



MODELAGEM ANALÍTICA DE GERAÇÃO SOLAR TÉRMICA DE ELETRICIDADE, COM CONCENTRADORES PARABÓLICOS DE FOCO LINEAR.

M.M. Rolim¹, N. Fraidenraich², C. Tiba³.

Grupo de Pesquisas em Fontes Alternativas de Energia (FAE) – Departamento de Energia Nuclear (DEN) – Universidade Federal de Pernambuco - UFPE

Av. Prof. Luiz Freire, 1000, 50740-540, Recife (PE), Brasil

Fone/Fax: +55 81 2126-8252 / 2126-8250

mrolim@hotmail.com¹, nf@ufpe.br², chiguera.tiba@pesquisador.cnpq.br³

Resumo. Foi desenvolvido um modelo analítico de um sistema solar térmico de geração de eletricidade, com concentradores parabólicos de foco linear. O modelo permite simular, realizar análises de sensibilidade e otimizar o desempenho do sistema. A troca de calor entre o absorvedor do coletor solar e o fluido térmico, ao longo do tubo absorvedor, é estudada levando em consideração a não linearidade das perdas do coletor, bem como sua dependência da temperatura local do absorvedor. O acoplamento entre o coletor e o ciclo termodinâmico está materializado por três trocadores de calor, onde se processa a evolução do fluido térmico e da água em vapor superaquecido. O fluido termodinâmico (vapor-água) descreve um ciclo de Carnot, no qual os processos irreversíveis estão representados pelas trocas externas de calor. A solução analítica desenvolvida reúne simplicidade e precisão, sendo uma alternativa atrativa às soluções semi-empíricas utilizadas atualmente. A semelhança dos resultados obtidos a partir do modelo apresentado neste trabalho com os valores experimentais de literatura é altamente satisfatória.

Palavras-chave: concentradores de foco linear, conversão solar, produção de energia elétrica, modelagem e simulação.

1. INTRODUÇÃO

Os coletores parabólicos de foco linear, associados a grupos conversores de energia térmica em elétrica, constituem a tecnologia solar de geração de eletricidade mais experimentada mundialmente. Isto se deve, principalmente, às nove grandes plantas de geração solar, em escala comercial, que estão em funcionamento no Deserto de Mojave, na Califórnia, a primeira das quais opera desde 1984.

Existem muitos modelos que permitem simular o comportamento da central solar térmica. Os aspectos considerados são o processo de conversão de energia solar em energia térmica, os processos de troca de calor, produção de vapor e conversão de energia térmica em energia elétrica.

Para analisar a conversão da energia solar absorvida em energia térmica útil Fraidenraich et al. (1997) citam três procedimentos usuais: 1) Aproximação do coeficiente de perdas U como constante ao longo do absorvedor (Hottel; Whillier, 1958; Bliss, 1959); 2) Utilização de modelo analítico (Cooper; Dunkle, 1981) e 3) Solução numérica das equações diferenciais que governam o balanço de energia. Segundo esses autores, a aproximação do primeiro procedimento não é adequada quando: a) São necessárias temperaturas elevadas para geração de vapor, em cujo caso a contribuição dominante na taxa de perdas térmicas em relação à temperatura é o termo quadrático mais do que o termo linear e b) Quando a taxa de perdas é significativa em relação ao ganho ótico. No segundo procedimento, a dependência das perdas é dada em relação à temperatura do fluido, mais que em relação à temperatura do absorvedor, deixando de lado importantes características físicas do problema. Este modelo, ainda segundo Fraidenraich et al. (1997), foi desenvolvido para estimar a potência útil integrada ao longo do absorvedor, e não o perfil dependente da posição. Com relação ao terceiro procedimento, as soluções numéricas são trabalhosas e de custo computacional alto, especialmente para simulação de períodos longos.

No processo de conversão de radiação solar em energia térmica, que ocorre ao longo dos coletores parabólicos lineares, a função de perdas térmicas, do coletor para o ambiente, pode ser expressa por um polinômio de segundo grau. Conseqüentemente o coeficiente de perdas não é constante ao longo do absorvedor.

Visando eliminar os erros inerentes às aproximações anteriores, Fraidenraich et al. (1997) demonstraram que os perfis de temperatura do absorvedor, temperatura do fluido e potência útil ao longo do coletor de foco linear, podem ser resolvidos analiticamente, mesmo com o coeficiente de perdas não constante, dentro da faixa de temperaturas de operação.

Neste trabalho, o processo de conversão de energia térmica em vapor, ciclo Rankine, é representado por meio de um ciclo termodinâmico endorreversível. Ao mesmo tempo em que o processo de conversão é representado por meio de um ciclo reversível, o método utilizado leva em conta a irreversibilidade introduzida pelo processo de troca de calor entre a fonte quente e o fluido termodinâmico, com diferença de temperatura finita. A mesma consideração é válida para a região do condensador do ciclo térmico, onde se processa a troca de calor entre o vapor que sai da turbina e a água de refrigeração.

2. MODELAGEM DA CENTRAL

O modelo de central solar térmica está composto por: a) Campo de coletores; b) Conjunto de trocadores de calor e c) Bloco de conversão de energia térmica em elétrica (turbo-geradores).

A modelagem considera o cálculo da energia útil produzida pelo campo de coletores e seu acoplamento com o bloco de conversão (turbo geradores), através dos trocadores de calor. Isto está representado esquematicamente no diagrama de blocos da figura 1.

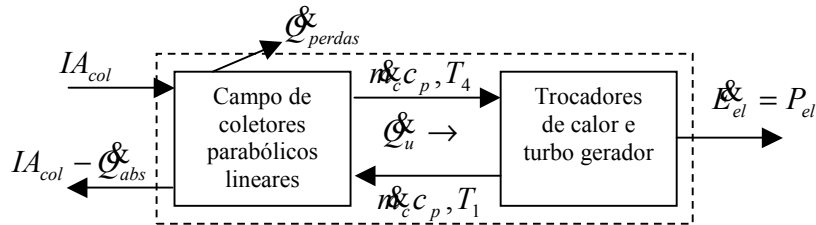


Figura 1 – Modelo simplificado de uma central solar térmica com coletores parabólicos

Na figura (1), (I) é a irradiância direta instantânea incidente perpendicular ao plano da abertura, (A_{col}) a área de abertura de coletor, (\mathcal{Q}_{perdas}) a potência de perdas de calor da superfície absorvedora, (\mathcal{Q}_u) a potência térmica útil fornecida ao fluido de trabalho, (\mathcal{Q}_{abs}) a potência coletada e absorvida pelos absorvedores e (P_{el}) a potência elétrica total fornecida pela central. A diferença ($IA_{col} - \mathcal{Q}_{abs}$) corresponde às perdas óticas, ($n_c c_p$) é a vazão mássica no coletor, (c_p) o calor específico à pressão constante do fluido de trabalho do coletor, (T_1) a temperatura do fluido na entrada e (T_4) na saída do coletor (saída e entrada do trocador de calor respectivamente).

A conversão de energia solar em energia térmica na região do absorvedor é analisada de acordo com o modelo proposto por Fraidenraich et al. (1997).

2.1 Coeficiente de perdas

Resultados experimentais (Dudley et al, 1994) permitem obter uma excelente aproximação das perdas nos coletores de foco linear, na faixa de operação, representada por:

$$\mathcal{Q}_{perdas}^o = U_0 \Delta T + U_1 (\Delta T)^2 \quad (1)$$

onde (\mathcal{Q}_{perdas}^o) é a potência de perdas de calor por unidade de área do absorvedor, ($\Delta T = T_{abs} - T_{amb}$) a diferença entre a temperatura local do absorvedor (T_{abs}) e a temperatura ambiente (T_{amb}) e (U_1 e U_0) constantes do coletor específico.

Na formulação utilizada neste trabalho o coeficiente de perdas térmicas em cada ponto do absorvedor é definido a través da derivada

$$U = \frac{d\mathcal{Q}_{perdas}^o}{d\Delta T} \quad (2)$$

que, de acordo com a equação (1), resulta igual a

$$U = U_0 + 2 \cdot U_1 \cdot \Delta T. \quad (3)$$

2.2 Potência térmica útil

Para a radiação incidente perpendicular ao plano do coletor, a potência térmica útil fornecida pelos coletores ao fluido de trabalho, por unidade de área absorvedora (\mathcal{Q}_u), pode ser representada por:

$$\mathcal{Q}_u = \frac{\mathcal{Q}_u}{A_{abs}} = \mathcal{Q}_{abs} - \mathcal{Q}_{perdas} = \eta_0 IC - U(T_{abs} - T_{amb}) \quad (4)$$

onde (A_{abs}) é a área do absorvedor, (C) a razão de concentração do coletor, (η_0) a eficiência ótica do coletor e (\mathcal{Q}_{abs}) a potência absorvida por unidade de área de absorvedor.

A posição ao longo do absorvedor é definida pela variável (x), cujos valores extremos são ($x=x_1$, entrada) e ($x=x_2$, saída). O perfil da potência útil por unidade de área de absorvedor ($\mathcal{Q}_u(x)$) ao longo do coletor, ou de uma coluna de coletores, deduzido por Fraidenraich et al. (1997), está dado pela equação:

$$-\left[\frac{W}{n\zeta c_p}\right](x) = \frac{1}{h} \ln \left[\frac{\mathcal{Q}_u(x)}{\mathcal{Q}_u(x_1)} \right] + \frac{1}{U_s} \ln \left[\frac{\left(U_s - \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \mathcal{Q}_u(x)} \right) \left(U_s + \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \mathcal{Q}_u(x_1)} \right)}{\left(U_s - \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \mathcal{Q}_u(x_1)} \right) \left(U_s + \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \mathcal{Q}_u(x)} \right)} \right] \quad (5)$$

onde (U) é o coeficiente local de troca, (U_1) o coeficiente das equações (1) e (3), (U_s) o valor de (U) correspondente à temperatura de estagnação, (h) o coeficiente de troca convectiva entre o absorvedor e o fluido e (W) o perímetro do absorvedor.

Nessa equação, ($\mathcal{Q}_u(x)$), depende da temperatura local ($T(x)$). A equação (5) escrita para os valores extremos do absorvedor depende das respectivas temperaturas, ($T(x_1)$) e ($T(x_2)$) que, por simplicidade, são denominadas (T_1) e (T_2), respectivamente. Este último valor se supõe conhecido e está determinado pela máxima temperatura de operação do fluido de trabalho. A equação (5) contém ainda o parâmetro ($n\zeta c_p$) e a energia útil na entrada do absorvedor ($\mathcal{Q}_u(x_1)$), este último dependente da temperatura (T_1), ambos a serem calculados. Na próxima seção são deduzidas expressões que conjuntamente com a equação (5) permitem encontrar os parâmetros termodinâmicos que definem o processo de conversão de energia térmica em mecânica.

A potência útil (\mathcal{Q}_u) está relacionada com o produto ($n\zeta c_p$) e as temperaturas de entrada e saída do fluido térmico nos coletores, (T_1) e (T_2), através da equação:

$$\mathcal{Q}_u = n\zeta c_p (T_2 - T_1) \quad (6)$$

2.2.1 Coeficiente de troca convectiva (h)

A transferência de calor da parede do absorvedor para o fluido ocorre por convecção e é função da vazão. Esta troca é descrita pelo coeficiente:

$$h = \frac{k}{D_h} Nu \quad (7)$$

onde (k) é a condutividade térmica do fluido, (D_h) é o diâmetro hidráulico definido por $D_h = (4 \cdot \text{área da seção transversal reta do fluxo}) / (\text{Perímetro molhado})$ e (Nu) é o número de Nusselt. O número de Nusselt, conforme recomendado por Kreith e Kreider (1980), para o regime turbulento em tubos longos ($L/D_h > 60$ e número de Prandtl (Pr), compreendido entre 0.7 e 700) é dado por:

$$Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re_{Dh}^{0.8} \quad (8)$$

onde (L) é o comprimento do duto ou tubo, ($Re_{Dh} = vD_h/\nu$) o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico, ($\nu = \mu/\rho$) a viscosidade cinemática do fluido, (μ) a viscosidade dinâmica do fluido, (ρ) a massa específica do fluido, (v) a velocidade do fluido, ($Pr = \nu/\alpha$) o número de Prandtl e ($\alpha = k/(\rho c_p)$) a difusividade térmica do fluido.

2.3 Transformação da energia útil em energia mecânica

A energia térmica útil fornecida pelo campo de coletores está representada pela equação (6). O fluido ingresa nos trocadores de calor com temperatura (T_1) e sai com temperatura (T_2). Supõe-se que as perdas térmicas nas tubulações são desprezíveis. As variações das temperaturas do fluido de trabalho e água-vapor, no trocador de calor, estão esboçadas no gráfico da figura (2), com base na qual podemos escrever as equações:

$$\dot{m}_c c_p (T_4 - T_1) = \dot{m}_v (\Delta h_w + \Delta h_{ev} + \Delta h_v) \quad (9)$$

$$\dot{m}_c c_p (T_4 - T_2) = \dot{m}_v (\Delta h_{ev} + \Delta h_v) \quad (10)$$

onde (T_2) é a temperatura do fluido térmico do coletor na saída do evaporador, (T_3) a temperatura na saída do superaquecedor, (\dot{m}_v) a vazão de água/vapor. Os valores (Δh_w), (Δh_{ev}) e (Δh_v) são as variações de entalpia da água, de vaporização e do vapor, respectivamente.

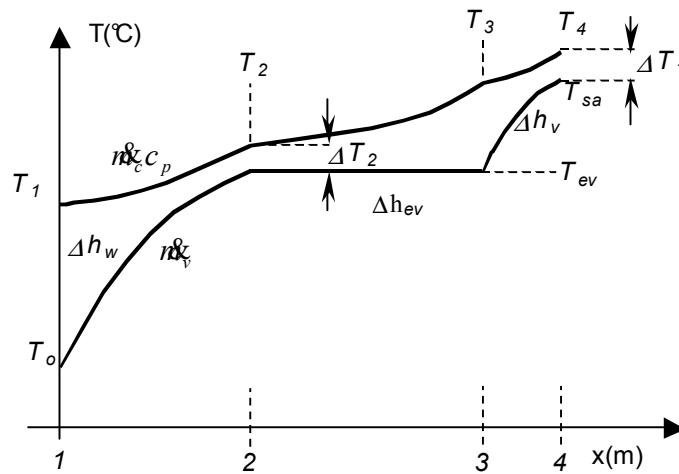


Figura 2 - Temperaturas no trocador de calor

Na figura (1) temos ainda: (T_0) a temperatura de entrada da água no pré aquecedor; (T_{ev}) a temperatura de vaporização e (T_{sa}) a temperatura do vapor super-aquecido na saída dos trocadores de calor. Supõe-se (T_{ev}) conhecida e considerada um parâmetro de otimização.

O processo de conversão de energia térmica em mecânica está representado pelas equações (5), (9) e (10) e as incógnitas, tal como definimos este problema, são: o parâmetro ($\dot{m}_c c_p$); a vazão de vapor (\dot{m}_v) e a temperatura na entrada do coletor (T_1).

Conta-se assim com um sistema de três equações e três incógnitas, fortemente não linear, que pode ser resolvido por diversos métodos. Neste caso o problema foi calculado em ambiente Matlab 6.5, usando um procedimento iterativo. Os diversos valores adotados para (T_{ev}) aproximam ou afastam a região de temperaturas do fluido (água-vapor), definido pelas temperaturas: (T_0), (T_{ev}) e (T_{sa}), da região correspondente ao fluido térmico do coletor definido pelas temperaturas (T_1), (T_2), (T_3) e (T_4) (Fig. 2). Como será mostrado na seção 4.2 existe um valor de (T_{ev}) que maximiza a potência útil produzida pela central solar termoelétrica.

2.3.1 Cálculo das entalpias, da potência mecânica e da potência elétrica.

As entalpias dependem das diversas temperaturas indicadas na figura 2. Para as variações de entalpia Δh_w e Δh_v , são propostas aproximações, através de funções quadráticas,

$$\Delta h_w = b_w (T_{ev} - T_0) + a_w (T_{ev}^2 - T_0^2) \quad (11)$$

$$\Delta h_v = b_v (T_{sa} - T_{ev}) + a_v (T_{sa}^2 - T_{ev}^2) \quad (12)$$

A entalpia de vaporização Δh_{ev} , expressa em termos de um polinômio de segundo grau (T_{ev}), pode ser escrita como.

$$\Delta h_{ev} = c_{ev} + b_{ev} T_{ev} + a_{ev} T_{ev}^2 \quad (13)$$

O trabalho mecânico, por massa de vapor, assumindo que o fluido termodinâmico descreve um ciclo de Carnot, pode ser representado como descrito abaixo.

$$dw_w = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dh_w = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (b_w + 2a_w T) dT \quad (14)$$

$$w_{ev} = \Delta h_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (c_{ev} + b_{ev} T_{ev} + a_{ev} T_{ev}^2) \quad (15)$$

$$dw_v = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dh_v = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (b_v + 2a_v T) dT \quad (16)$$

Integrando-se a equação de (dw_w) entre (T_0) e (T_{ev}) e de (dw_v) entre (T_{ev}) e (T_{sa}), e reorganizando as equações, têm-se:

$$w_w = (b_w - 2a_w T_0)(T_{ev} - T_0) + a_w (T_{ev}^2 - T_0^2) - b_w T_0 \ln\left(\frac{T_{ev}}{T_0}\right) \quad (17)$$

$$w_{ev} = (c_{ev} - b_{ev} T_0) + T_{ev} (b_{ev} - a_{ev} T_0) + a_{ev} T_{ev}^2 - c_{ev} \left(\frac{T_0}{T_{ev}}\right) \quad (18)$$

$$w_v = (b_v - 2a_v T_0)(T_{sa} - T_{ev}) + a_v (T_{sa}^2 - T_{ev}^2) - b_v T_0 \ln\left(\frac{T_{sa}}{T_{ev}}\right) \quad (19)$$

A potência mecânica total é dada pela soma das equações (17), (18) e (19), multiplicadas pela vazão de vapor.

$$\dot{W} = \dot{m}_v (w_w + w_{ev} + w_v) \quad (20)$$

A potência elétrica pode ser aproximada, utilizando-se um valor constante da eficiência de transformação de energia mecânica em elétrica (η_{el}), resultando:

$$P_{el} = \eta_{el} \dot{W} \quad (21)$$

3. SIMULAÇÕES

Foram feitas as simulações das curvas de eficiência dos coletores LS2 Cermet, com absorvedor com envoltório de vidro evacuado, absorvedor com envoltório de vidro não evacuado e absorvedor sem envoltório de vidro (sem cobertura). As curvas de eficiência do absorvedor evacuado e não evacuado foram comparadas com os resultados experimentais de Dudley et al. (1994). Os valores simulados de eficiência do coletor, sem cobertura, foram comparados com os valores, obtidos com uma equação semi-empírica dos mesmos autores, a partir de seus dados experimentais.

Foi também simulada uma central de 30 MW_e, descrita em IEEE (1989), composta de 50 colunas de 16 coletores LS2 em série (total de 800 coletores). Consideraram-se três campos de coletores diferentes, sendo o primeiro campo com absorvedores evacuados, o segundo com absorvedores não evacuados e o terceiro com absorvedores sem cobertura. Nesta simulação estudou-se a variação da potência de saída em função da temperatura de vaporização do ciclo termodinâmico.

Para última simulação foi escolhida a irradiância direta referenciada por Dudley et al (1994) para os testes de coletores ($I=940\text{W/m}^2$).

Nas soluções foram utilizadas as características do fluido de trabalho dos coletores (neste trabalho foi considerado o fluido Therminol VP-1), dadas pelo fabricante, em seus valores médios na faixa de temperaturas de operação (200 a 400°C). Nas aproximações das equações quadráticas das entalpias, equações (11,12 e 13), utilizou-se a planilha Excel®, com dados extraídos de tabelas termodinâmicas, para pressões entre 5 e 20 MPa. As aproximações das perdas de calor, equações (1) e (3), foram realizadas também em planilha Excel®, a partir dos dados experimentais de Dudley et al. (1994).

SCA é um conjunto de coletores solares completo, do inglês “solar collector assembly”. As características dos SCA LS2 podem ser obtidas em Dudley et al. (1994). O valor da eficiência de conversão de energia mecânica em elétrica pode ser obtido em Lippke (1995).

4. RESULTADOS

4.1 Modelagem do coletor

As soluções obtidas para o absorvedor evacuado e não evacuado são comparados com os dados experimentais de Dudley et al (1994). No caso do absorvedor sem cobertura os valores simulados foram comparados com a solução semi-empírica também de Dudley et al (1994). Os resultados são colocados na figura (3) em função da diferença de temperatura $\Delta T_{ma} = T_m - T_{amb}$, onde T_m é a média das temperaturas de entrada e saída do fluido no coletor.

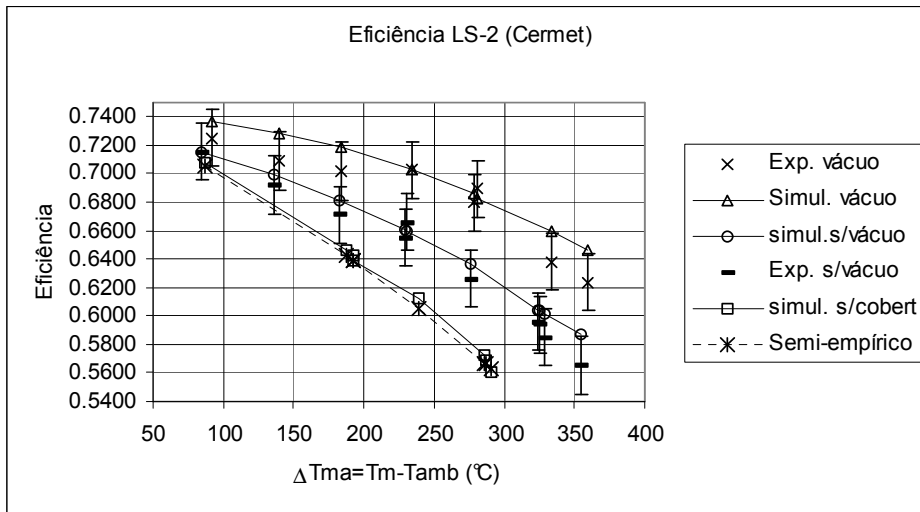


Figura 3 – Comparação dos valores de eficiência com os dados experimentais e equação semi-empírica de Dudley et al (1994), para absorvedor evacuado, não evacuado e sem cobertura.

Nos gráficos da figura (3) podemos observar que os resultados estão dentro da margem de erro, para as simulações de coletores evacuados e não evacuados, bem como apresenta uma diferença muito pequena em relação à solução semi-empírica.

4.2 Central solar termoeletrica

A simulação do desempenho da central de 30MWe está resumida na figura (4).

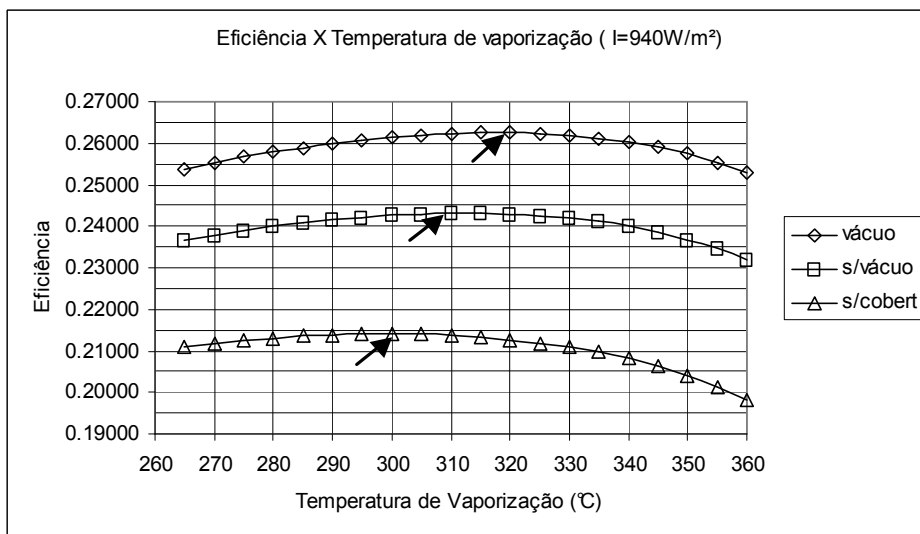


Figura 4 – Potência elétrica da central SEGS IV, com absorvedores Cermet evacuados, não evacuados e sem cobertura, em função da temperatura de vaporização, com irradiância $I=940 W/m^2$.

Conforme IEEE (1989) a pressão de vapor utilizada nestas centrais é 10 MPa ($T_{ev}=311^{\circ}\text{C}$). As temperaturas de vaporização encontradas e que otimizam a saída elétrica, são aproximadamente: a) $T_{ev}=320^{\circ}\text{C}$ com absorvedores evacuados; b) $T_{ev}=310^{\circ}\text{C}$ com absorvedores sem vácuo e c) $T_{ev}=300^{\circ}\text{C}$ com absorvedores sem cobertura.

5. CONCLUSÕES

As simulações das curvas de eficiência de coletores parabólicos de foco linear, comparadas com resultados experimentais, demonstram a validade da metodologia analítica apresentada, para os coletores LS2.

A modelagem do acoplamento do campo de coletores, com o ciclo termodinâmico Rankine, mostra a existência de um valor ótimo para a temperatura de vaporização.

O valor da temperatura de vaporização, utilizado nas centrais SEGS VI (30 MWe), está dentro da faixa de valores ótimos encontrados nas simulações, com irradiância $I=940\text{W/m}^2$.

A metodologia analítica apresentada mostra boa precisão e relativa simplicidade na simulação de central solar elétrica com coletores parabólicos de foco linear, bem como na obtenção da curva de eficiência deste tipo de coletores.

REFERÊNCIAS

- Bliss R. W. (1959). The derivations of several "plate efficiency factors" useful in the design of flat-plate solar-heat collectors. *Solar Energy* 3, 55-62.
- Cooper P. I. and Dunkle R. V. (1981). A non-linear flat-plate collector model. *Solar Energy* 26,133-140.
- Dudley V., Kolb G. J., Mahoney A. R., Mancini T. R., Matthews C. W., Sloan M., Kearney D. (1994). Test Results SEGS LS-2 Solar Collector. SAND 94-1884, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM,
- Fraidenraich N.; Gordon J. M.; LIMA R. C. F. (1997). Improved Solutions for Temperature and Thermal Power Delivery Profiles in Linear Solar Collectors. *Solar energy* Vol. 61 No. 3. pp 141 – 145.
- Hottel H. C.; Whillier A. (1958). Evaluation of flat plate collector performance. In *Trans. of the Conf. on the use of Solar Energy*. Univ. of Arizona Press, 2(1), pp 74-104.
- IEEE Power Engineering Review. August (1989). Solar Electric Generation Stations (SEGS). Sumário publicado com permissão de Kearney D. - LUZ International Limited. Los Angeles Califórnia, August 1989.
- Kreith, F & Kreider, J.F. (1980). Principles of Thermodynamics and Heat Transfer Applied to Solar Energy. In *Solar Energy Handbook*, Kreith, F and Kreider, J.F., editors. New York: McGraw-Hill.
- Lippke F. (1995). Simulation of the Part-Load Behavior of a 30 MWe SEGS Plant. SAND95-1293, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM.

ABSTRACT: An analytic model of a solar thermal electric generation system with parabolic trough collectors was developed. The model allows to simulate and to optimize the system operation as well as to develop a sensitivity analysis. It is studied the heat exchange between the solar collector absorber and the thermal fluid along the absorber tube, taking into consideration the non-linearity of the heat losses and its dependence on the local temperature. The coupling between the collector and the thermodynamic cycle is materialized by three heat exchangers, where it is processed the thermal fluid and water/steam evolution. The analytic solutions obtained associate simplicity and precision, being an attractive alternative to semi-empiric solutions frequently used in the technical literature. Good agreement is shown by the comparison of the results of this model with semi-empirical solutions and experimental values published in the literature.

Key words: parabolic troughs, solar energy conversion, electric power production, modeling and simulation.

LISTA DE SÍMBOLOS

| Símbolo | Descrição | Unidades |
|-------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| A_{col} | Área da abertura do coletor | m^2 |
| A_{abs} | Área da superfície absorvedora | m^2 |
| a_w, a_{ev} e a_v | Coefficientes dos termos quadráticos das aproximações das entalpias | $J/kg.K^2$ |
| b_w, b_{ev} e b_v | Coefficientes dos termos de primeiro grau das aproximações das entalpias | $J/kg.K$ |
| c_{ev} | Coefficiente independente da aproximação da entalpia de vaporização da água | J/kg |
| c_p | Calor específico do fluido térmico dos coletores | $J/kg.K$ |
| D_h | Diâmetro hidráulico=(4.área da seção transversal reta do fluxo)/(Perímetro molhado) | m |
| $\dot{E}_{el} = P_{el}$ | Potência elétrica total de saída da central solar termo-elétrica | W |
| h | Coefficiente de troca convectiva entre o tubo absorvedor e fluido do coletor | $W/K.m^2$ |
| I | Irradiância direta incidente na entrada do coletor | W/m^2 |
| k | Condutividade térmica do fluido térmico do coletor | $W/m.K$ |
| L | Comprimento | m |
| \dot{m}_c | Vazão mássica do fluido térmico no coletor | kg/s |
| \dot{m}_v | Vazão mássica de vapor e/ou água | kg/s |
| N_u | Número de Nusselt | - |
| P_r | Número de Prandtl | - |
| \dot{Q}_{abs} | Potência térmica absorvida pelo absorvedor | W |
| \dot{Q}_{perdas} | Potência das perdas térmicas do absorvedor | W |
| \dot{Q}_u | Potência térmica útil fornecida ao fluido do coletor | W |
| \dot{q}_{abs} | Potência térmica absorvida pelo absorvedor, por unidade de área | W/m^2 |
| \dot{q}_{perdas} | Potência das perdas térmicas do absorvedor, por unidade de área | W/m^2 |
| \dot{q}_u | Potência térmica útil fornecida ao fluido do coletor, por unidade de área | W/m^2 |
| R_{Dh} | Número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico. | - |
| T_1 | Temperatura do fluido térmico na entrada do coletor e na saída do trocador de calor | $^{\circ}C$ |
| T_4 | Temperatura do fluido térmico na saída do coletor e na entrada do trocador de calor | $^{\circ}C$ |
| T_{ev} | Temperatura de equilíbrio água-vapor | $^{\circ}C$ |
| T_{sa} | Temperatura do vapor super aquecido | $^{\circ}C$ |
| T_0 | Temperatura da água na entrada do pré-aquecedor | $^{\circ}C$ |
| T_m | Temperatura média do fluido no coletor. Média entre T_1 e T_4 | $^{\circ}C$ |
| U | Coefficiente de perdas térmicas do Coletor | W/m^2K |
| U_s | Coefficiente de perdas térmicas do coletor, para condição de estagnação | W/m^2K |
| U_l | Coefficiente angular da equação do coeficiente de perdas do coletor | W/m^2K^2 |
| U_0 | Coefficiente linear da equação do coeficiente de perdas do HCE | W/m^2K |
| v | Velocidade do fluido no interior do coletor | m/s |
| W | Perímetro do absorvedor | m |
| x | Posição do fluido no coletor, medida a partir da entrada do absorvedor | m |
| $x_l=0$ | Posição referente à entrada do coletor | m |
| ΔT | Diferença entre a temperatura local do absorvedor e a temperatura ambiente | $^{\circ}C$ |
| ΔT_{ma} | Diferença entre a temperatura média do fluido e a temperatura ambiente | $^{\circ}C$ |
| Δh_w | Varição de entalpia específica da água no pré-aquecedor | J/kg |
| Δh_{ev} | Varição de entalpia específica de vaporização da água | J/kg |
| Δh_v | Varição de entalpia específica do vapor no super-aquecedor | J/kg |
| α | Difusividade térmica | m^2/s |
| ν | Viscosidade cinemática | m^2/s |
| μ | Viscosidade dinâmica | $N.s/m^2$ |
| ρ | Massa específica | Kg/m^3 |