

MODELAGEM DINÂMICA DE UM SISTEMA SOLAR TERMOSSIFÃO USANDO COLETORES ATMOSFÉRICOS DE PLÁSTICO

Doris Amelia Julio Jurado

Universidade Federal de Uberlândia, Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos, Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Bloco 1M , dorisjulio@mecanica.ufu.br

Oscar Saúl Hernández Mendoza

Universidade Federal de Uberlândia, Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos, oscarhm@mecanica.ufu.br

José Antonio Tumialán Borja

Universidade Federal de Uberlândia, Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos, jtumialan@mecanica.ufu.br

Resumo: Este trabalho apresenta o modelo dinâmico de um sistema solar de aquecimento de água do tipo termossifão, composto de coletores solares de PVC ($2m^2$) e armazenador vertical de polipropileno (120 l). Este sistema é uma alternativa econômica devido à sua simplicidade e o uso de materiais hidráulicos convencionais na sua construção. A modelagem será validada com resultados experimentais, obtidos na cidade de Uberlândia nos meses de agosto e setembro de 2003. O registro das temperaturas foi feito em cinco níveis do reservatório, na entrada e saída da placa coletora; também foram registradas as condições climáticas: temperatura ambiente e radiação solar incidente no plano do coletor. O objetivo final é encontrar a relação ótima entre a área e a capacidade do armazenador para qualquer lugar do Brasil.

Palavras-chave: Termossifão Solar, Sistema Solar, Modelagem

1. INTRODUÇÃO

Segundo informações da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA, 2000), existiam até 2000 cerca de **250.000** coletores solares residenciais instalados no Brasil, o que correspondia a somente **0,6%** dos cerca de **40 milhões** de domicílios brasileiros.

Um dos principais entraves à difusão da tecnologia de aquecimento solar de água é o custo de aquisição dos equipamentos, particularmente para residências de baixa renda. Segundo a ABRAVA, (Boletim Enfoque, 2000) o preço de um coletor solar adequado a uma residência de baixa renda custa atualmente cerca de **R\$ 550,00**, ao passo que o preço de um chuveiro elétrico convencional é da ordem de **R\$ 15,00**. Para as concessionárias, porém, estima-se um custo de fornecimento de energia cerca de 100 vezes maior.

O Brasil demonstra um grande potencial para o aquecimento solar (Villa Nova N. A. e Salati E., Tiba C., Fraidenraich N. e outros, 2002, Colle, S., Pereira, E. B., 1998), e sua utilização em larga escala representará benefício para diversos setores da sociedade, sem falar nas vantagens refletidas para o meio-ambiente.

O sistema de aquecimento de água do tipo termosifão é uma alternativa econômica devido à sua simplicidade. Sua eficiência é satisfatória para aplicações domésticas e tem a vantagem da ausência de partes moveis (bomba) evitando gastos de manutenção.

O uso de coletores plásticos aumenta a economia do sistema graças ao baixo custo destes materiais quando comparado com os materiais utilizados nos coletores convencionais: vidro, cobre, alumínio.

Os resultados permitirão avaliar as potencialidades deste tipo de sistema quando utilizado em conjuntos habitacionais de baixa renda.

2. EXPERIMENTOS: MEDAÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO

Foi realizada a avaliação experimental de um sistema solar composto de duas placas coletoras de PVC ($2m^2$) isoladas com isopor, acopladas a um sistema de armazenagem de plástico, isolado com retalhos de isopor. Foram usados cinco termopares tipo T (cobre - constantan) no armazenador em posições diferentes para observar a estratificação. Inseriram-se termopares também na entrada e saída do coletor e outro para medir a temperatura ambiente. A radiação solar incidente foi registrada com uma fotocélula montada no plano do coletor.

O sistema operou por convecção natural. A placa foi orientada ao norte e o ângulo de inclinação de 40° com a horizontal durante o mês de Agosto e de 30° no mês de setembro (ângulos recomendados para a latitude de Uberlândia por Fedrizzi, 2000). A Figura (1) apresenta esquematicamente os pontos de medição. As experiências foram realizadas em dias claros, sem nuvens.

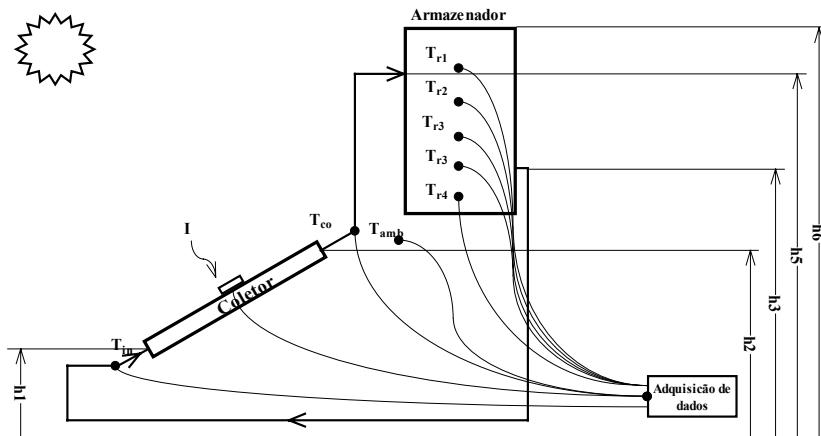


Figura 1. Diagrama esquemático do sistema de aquecimento e pontos de medição

3. MODELO DO SISTEMA

A seguir apresentamos separadamente os balanços e considerações feitas para a modelagem dos principais componentes do sistema (placa coletora e armazenador) e para o cálculo da taxa mássica do termossifão.

3.1 Modelo da placa coletora

Considera-se a placa coletora da Fig. (2), onde a temperatura de entrada no coletor é T_{in} , a temperatura de saída T_{co} , a área superficial $A_{c,p}$, a taxa mássica \dot{m} e as perdas de calor para o ambiente U_L . Tem-se os seguintes parâmetros físicos de entrada: radiação solar direta no plano do coletor (I_t), velocidade do vento (V) e temperatura ambiente (T_{amb}). Foi construído um modelo matemático que descreve a temperatura T_{co} como função de T_{in} , \dot{m} , I_t e U_L .

Para facilitar a análise foram feitas as seguintes considerações (como Hernández O., 1982):

A placa absorvedora e o isolamento na base do absorvedor estão à mesma temperatura T_p .

A placa não tem gradientes de temperatura na direção do fluxo, nem no sentido transversal do fluxo: $T_p = f(t)$

A temperatura do fluido na placa muda só ao longo do comprimento do coletor: $T_f = f(x)$

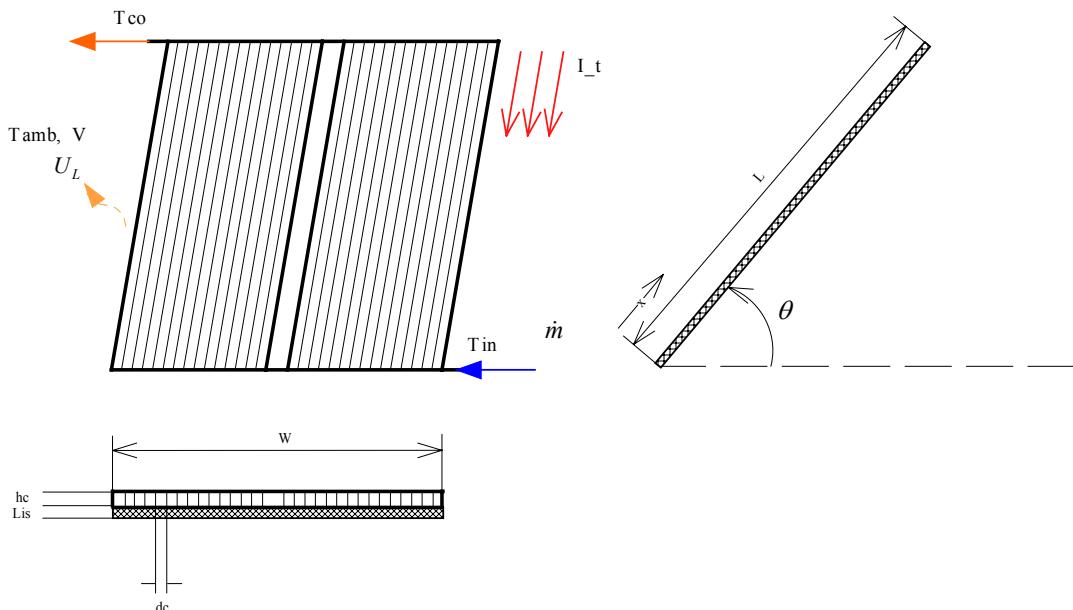


Figura 2. Esquema das placas coletoras

3.1.1. Balanço de energia na placa

O volume de controle empregado na análise é mostrado na Fig (3). No modelo desprezam-se as perdas de calor nas laterais da placa.

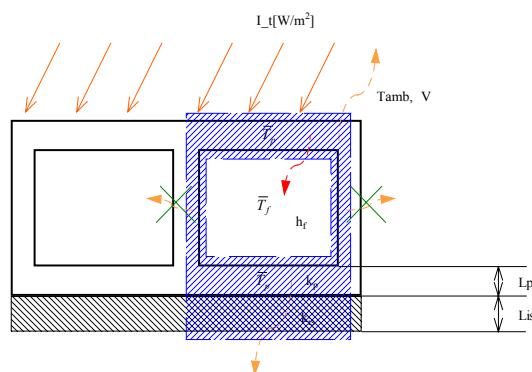


Figura 3. Volume de controle ilustrando as transferências de calor

Do balanço de energia (1^a lei da termodinâmica):

$$(mCp)_{p,is} \frac{dT_p}{dt} = A_{c_p} I_t + A_{c_p} U_L (T_{amb} - \bar{T}_p) + A_{s_p} \bar{h}_f [\bar{T}_p - \bar{T}_f] \quad (1)$$

Onde as Eq. (2 – 5) definem os principais termos:

Perdas pelo fundo:

$$Ub = \frac{1}{\frac{Lis}{kis} + \frac{Lp}{kp}} \quad (2)$$

Coeficiente de transferência de calor por convecção devido à velocidade do vento (Cristofari, 2002):

$$hv = 7 + 2,1*V \quad (3)$$

Perdas pelo topo da placa:

$$Ut = \frac{1}{\frac{1}{hv} + \frac{1}{hr}} \quad (4)$$

Perdas totais:

$$U_L = Ub + Ut \quad (5)$$

3.1.2. Balanço de energia do fluido

$$(\dot{m}C)_f \frac{dT_f}{dx} = \bar{h}_f * P(\bar{T}_p - T_f) \quad (6)$$

$$\bar{T}_f = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(x) dx \quad (7)$$

Onde as Equações (8) e (9) mostram os termos perímetro molhado e área molhada, respectivamente:

$$P = 2 * (dc + hc) * nc \quad (8)$$

$$A_{s,p} = P * L \quad (9)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção h_f é calculado pela correlação de Azevedo e Sparrou (Incropera, 1998) para canais inclinados com ângulos no intervalo $0 \leq \theta \leq 45^\circ$ que determina o número de Nusselt, N_u , Equações (10 - 13); onde S é a separação entre placas:

$$\bar{h}_f = \frac{\bar{N}_u k}{L_c} \quad (10)$$

$$\bar{N}_u = 0,645 \left[R_a \left(\frac{S}{L_c} \right) \right]^{1/4} \quad (11)$$

$$R_a = g\beta(T_p - T_f) \frac{S^3}{\alpha v} \quad (12)$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_{pw}} \quad (13)$$

Baseado nas considerações admitidas, as equações diferenciais (1) e (6), resultantes dos balanços de energia da placa e do fluido são resolvidas analiticamente e em forma independente, pois considera-se que toda a inércia térmica está sendo controlada pelo conjunto placa-isolamento.

3.2. Modelo do reservatório

A água do tanque pode operar com graus significativos de estratificação com água mais quente no topo que no fundo. O comportamento da temperatura é modelado dividindo o reservatório em i seções com balanços de energia escritos para cada seção do tanque.

Adotou-se o modelo de estratificação parcial (Duffie & Beckman, 1980), que considera cada seção a uma temperatura uniforme como mostra a Fig.(4).

Conhecida a temperatura de saída da água do coletor, T_{co} , assim como as temperaturas iniciais de cada camada $T_{r,i}$ é possível utilizar um método numérico para a solução simultânea das equações diferenciais resultantes do balanço de energia em cada camada.

Primeiramente são calculadas funções de controle F_i e F_l que determinam a camada em que se posiciona o fluido entrando no reservatório.

A função de controle F_i , Eq. (14) determina qual nó recebe a água que chega do coletor

$$F_i = \begin{cases} 1 & \text{se } i = 1 \text{ e } T_{co} > T_{r,i} \\ 1 & \text{se } T_{r,i-1} > T_{co} > T_{r,i} \\ 0 & \text{se } i = 0 \text{ ou } i = N + i \\ 0 & \text{outros casos} \end{cases} \quad (14)$$

O líquido de recarga pode ser controlado por uma função similar F_{il} , Eq. (15):

$$F_{il} = \begin{cases} 1 & \text{se } I = N \text{ e } T_l < T_{r,N} \\ 1 & \text{se } T_{s,i-1} \geq T_l > T_{r,i} \\ 0 & \text{se } I = 0 \text{ ou } I = N + 1 \\ 0 & \text{outro caso} \end{cases} \quad (15)$$

O fluxo líquido entre os nós pode ser acima ou abaixo dependendo das magnitudes do coletor e da taxa mássica e dos valores das funções de controle em qualquer instante particular. É conveniente definir uma taxa misturada $\dot{m}_{m,i}$, Eq. (16) que representa o fluxo líquido no nó i do nó $i-1$, excluindo os efeitos do fluxo, se há, diretamente dentro do nó desde a recarga:

$$\begin{cases} \dot{m}_{m,1} = 0 \\ \dot{m}_{m,i} = \dot{m} \sum_{j=1}^{i-1} F_j - \dot{m}_l \sum_{j=i+1}^N F_j \\ \dot{m}_{m,N+1} = 0 \end{cases} \quad (16)$$

Com as funções de controle definidas, o balanço de energia no nó i pode-se expressar como:

$$(mCp)_i \frac{dT_{r,i}}{dt} = U_s (T_a - T_{r,i}) + F_i \dot{m} Cp_i (T_{co} - T_{r,i}) + F_{li} \dot{m}_l Cp_i (T_l - T_{r,i}) + \begin{cases} \dot{m}_{m,i} C_i (T_{r,i-1} - T_{r,i}) & \text{se } \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1} C_i (T_{r,i} - T_{r,i+1}) & \text{se } \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases} \quad (17)$$

onde o termo $U_s (T_a - T_{s,i})$ tem sido adicionado para tomar em conta as perdas de calor para o ambiente à temperatura T_{amb} .

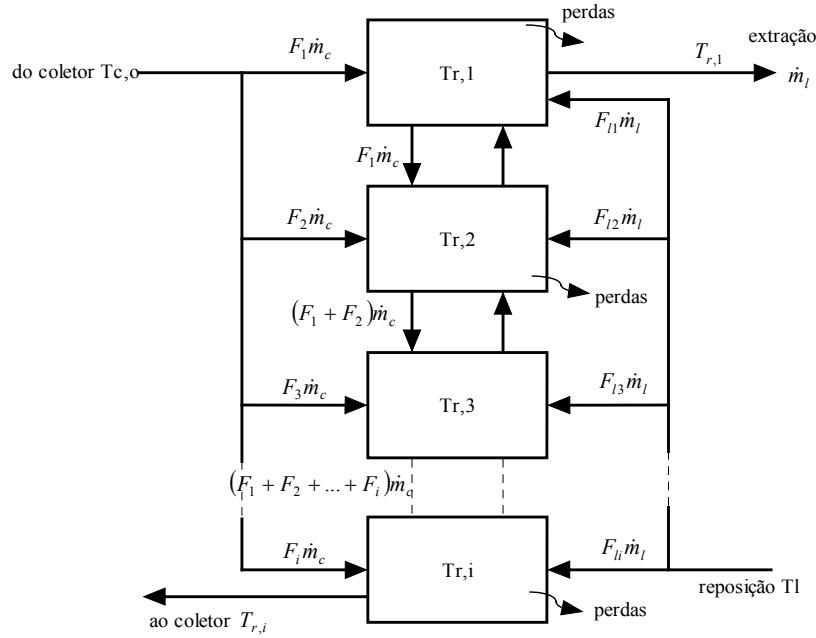


Figura 4. Estratificação do líquido no reservatório

Este modelo está baseado na seguinte suposição: a transferência condutiva do difusor é desprezada comparada com a troca térmica do fluxo misturado.

3.3. Modelo de taxa mássica

A circulação nos sistemas passivos de aquecimento solar ocorre quando o coletor aquece a água o suficiente para estabelecer uma diferença de densidades entre o ramal incluindo o coletor, e o ramal incluindo o tanque e os tubos conectores que alimentam o coletor. A diferença de densidades produz uma diferença de pressão que conduz o fluxo ao longo do circuito.

A diferença de densidades é função da diferença de temperaturas, e assim, a taxa mássica é função da diferença de temperaturas. Por isso considera-se um sistema auto-ajustável.

O sistema é analisado dividindo o circuito termossifão em um número de segmentos normal à direção do escoamento e aplicando a equação de Bernoulli para fluxo incompressível em cada segmento (Morrison, G. L. e Ranatunga, D.B.J., 1980). Para um nó qualquer i , de fluido obtém-se uma expressão para a perda de pressão, Eq. (18):

$$\Delta P_i = \rho_i g \Delta h_i + \rho_i g h_{L_i} \quad (18)$$

No equilíbrio, a soma das pressões no circuito é zero:

$$\sum_{i=1}^n \rho_i g \Delta h_i + \sum_{i=1}^n g h_{L_i} = 0 \quad (19)$$

O modelo termossifão envolve a solução numérica para o fluxo mássico que satisfaz a Eq. (19).

Uma vez conhecidas as temperaturas de entrada e saída do coletor e a distribuição de temperaturas no reservatório, a altura manométrica devida ao termossifão (THHEAD) pode ser calculada baseando-se nas posições relativas do tanque e do coletor (Malkin, 1985), Eq. (20):

$$THHEAD = \frac{1}{2} * (S_i - S_o) * \left[2 * (h3 - h1) - (h2 - h1) - \frac{(h3 - h5)^2}{(h6 - h5)} \right] \quad (20)$$

Onde S_i e S_o são as gravidades específicas do fluido na entrada e na saída do coletor, respectivamente e as posições $h1-h6$ são mostradas na Fig. (1).

A taxa mássica é obtida através do balanço das forças de empuxo do termossifão, com as perdas por atrito no circuito (canais do coletor, tubos conectores, acessórios). Para cada componente deste circuito é usada a equação de perdas, Eq. (21):

$$hf = \frac{f l u^2}{2 g d} + \sum \frac{k u^2}{2 g} \quad (21)$$

Onde l é o comprimento do tubo, u a velocidade média do fluido, g a constante de gravidade e d o diâmetro. O fator de atrito $f = 64/Re$ para fluxo laminar em tubos onde o número de Reynolds $Re > 2000$ e $f = 0,032$ para fluxo turbulento onde $Re > 2000$. O termo $\sum \frac{k u^2}{2 g}$ corresponde às perdas menores associadas com cotovelos, reduções e outras restrições nas tubulações.

4. ANALISE DA SIMULAÇÃO

Supondo uma taxa mássica e tendo como parâmetros físicos de entrada a radiação solar direta no plano do coletor (I_t), velocidade do vento (V), temperatura ambiente (T_{amb}), determinamos o perfil de temperaturas no sistema. Admitiu-se que a temperatura de entrada no reservatório seja igual à temperatura de saída do coletor. A pressão manométrica devida à diferença de densidades é calculada através do perfil de temperaturas. A diferença entre as perdas de pressão e a pressão de termossifão é avaliada para a taxa mássica adotada. Um processo iterativo é realizado até que a Equação (19) seja satisfeita.

Para validação dos modelos foram usados os dados reais adquiridos no protótipo em 08 de agosto de 2003, das 9 horas (quando começa a circular a água por convecção natural) às 13 horas, sem extrações.

A Figura (5) mostra a comparação dos dados experimentais com os dados obtidos na simulação, para a temperatura da água na saída do coletor em função do tempo. Na figura (5a) o perfil de temperatura no tempo apresenta um erro máximo de 19%, devido a um atraso na resposta do modelo no inicio da simulação. Na figura (5b) apresenta-se o perfil temperatura depois da correção onde um erro relativo máximo é de 4%

A Figura (6) apresenta os dados registrados no reservatório, enquanto a Fig. (7) mostra os perfis de temperatura simulados no reservatório para 6 camadas. Ainda o comportamento seja diferente, devido às considerações do modelo, a energia acumulada calculada no reservatório no final da simulação está perto da real e o erro calculado é de 2%.

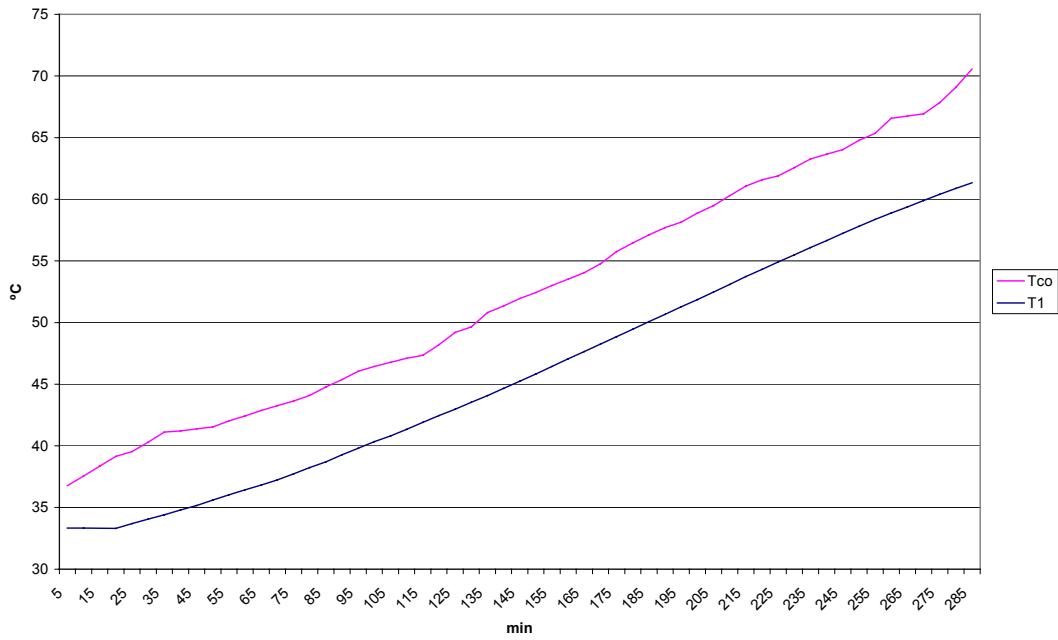


Figura 5a. Comparação entre a temperatura de saída da placa real e simulada.

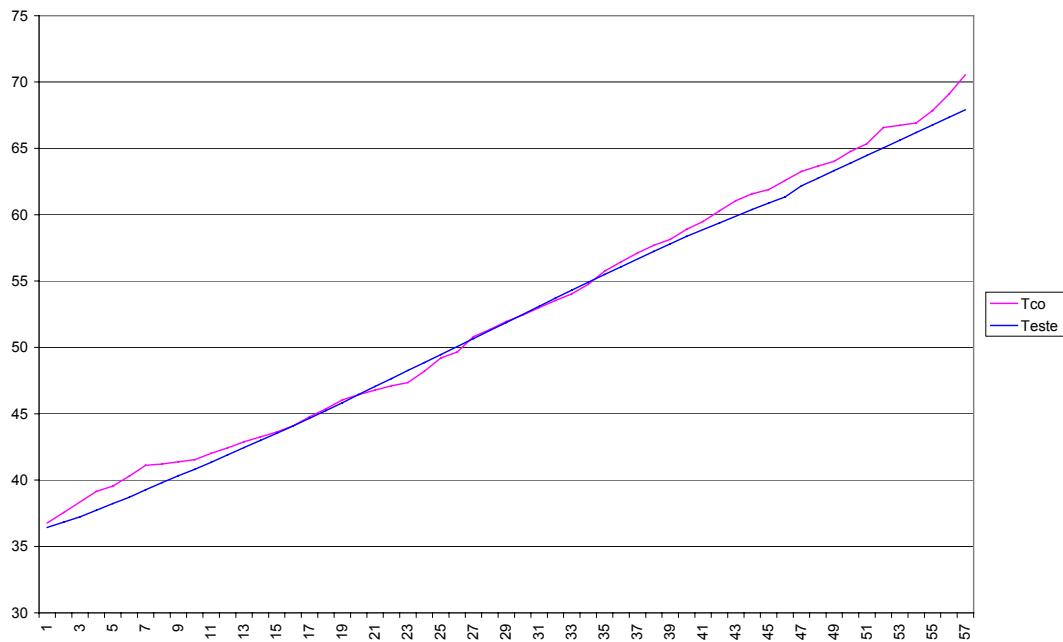


Figura 5b. Comparação temperatura de saída da placa real e simulada com correção de tempo.

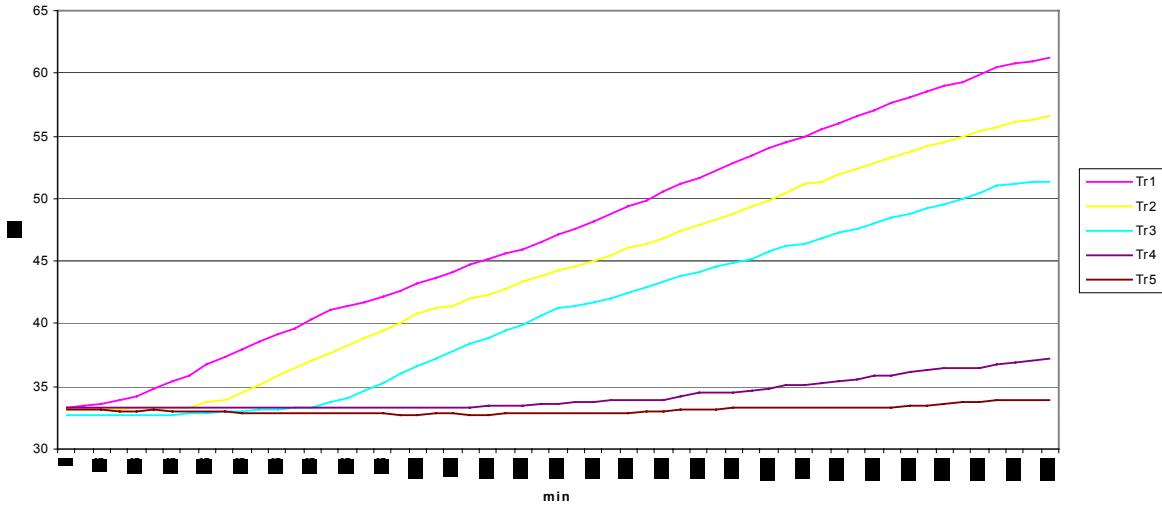


Figura 6. Temperaturas medidas no reservatório

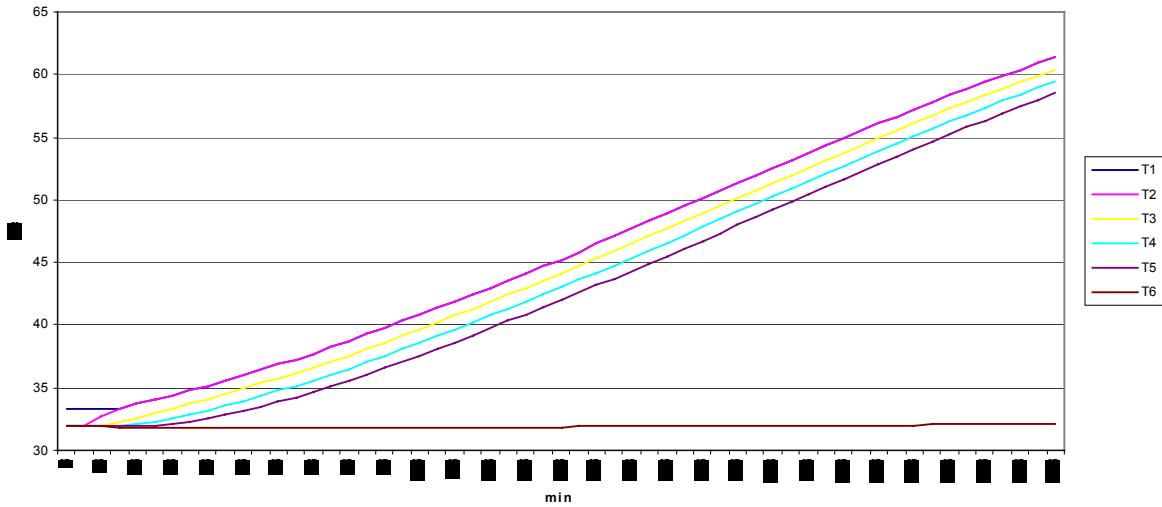


Figura 7. Temperaturas simuladas no reservatório

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta o modelo dinâmico de um sistema termossifão com coletor solar de PVC e reservatório de polipropileno. Conseguiu-se modelar o sistema com simplicidade através dos balanços de energia para diferentes volumes de controle. Para a validação do modelo foram coletados dados experimentais de um protótipo do sistema. Observou-se uma concordância qualitativa entre os resultados experimentais e simulados, porém a concordância quantitativa será obtida através de análise de sensibilidade das variáveis utilizadas dentro das equações (1), (2) e (3) e posterior ajuste de parâmetros.

Como etapa subseqüente do trabalho será possível a otimização do desenho do sistema de aquecimento solar, através da relação área coletora - volume do reservatório, acorde às necessidades de consumo.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer à CAPES que proporciona o suporte financeiro para essa pesquisa.

7. REFERÊNCIAS

- ANEEL - AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, *Atlas de Energia Elétrica do Brasil*, 2003
- Aonde Vamos. Boletim Enfoque. EDIÇÃO N.º 009 - Julho 2000
- Colle, S., Pereira, E. B., 1998, "Atlas de Irradiação Solar do Brasil: 1a. Versão para irradiação global derivada de satélite e validada na superfície", INMET/LABSOLAR
- Cristofari C, Notton G, Poggi P, Luche A., 2002, "Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector", *Solar Energy* Vol 72 No. 2
- Duffie J, Beckman W, 1972, "Solar Energy Thermal Processes". Ed Wiley-Interscience
- Fedrizzi, M. C., 1997, "Fornecimento de Água Com Sistemas e Bombeamento Fotovoltaicos", Dissertação de Mestrado, USP
- Hernández O., 1982 "Características Dinâmicas de um Sistema de Aquecimento de Água e Geração de Vapor utilizando Energia Solar" Tese de Doutorado, UNICAMP.
- Incropora, F., DeWitt, D., 1998, "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa" 4^a Ed., LTC Editora, Rio de Janeiro.
- Morrison, G.L., e Ranatunga, D. B. J., 1980, "Thermosyphon Circulation in Solar Collectors", *Solar Energy* Vol 24 Num 191.
- Ministério de Minas e Energia, Departamento Nacional de Políticas Energéticas – DNPE, Coordenação Geral de Informações Energéticas – CGIE, 1999, "BALANÇO ENERGÉTICO BRASILEIRO"
- Tiba C., Fraidenraich N. e outros, 2002, "Solar Energy Resource Assessment-Brazil", *Renewable Energy* Vol 27, pp 383 – 400.
- Villa Nova N. A. e Salati E., "Radiação solar no Brasil". USPWoelz, A. T. and Contini, J.A.. "Aquecedor Solar de Baixo Custo – ASBC Consumo de Energia Renovável em Aquecimento de Água. Uma Contribuição ao Desenvolvimento Sustentável" Sunpower Engenharia Centro Incubador de Empresas Tecnológicas

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

DYNAMIC MODELING OF A THERMOSYPHON SOLAR SYSTEM USING ATMOSPHERIC PLASTIC COLLECTOR

TR42008

Abstract: This work presents the dynamic model of a thermosyphon solar system consisting of two PVC flat plate collectors of 2 m² of area and 120 l polypropylene storage tank; being an economical alternative, due to its simplicity and because of conventional hydraulic material was used on the module construction. Modelling will be validated with experimental data, obtained from august to september 2003 in Uberlandia. Temperatures were recorded in five reservoir levels, at collectors entrance and output, as well as weather conditions like solar irradiation on collector plate and environmental temperature. The preliminary studies presented show this systems potentiality when used as domestic heating system in low-income habitational groups.

Keywords: thermosyphon, solar water heating system, modelling