

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

Milton Matos Rolim – miltonrolim@yahoo.com.br

Naum Fraidenraich – naumf@uol.com.br

Chigueru Tiba – chigueru.tiba@pesquisador.cnpq.br

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

2.4 Coletores de concentração e fogões solares

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.

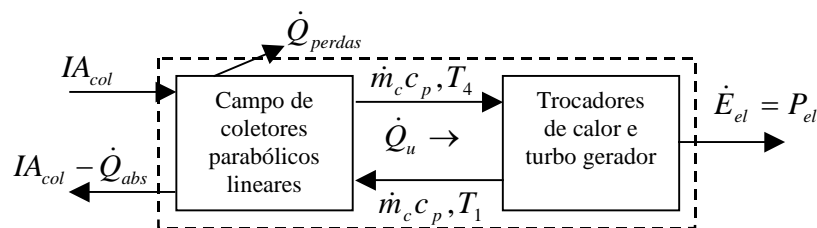


Figura 1 – Modelo simplificado de uma central solar térmica com coletores parabólicos

Na figura (1), (I) é a irradiância direta instantânea incidente perpendicular ao plano da abertura, (A_{col}) a área de abertura de coletor, (\dot{Q}_{perdas}) a potência de perdas de calor da superfície absorvedora, (\dot{Q}_u) a potência térmica útil fornecida ao fluido de trabalho, (\dot{Q}_{abs}) a potência coletada e absorvida pelos absorvedores e (P_{el}) a potência elétrica total fornecida pela central. A diferença ($IA_{col} - \dot{Q}_{abs}$) corresponde às perdas óticas, (\dot{m}_c) 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:

$$\dot{Q}''_{perdas} = U_0 \Delta T + U_1 (\Delta T)^2 \quad (1)$$

onde (\dot{Q}''_{perdas}) 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 calculadas a partir de dados experimentais, para o coletor específico.

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

$$U = \frac{d\dot{Q}''_{perdas}}{d\Delta T} \quad (2)$$

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 \dot{Q}''_u , pode ser representada por:

$$\dot{Q}''_u = \frac{\dot{Q}_u}{A_{abs}} = \dot{Q}''_{abs} - \dot{Q}''_{perdas} = \eta_0 IC - \dot{Q}''_{perdas} \quad (4)$$

onde (A_{abs}) é a área do absorvedor, (C) a razão de concentração do coletor, (η_0) a eficiência ótica do coletor e (\dot{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 $(x=x_1, \text{ entrada})$ e $(x=x_4, \text{ saída})$. O perfil da potência útil por unidade de área de absorvedor $(\dot{Q}''_u(x))$ ao longo do coletor, ou de uma coluna de coletores, deduzido por Fraidenraich et al. (1997), está dado pela equação:

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

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, (W) o perímetro do absorvedor e (h) o coeficiente de troca convectiva entre o absorvedor e o fluido.

Nessa equação, $(\dot{Q}''_u(x))$, depende da temperatura local $(T(x))$. A equação (5) escrita para os valores extremos do absorvedor depende das respectivas temperaturas, $(T(x_1))$ e $(T(x_4))$ que, por

simplicidade, são denominadas (T_1) e (T_4), 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 ($\dot{m}_c c_p$) e a energia útil na entrada do absorvedor ($\dot{Q}''_u(x_1)$), 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 (\dot{Q}_u) está relacionada com o produto ($\dot{m}_c c_p$) e as temperaturas de entrada e saída do fluido térmico nos coletores, (T_1) e (T_4), através da equação:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_c c_p (T_4 - T_1) \quad (6)$$

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 ingressa nos trocadores de calor com temperatura (T_4) e sai com temperatura (T_1). 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:

$$\dot{m}_c c_p (T_4 - T_1) = \dot{m}_v (\Delta h_w + \Delta h_{ev} + \Delta h_v) \quad (7)$$

$$\dot{m}_c c_p (T_4 - T_2) = \dot{m}_v (\Delta h_{ev} + \Delta h_v) \quad (8)$$

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 no pré-aquecimento da água, na vaporização e no superaquecimento do vapor, respectivamente.

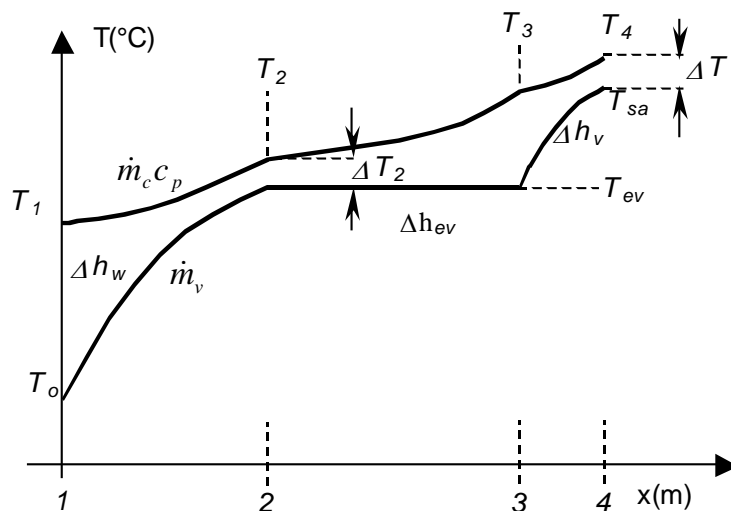


Figura 2 - Temperaturas no trocador de calor

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), (7) e (8) 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 4.3 existe um valor de (T_{ev}) que maximiza a potência útil produzida pela central solar termoeletrica.

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, em ($T_{ev}-T_0$) e ($T_{sa}-T_{ev}$), respectivamente.

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

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

$$dw_w = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dh_w = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (b_w + 2a_w T) dT \quad (9)$$

$$w_{ev} = \Delta h_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = (c_{ev} + b_{ev} T_{ev} + a_{ev} T_{ev}^2) \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (10)$$

$$dw_v = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dh_v = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (b_v + 2a_v T) dT \quad (11)$$

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:

$$w_w = (b_w - 2a_w T_0) (T_{ev} - T_0) + a_w (T_{ev}^2 - T_0^2) - b_w T_0 \ln \left(\frac{T_{ev}}{T_0} \right) \quad (12)$$

$$w_{ev} = (c_{ev} - b_{ev} T_0) + T_{ev} (b_{ev} - a_{ev} T_0) + a_{ev} T_{ev}^2 - c_{ev} \left(\frac{T_0}{T_{ev}} \right) \quad (13)$$

$$w_v = (b_v - 2a_v T_0)(T_{sa} - T_{ev}) + a_v (T_{sa}^2 - T_{ev}^2) - b_v T_0 \ln\left(\frac{T_{sa}}{T_{ev}}\right) \quad (14)$$

Nas equações (9) a (14) os termos a , b e c são as constantes das equações quadráticas de aproximação das entalpias.

A potência mecânica total é dada pela soma das equações (12), (13) e (14), multiplicadas pela vazão de vapor.

$$\dot{W} = \dot{m}_v (w_w + w_{ev} + w_v) \quad (15)$$

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

$$P_{el} = \eta_{el} \dot{W} \quad (16)$$

2.4 Perda de carga nos tubos absorvedores

Nas seções anteriores não foi considerada a perda de carga nas tubulações e a conseqüente redução na saída líquida de eletricidade. Quando se quer avaliar a quantidade ótima de coletores em série, devemos levar em conta estas perdas.

Com o aumento da quantidade de coletores em série, para uma mesma diferença de temperatura, é necessário aumentar a vazão, aumentando assim a perda de carga na coluna de coletores.

A perda de carga em tubos cilíndricos é avaliada, conforme descrito em Fox e MacDonald (1988).

$$\Delta p = h_p \cdot \rho \quad (17)$$

onde o parâmetro (h_p) pode ser calculado pela fórmula universal de Darcy-Weisbach, expressa como:

$$h_p = f \frac{L}{D_i} \frac{v^2}{2} \quad (18)$$

onde L é o comprimento e D_i o diâmetro interno do absorvedor (ou coluna de absorvedores em série), v a velocidade do fluido no interior do tubo absorvedor e f o fator de atrito, calculado conforme descrito em Fox e MacDonald (1988).

A energia mecânica, relativa à perda de carga, que deve ser fornecida pelo sistema de bombeamento (\dot{W}_{bomb}) é dada pela equação

$$\dot{W}_{bomb} = \dot{m}_c h_p \quad (19)$$

e a energia elétrica necessária para o bombeamento (\dot{E}_{bomb}) é dada pela equação

$$\dot{E}_{bomb} = \frac{\dot{W}_{bomb}}{\eta_{bomb}} \quad (20)$$

onde η_{bomb} é a eficiência do sistema de bombeamento do fluido de trabalho do coletor.

3. SIMULAÇÕES

Foram feitas 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, a partir de seus dados experimentais de Dudley et al. (1994) foram comparados com os valores, obtidos com uma equação semi-empírica, dos mesmos autores.

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

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).

Uma terceira simulação foi realizada para o valor ótimo da quantidade SCA LS2, não evacuados, em série. Para esta avaliação foram feitas simulações com quantidades diferentes de SCA em série. Foram calculadas as razões entre a potência elétrica líquida e a potência elétrica líquida máxima de saída (potência elétrica total menos a potência elétrica necessária para o sistema de bombeamento do fluido do coletor).

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 (9) a (14), 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).

O valor da eficiência de conversão de energia mecânica em elétrica, bem como a eficiência de bombeamento do fluido nos coletores, pode ser obtido em Lippke (1995).

4. RESULTADOS

4.1 Modelagem do coletor

Os resultados da eficiência de transformação da energia radiante, incidente na entrada do coletor, em energia térmica útil no fluido do coletor, em função da diferença de temperatura $\Delta T_{ma}=T_m-T_{amb}$, são colocados na figura (3). T_m é a média das temperaturas de entrada e saída do fluido no coletor.

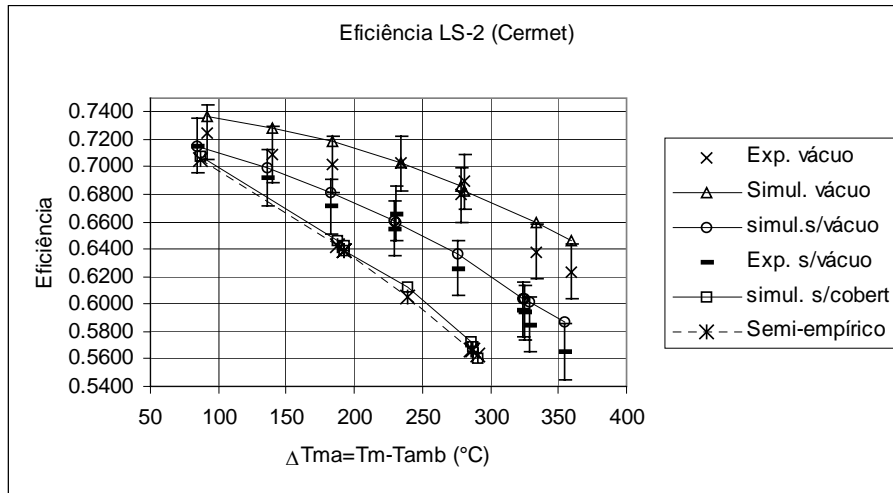


Figura 3 – Comparação dos valores de eficiência com os dados experimentais e equação semi-empírica de Dudley et al (1994), para absorvedor evacuado, não evacuado e sem cobertura.

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 Otimização do comprimento da coluna de coletores

O gráfico da figura (4) apresenta os resultados da simulação de centrais teóricas, com diferentes quantidades de SCA LS2 em série, para valores de irradiância $I=800W/m^2$ e $I=400W/m^2$. Neste gráfico os valores de potência estão apresentados como fração da potência líquida máxima.

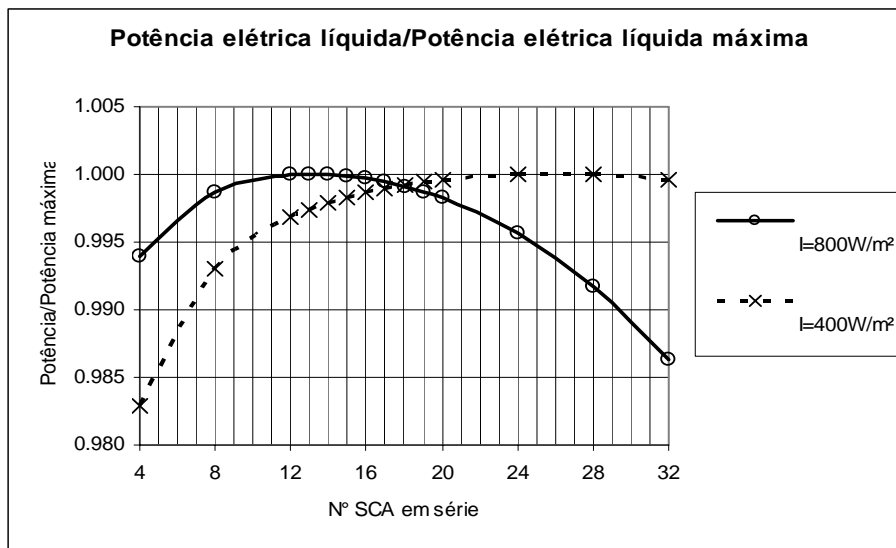


Figura 4 – Razão entre a potência elétrica líquida e a potência elétrica líquida máxima, em função do número de SCA LS2 em série.

Como pode ser observado na figura (4), a quantidade de coletores em série que otimiza a saída do coletor LS2, não evacuado, é 13 com irradiância $I=800W/m^2$ e entre 24 e 28 com irradiância $I=400W/m^2$. Na central solar de 30 MWe, instalada em Mojave-CA, são utilizados 16 coletores em série.

4.3 Central solar termoeletrica

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

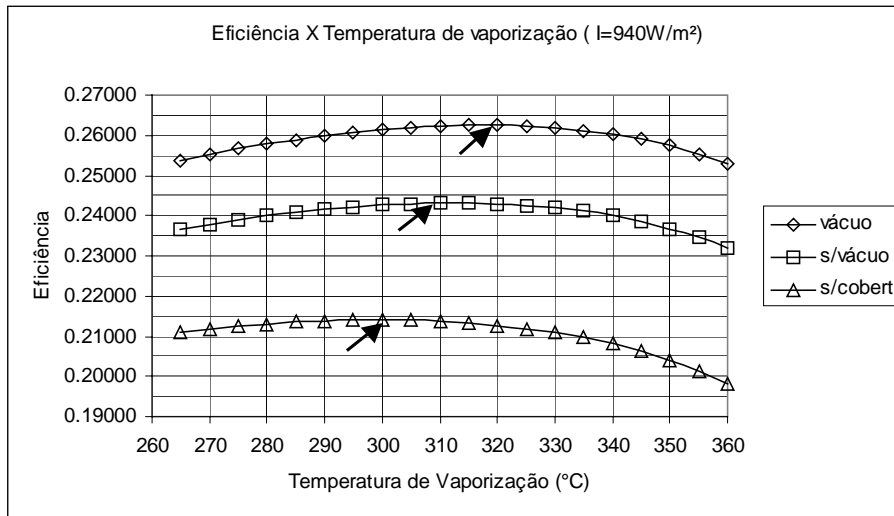


Figura 5 – Potência elétrica da central SEGS IV, com absorvedores Cermet, em função da temperatura de vaporização, com irradiância $I=940 \text{ W/m}^2$.

Conforme IEEE (1989) a pressão de vapor utilizada nas centrais SEGS VI 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 e equação semi-empírica, 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, está dentro da faixa de valores ótimos encontrados nas simulações, com irradiância $I=940\text{W/m}^2$.

A modelagem também mostrou um valor ótimo para o comprimento da coluna de coletores, ou seja, do número de coletores em série. A quantidade ótima de coletores em série, encontra com a presente metodologia, é coerente com aquela utilizada nas centrais SEGS VI (30 MWe).

A metodologia analítica apresentada mostra boa precisão e relativa simplicidade na simulação e otimização de centrais solar elétrica com coletores parabólicos de foco linear.

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,
- Fox, R. W e MacDonald, A.T. (1988). Introdução à mecânica dos fluidos. Editora Guanabara, Rio de Janeiro. Tradução do Original em inglês "Introducion to Fluid Mechanics 1985, by John Wiley & Sons. Inc".
- 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 Eletric Generatin Stations (SEGS). Sumário publicado com permissão de Kearney D. - LUZ Intenational Limited. Los Angeles Califórnia, August 1989.
- Kreith, F & Kreider, J.F. (1980). Principles of Thermodynamics and Heat Transfer Appliede 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.

ANALYTIC MODELLING OF A SOLAR THERMAL ELECTRICITY GENERATION SYSTEM WITH PARABOLIC TROUGH COLLECTORS

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.