto de vista da caracterização da demanda, a recirculação necessária para renovação da água quente nas colunas e ramais de grandes edificações; 3) Estudar a influência da distribuição do escoamento (não-uniformidade) nos tubos do(s) coletor(es); 4) Estabelecer uma análise exergética dos sistemas; e 5) Avaliar alternativas geométricas (sistemas integrados, coletores concentradores, etc.).

Agradecimentos

O autor agradece o apoio do Departamento de Química da Universidade Federal de Viçosa (UFV) pelo apoio e incentivo para a publicação dos trabalhos desenvolvidos e aos discentes bolsistas e voluntários que dedicaram uma parcela de seu tempo, na melhoria deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- Belessiotis, V.; Mathioulakis, E., 2002. Analytical approach of thermosyphon solar domestic hot water system performance. *Solar Energy*, Volume 72, Issue 4, April, Pages 307-315.
- Bird, R. B.; Stewart, W. E.; Lightfoot, E. N. 2004. Fenômenos de transporte, 2ª ed., Rio de Janeiro: LTC.
- Borges, E.N.M. 1992. Análise Exergética de Instalações Solares para Aquecimento de Água. Belo Horizonte: DEMEC/EEUFMG (Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica).
- Calise, F.; Dentice d'Accadia, M.; Palombo, A. 2010. Transient analysis and energy optimization of solar heating and cooling systems in various configurations. *Solar Energy*, Volume 84, Issue 3, March, Pages 432-449.
- Chang, J. M.; Leu, J.S.; Shen, M.C.; Huang, B.J. 2004. A proposed modified efficiency for thermosyphon solar heating systems. *Solar Energy*, Volume 76, Issue 6, Pages 693-701.
- Close, D.J., 1962. The performance of solar water heaters with natural circulation, *Solar Energy*, Vol. 6, 33.
- Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*, Wiley Interscience Publication.
- Géczy-Víg, P.; Farkas, I., 2010. Neural network modelling of thermal stratification in a solar DHW storage. *Solar Energy*, Volume 84, Issue 5, May, Pages 801-806.
- Jaluria, Y., Gupta, S.K., 1982. Decay of thermal stratification in a water body for solar energy storage, *Solar Energy*, Vol. 28, 137-143.
- Haller, M.Y.; Cruickshank, C.A.; Streicher, W.; Harrison, S.J.; Andersen, E.; Furbo, S. 2009. Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes – Review and theoretical comparison. *Solar Energy*, Volume 83, Issue 10, October 2009, Pages 1847-1860.
- Hobson, P.A., Norton, B., 1989. A design monogram for direct thermosyphon solar-energy water heaters, *Solar Energy*, Vol. 43, 85-95.
- Huang, B.J., 1980. Similarity theory of solar water heater with natural circulation, *Solar Energy*, Vol. 25, 105-116.
- Huang, B.J., Hsieh, C.T., 1985. A simulation method for solar thermosyphon collector, *Solar Energy*, Vol. 35, 31-43.
- Kalogirou, S.; Lalot, S.; Florides, G.; Desmet, B., 2008. Development of a neural network-based fault diagnostic system for solar thermal applications *Solar Energy*, Volume 82, Issue 2, February, Pages 164-172.
- Kishor, N.; Das, M.K.; Narain, A.; Ranjan, V.P., 2010. Fuzzy model representation of thermosyphon solar water heating system. *Solar Energy*, Volume 84, Issue 6, June, Pages 948-955.
- Kleinbach, E.M., Beckman, W.A., Klein, S.A., 1993. Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks, *Solar Energy*, Vol. 50, 155-166.
- Kreith, F., Kreider, J.F. 1978. *Principles of Solar Engineering*, Mc Graw-Hill.
- Malkin, M.P., Klein, S.A., Duffie, J.A., 1986. A design method for thermosyphon solar-domestic hot water systems. In

- Solar Engineering-1986, Proceedings of the ASME Solar Energy Conference, Anaheim, CA.
- Mertol, A., Place, W., Webster, T., Greif, R., 1981. Detailed loop model (DLM) analysis of liquid solar thermosyphons with heat exchangers, *Solar Energy*, Vol. 27, 367-386.
- Misra, R.S., 1994. Thermal stratification with thermosyphon effects in solar water heating systems, *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 35, 193-203, 1994.
- Morrison, G.L., Sapsford, C.M., 1983. Long-term performance of thermosyphon solar water-heaters, *Solar Energy*, Vol. 30, 341-350.
- Morrison, G.L., Tran, H.N., 1984. Simulation of the long term performance of thermosyphon solar water heaters, *Solar Energy*, Vol. 33, 515-526.
- Norton, B., 1992. *Solar Energy Thermal Technology*, Springer Verlag.
- Ong, K.S., 1974. A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater, *Solar Energy*, Vol. 16, 137-147.
- Ong, K.S., 1976. An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater, *Solar Energy*, Vol. 18, 183-191.
- Pereira, O.S., 1995. CRESESB Informe, CEPEL, RJ, Brasil, n.1, Setembro.
- Riddle, D.E., 1985. Modelling the transient performance of natural circulation solar hot water systems, *Num. Meth. Problems*, Vol. 4, 1029-1039.
- Salvadoretti, J.L., Krenzinger, A., 1995. Comparação entre duas abordagens para distribuição da água quente em reservatórios na simulação de sistemas solares. COBEM-CIDIM/95, Belo Horizonte, dezembro.
- Shitzer, A., Kalmanoviz, D., Zvirin, Y., Grossman, G., 1979. Experiments with a flat-plate solar water heating system in thermosyphonic flow, *Solar Energy*, Vol. 22, 27-35.
- Siqueira, A.M.O. Parâmetros característicos do desempenho de aquecedores solares de água operando por circulação natural. In: IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2006, Recife-PE. Anais do IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2006.
- Song, Z.P., Zhang, H.J., 1982. Prediction of system performance of solar water heaters for specified locality, *Solar Energy*, Vol. 28, 433-441.
- Uhlemann, R., Bansal, N.K., 1985. Side-by-side comparison of a pressurized and a nonpressurized solar water heating thermosyphon system, *Solar Energy*, Vol. 34, 317-328.
- Young, M.F., 1980. Solar domestic hot water systems: a comparative study and storage tank investigation. PhD Thesis, University of California, Davis, CA.

SIMILARITY THEORY OF SOLAR WATER HEATER

Abstract. *The thermosyphon solar water heater is a self-regulating system, free of mechanical controls, basically consisting of an array of solar collectors, storage tank and hydraulic lines for connection. This type of system does not use the pump to the circulation of working fluid, and which is also called a system with natural circulation. It is possible to predict the system performance of solar water heaters from the extrapolation of physical data on a smaller scale or simulation data of a mathematical analog. As the analysis of a physical model is generally more difficult and costly to design a new system is based almost always on the prediction of performance through a mathematical model of empirical relationships obtained from experimental data on solar water heating under specified conditions, which allows the estimation of system performance on a computer, for conditions arbitrarily defined. In order to permit greater generalization and knowledge of this system, this paper presents a dimensionless analysis of thermal performance of solar water heaters operating in natural circulation and forced circulation. The analysis in this study identifies the dimensionless numbers representing the phenomena associated with geometric and operational aspects of solar water heaters on their performance. Restrictions such as the positioning of the thermal storage tank, the number of connections along the pipes, demand profiles, positioning of auxiliary heaters and variability of climatic conditions, among others, are some of the variables that should be taken into account in the design of these systems. The correct definition may lead to considerable savings in system costs of solar water heating as well as a better understanding of the operation.*

Key words: Solar Energy, Solar Energy, Solar Heater, Natural Circulation, Thermosyphon Solar Water Heater, Similarity Theory.