

ANÁLISE TEÓRICA DO DESEMPENHO DE UMA PLANTA SOLAR UTILIZANDO SAL FUNDIDO EM SUBSTITUIÇÃO AO ÓLEO TÉRMICO

André Felipe Vieira da Cunha – andre.fvcunha@ufpe.br

Naum Fraidenraich, naumfraiden2@gmail.com

Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Energia Nuclear

Resumo. *O presente trabalho realiza uma análise teórica de uma planta solar de 50 MW com geração indireta de vapor através da mudança do fluido de absorção térmica nos coletores, que usualmente utiliza-se óleo sintético (Therminol VP1), por sais fundidos. A troca do fluido de trabalho permite o aumento das temperaturas de superaquecimento e evaporação para gerar máximo trabalho na turbina e conseqüentemente, um aumento do rendimento ciclo termodinâmicos de uma planta heliotérmica. O ciclo do bloco de potência foi o ciclo Rankine convencional, simulando situações de trabalho e eficiência em função da temperatura de evaporação e superaquecimento, que varia de acordo com o fluido térmico utilizado. Utilizando a temperatura de evaporação que gera o máximo trabalho, perfis de temperatura do fluido e da água foram construídos e comparados. Utilizou-se o Therminol VP1 e dois sais: um com proporção de 45% de NaNO_3 e 65% de KNO_3 e outro com 60% de NaNO_3 e 40% KNO_3 . As temperaturas máxima e mínima do fluido térmico foram fixadas de tal forma que a temperatura destes fluidos fossem sempre superiores ao da água, tendo assim uma limitação desta temperatura mínima no trocador da planta solar. Foi observado que com a mudança do óleo sintético para os sais fundido houve um aumento da eficiência e trabalho da turbina, por unidade de massa, por operar em temperaturas superiores. Perfis de temperatura no trocador foram gerados e observou-se que o comportamento depende do fluido térmico utilizado. Com sais fundidos, os perfis de temperaturas são mais próximos ao perfil da água e assim, reduz-se a irreversibilidade do sistema relacionado com a diferença de temperatura fluido-água. As simulações foram realizadas em EES com pressão de condensação do ciclo igual a 8 kPa. Por fim realizou-se uma breve análise do tempo de resfriamento, constatando-se a necessidade de um sistema de aquecimento.*

Palavras-chave: Energia Solar, Planta Solar, Sistema Heliotérmico

1. INTRODUÇÃO

Os Sistemas Solares de Geração de Eletricidade, do inglês (Solar Electric Generating System - SEGS), foram iniciados no ano de 1906 com os trabalhos dos engenheiros Shuman e Boys que instalaram uma planta de bombeamento solar na cidade de Medi (Egito), no ano de 1913, constituída por concentradores cilíndricos parabólicos. Cada concentrador cilíndrico tinha 62 m de comprimento e a área total instalada era de 1200 m². Instalados no plano horizontal com o eixo da parábola ao longo da linha Norte-Sul, o conjunto se movimentava na direção Leste-Oeste (Meinel and Meinel; 1977).

Coletores parabólicos de foco linear constituem uma tecnologia solar de geração de eletricidade experimentada mundialmente. Isto se deve principalmente às plantas de geração solar em escala comercial que estão em funcionamento construídas em meados dos anos 1980. Entre 1984 e 1991 foi construído no deserto de Mojave, Califórnia (USA), o maior sistema de geração de energia elétrica a partir de energia solar existente hoje no mundo, as plantas SEGS. O sistema está formado por nove plantas de concentradores parabólicos de foco linear, que totalizam 354 MWe (Fraidenraich e Lyra, 1995). As centrais SEGS podem operar no modo híbrido, utilizando gás natural como sistema auxiliar (back up). Os projetos foram incentivados pelos investimentos estaduais e federais na forma de incentivos fiscais e por contratos especiais de compra de energia disponíveis no Estado de Califórnia (Price; Kearney, 1999).

O Brasil possui características que o tornam forte candidato para o desenvolvimento e uso da energia solar com concentração. No curto prazo, a produção de eletricidade em sistemas descentralizados, pode ser utilizada como suporte à rede de energia elétrica. O domínio destas tecnologias requer uma política de formação de recursos humanos e construção de infraestrutura.

O sistema de concentradores cilíndrico-parabólicos (ou calhas parabólicas) é composto por grandes fileiras paralelas de espelhos côncavos conectados. O formato parabólico dos espelhos focaliza o calor refletido para o tubo absorvedor de calor. Por este tubo passa um fluido de alta capacidade térmica, que pode ser óleo, sal fundido, ou alguma outra substância que retenha bem o calor. Basicamente, esse fluido superaquecido aquece a água dentro do trocador de calor e a água se transforma em vapor que é levado para a turbina, que movimenta o gerador de energia elétrica. Após a passagem da água pela turbina, a água é esfriada, condensando e retornando para o sistema novamente, como mostrado na Figura 1.

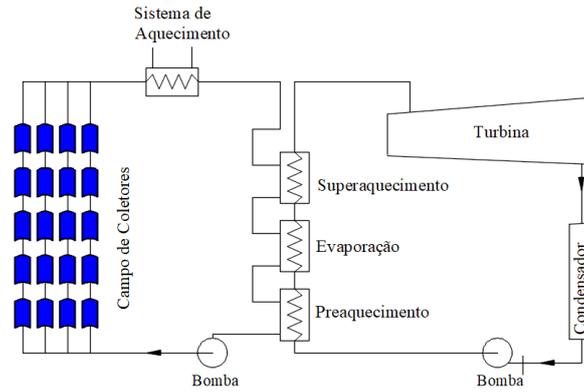


Figura 1 – Planta solar com tecnologia cilindro-parábola com ciclo Rankine para geração de energia elétrica.

No campo de coletores, o fluido de trabalho geralmente é um óleo térmico, como, por exemplo, o Therminol VP1 que tem uma faixa de operação entre 24 °C e 400 °C, acima desta temperatura torna-se um fluido inflamável. O fluido aumenta sua energia térmica no campo de coletores e o transfere para o bloco de potência, por meio de um trocador de calor. No nosso caso o fluido termodinâmico (água-vapor) efetua um ciclo Rankine (Badr *et al.*, 1990) para geração de trabalho na turbina que acoplado-se a um gerador elétrico gera-se a energia elétrica que alimenta as subestações das concessionárias. Os coletores cilindro-parábola refletem a radiação direta para os tubos absorvedores, que possuem uma envoltura de vidro com vácuo entre tubo e vidro com a finalidade de diminuir a transferência de calor por convecção, perdendo calor mais significativamente por radiação entre o tubo e ambiente externo. O sistema de aquecimento permite que o sal que atravessa os coletores não se solidifique em seu interior.

Outra configuração de planta solar é a utilização de armazenamento térmico por meio de sais fundidos, inertes e carentes de toxicidade. O armazenamento está sendo utilizado em larga escala atualmente, permitindo uma entrega de energia estável e despachável sem a necessidade de nenhum combustível fóssil de backup, como o gás natural necessário para muitas outras tecnologias CSP (Liu *et al.*, 2016; Guauché, 2017). Os sais fundidos são armazenados em tanques: Um tanque quente e um tanque com a temperatura mais baixa. Durante o dia, com a radiação solar o sal fundido circula do tanque frio para quente trocando calor com o óleo térmico por meio de um trocador de calor. À noite o inverso ocorre, o sal fundido circula no sentido inverso, do tanque quente para o frio, trocando calor com o óleo térmico que fornecerá a energia necessária para a operação da planta por um período de tempo maior. O sal fundido nunca precisa ser substituído ou compensado por toda a vida útil de 30 anos da planta (SolarReverse, 2017).

São vários os benefícios na utilização do sal fundido como armazenamento térmico nas plantas solares, dentre elas podemos destacar: (a) podem operar 24 horas por dia, sete (7) dias por semana; (b) permite que funcione exatamente como uma usina convencional de combustível fóssil ou energia nuclear, gerando eletricidade de forma confiável quando é mais necessária, mas sem as emissões nocivas associadas e sem custos de combustível.

Além de sua utilização em sistemas de armazenamento os sais fundidos podem ser utilizados como fluidos térmicos que circulem no absorvedor dos coletores solares, em substituição aos óleos térmicos utilizados até agora (Mao *et al.*, 2017). O presente trabalho analisa o comportamento de ciclos térmicos, nos quais a fonte quente está constituída por sais fundidos. Estes podem operar a temperaturas mais elevadas, acima de 500 °C, em lugar da temperatura dos óleos térmicos limitados por temperatura máxima de 400 °C (Terminol VP1).

A substituição do óleo térmico pelo sal fundido pode proporcionar uma maior geração de energia elétrica, pelo fato de maior ser o trabalho na turbina, e uma maior eficiência do ciclo de potência, que é estamos inicialmente modelando como sendo um ciclo Rankine convencional. A modelagem é descrita no item a seguir.

2.1 Modelo Ciclo Rankine

O ciclo Rankine foi modelado por uma sequência infinita de ciclos de Carnot elementares, onde a fonte quente é o perfil de temperatura da água no trocador de calor e a fonte fria, a temperatura de condensação (T_c) do ciclo. Este modelo é mostrado e comprovado por Vieira da Cunha *et al.* (2011) e Rolim *et al.* (2009). Neste modelo existem três regiões onde a água passa: a fase de pré-aquecimento, de evaporação e de superaquecimento do vapor.

A eficiência térmica do ciclo de Carnot que trabalha entre dois reservatórios térmicos (quente e frio) com temperaturas T_h and T_c , é: $\eta_{Carnot} = 1 - T_c/T_h$. Então, para cada sequência infinita do ciclo de Carnot, o trabalho por unidade de massa [kJ/kg], para cada uma das três regiões (preaquecimento, evaporação e superaquecimento) são expressas como:

$$dw_w = \left(1 - \frac{T_c}{T}\right) dh_w \quad (1)$$

$$dw_{ev} = \left(1 - \frac{T_c}{T_{ev}}\right) dh_{ev} \quad (2)$$

$$dw_v = \left(1 - \frac{T_c}{T}\right) dh_v \quad (3)$$

onde dw_w é o trabalho elementar produzido no preaquecimento, dw_{ev} na região de evaporação e dw_v na região de superaquecimento. Os elementos diferenciais de dh_w , dh_{ev} e dh_v , são energias transferidas do fluido térmico para a água nestas três regiões. T_c é a temperatura de condensação e T denota a temperatura da água no perfil de temperatura. Ou seja, cada região corresponde uma fração de energia que, para o caso ideal de Carnot, nos fornece uma parte do trabalho total da turbina.

A integração dessas equações, (1) a (3), produz o trabalho, por unidade de massa, durante o estágio de preaquecimento (w_w), evaporação (w_{ev}) and superaquecimento (w_v) do ciclo. As integrações são entre os limites T_c e T_{ev} (temperatura de evaporação) para w_w ; T_{ev} e T_h para w_v .

A integração da Eq. (1) e a Eq. (3) depende das expressões das entalpias. Essas entalpias: superaquecimento (h_v), evaporação (h_{ev}) e líquido comprimido da (h_w) são tratadas como um polinômio de segunda ordem com os coeficientes como função da temperatura de evaporação (Eqs. (4) a (6)). A equação da região de superaquecimento proposta (h_v) é válida da temperatura 220 °C até 600 °C. As propriedades termodinâmicas da água foram testadas com as correlações utilizadas por Harr, Gallagher e Kell (NBS/NRC Steam Tables ,1984) e o erro foi menor que 1% e são válidas até a pressão de 815 bar.

$$h_v = a_v + b_v T + c_v T^2 \quad (4)$$

$$h_{ev} = a_v + b_v T_{ev} + c_v T_{ev}^2 - (a_w + b_w T_{ev} + c_w T_{ev}^2) \quad (5)$$

$$h_w = a_w + b_w T + c_w T^2 \quad (6)$$

onde a_w , b_w , c_w , a_v , b_v and c_v são polinômios de quarta ordem em função da temperatura de evaporação, ou seja, a_w é uma expressão do tipo $a_w = a_0 + a_1 T_{ev} + a_2 T_{ev}^2 + a_3 T_{ev}^3 + a_4 T_{ev}^4$ com temperaturas dada em Kelvin [K] e os valores de a_0 até a_4 apresentados na Tab. 1. As equações para obtenção dos coeficientes (a_w , b_w , c_w , a_v , b_v and c_v) são válidas para temperaturas de evaporação entre 220 °C e 355 °C.

Tabela 1– Coeficientes das equações polinomiais de quarta ordem de a_w , b_w , c_w , a_v , b_v e c_v .

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
a_w	7.46428551×10^4	-5.58680676×10^2	1.54711030	$-1.90945392 \times 10^{-3}$	$8.89431785 \times 10^{-7}$
b_w	-3.49568366×10^2	2.60192227	$-7.18706288 \times 10^{-3}$	$8.84344611 \times 10^{-6}$	$-4.10568066 \times 10^{-9}$
c_w	$4.00099163 \times 10^{-1}$	$-2.93458559 \times 10^{-3}$	$8.08078020 \times 10^{-6}$	$-9.90624835 \times 10^{-9}$	$4.58103012 \times 10^{-12}$
a_v	-2.78596543×10^6	2.05933741×10^4	-5.70709910×10^1	$7.03806132 \times 10^{-2}$	$-3.26259127 \times 10^{-5}$
b_v	6.91273722×10^3	-5.10236397×10^1	$1.41318640 \times 10^{-1}$	$-1.74142914 \times 10^{-4}$	$8.06454407 \times 10^{-8}$
c_v	-4.28153038	$3.16005184 \times 10^{-2}$	$-8.74833902 \times 10^{-5}$	$1.07742419 \times 10^{-7}$	$-4.98597117 \times 10^{-11}$

Dessa forma, o trabalho total gerado pela turbina do ciclo, por unidade de massa (w_t [kJ/kg]), é dado por:

$$w_t = w_w + w_{ev} + w_v \quad (7)$$

2. ANÁLISE DO PERFIL DE TEMPERATURAS

O trocador de calor que realiza a conexão entre o bloco de potência (Ciclo Rankine) e o campo solar é dividido em nas três regiões já mencionadas: região de preaquecimento, evaporação e superaquecimento, como observado na Figura 1. Neste trocador há os perfis de temperaturas dos dois fluidos de trabalho: óleo/sal fundido que é o fluido que absorve a energia térmica da radiação solar e a água que circula no ciclo Rankine (Figura 2). Como já mencionado no item anterior, o perfil de temperatura da água é a fonte quente que alimenta os infinitos ciclos de Carnot elementares que varia da temperatura de condensação (T_c) até a máxima temperatura que a água pode atingir ($T_{h,max}$). Quando mais próximas os dois perfis de temperatura, menor será a irreversibilidade do sistema solar.

No presente trabalho fixamos as temperaturas de entrada e saída do fluido térmico que circula no campo de coletores que pode ser óleo ou um sal fundido, assim como fixamos a pressão de condensação em 8 kPa, resultando em uma temperatura de saturação, T_c , de aproximadamente 42 °C, e a temperatura máxima do vapor superaquecido que sai

do trocador de calor, T_{Hmax} . Dessa forma, realizando o balanço de energia entre o óleo/sal fundido e a água, obteremos os perfis de temperaturas conforme mostrado na Figura 2.

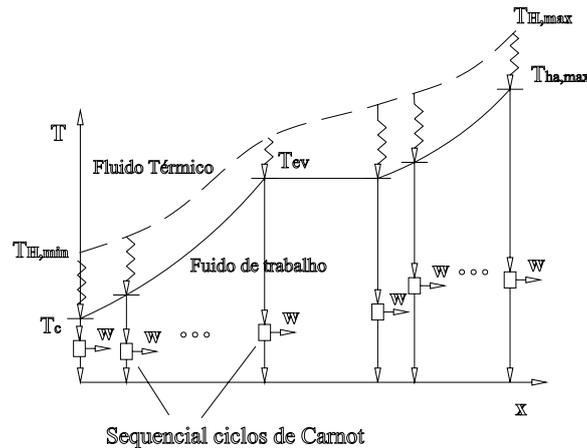


Figura 2 – Perfil de Temperaturas: óleo/sal e água no trocador de calor.

3. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS SAIS FUNDIDOS VERSUS THERMINOL VP1.

Os sais fundidos utilizados nos concentradores parabólicos devem possuir uma alta capacidade calorífica, ser quimicamente estável em contato com as paredes do tubo absorvedor e com o trocador de calor para evitar mudança de suas propriedades térmicas e uma baixa viscosidade para que escoe na tubulação sem grandes perdas de pressão. No presente trabalho foram testados três (3) fluidos de trabalho, sendo um deles um óleo térmico, o Therminol V1. Os sais que foram analisados são a mistura de nitrato de sódio (NaNO_3) e o nitrato de potássio (KNO_3) nas proporções de 45% de NaNO_3 e 55% de KNO_3 (que será designado como Sal_1) e outro sal fundido na proporção de 60% de NaNO_3 e 40% KNO_3 (que será designado como Sal_2).

No trabalho de Liu *et al.* (2016) utilizam-se dois fluidos como fluido de trabalho nos absorvedores dos coletores solares, um campo com óleo térmico para preaquecimento e evaporação da água e outro campo de sal fundido para superaquecimento do vapor, como mostrado na Figura 3. O óleo é utilizado para preaquecer e vaporar a água do bloco de potência e o sal fundido para superaquecer o vapor de água que entrará na turbina. O bloco de potência utiliza ciclos regenerativos e com reaquecimento solar. Em sua conclusão obtém o resultado que a utilização dos dois fluidos de trabalho nos coletores tem-se uma maior eficiência, quando comparado com os outros dois sistemas que utiliza apenas um fluido nos coletores.

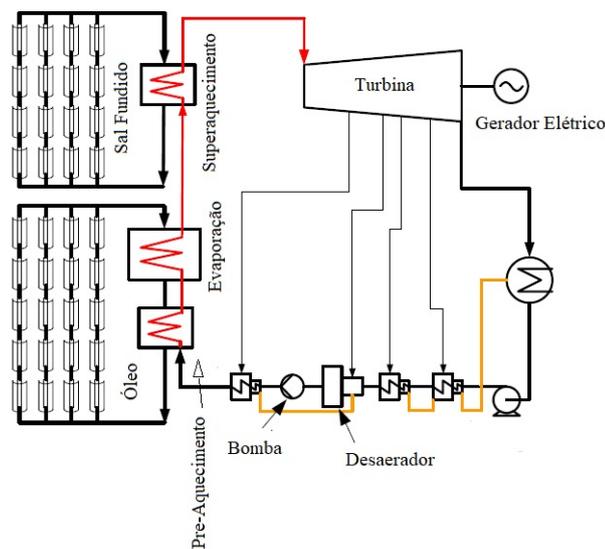


Figura 3 – Planta Solar proposto por Liu *et al.* (2016).

As propriedades termofísicas desses fluidos foram estudadas e comparadas. Um fato interessante acontece quando comparamos o calor específico do Therminol VP1 e os outros dois sais. É observado que o calor específico (C_p) do sal_1 decresce com a temperatura, diferentemente do Therminol VP1 e o Sal_2 . Os valores médios de C_p desses fluidos, nas faixas de operação, são respectivamente 2,07 kJ/kg.K para o Therminol VP1 e 1,68 kJ/kg.K e 1,52 kJ/kg.K para os sais sal_1 e sal_2 . As faixas de operação, assim como expressões geradas em EXCEL para os calores específicos forma obtidos pelo programa EES (Engineering Equation Solver), observados na Tabela 2. Estes valores foram comparados com os dados fornecidos na literatura, por Solutia (1998) e Janz *et al.* (1979), com diferença de valores menores do que 0,5%. Os dados de viscosidade estão contidos nestas duas referências, e observamos que a viscosidade do sal é em média aproximadamente quatro (4) vezes que a viscosidade do óleo. Os dados da viscosidade não foram utilizados neste trabalho.

Tabela 2– Faixa de operação e expressões para o calor específico.

Fluido de Trabalho	Faixa de Operação	CP [kJ/Kg.K]
Therminol VP1	12 °C à 400 °C	$1,49859393+2,66635950 \times 10^{-3}T+2,93554013 \times 10^{-7}T^2$
Sal_1	226,9 °C à 456,9 °C	$2,08171631-1,18982627 \times 10^{-3}T+4,51883613 \times 10^{-9}T^2$
Sal_2	260 °C à 593 °C	$1,44758806+1,72265235 \times 10^{-4}T+2,40709558 \times 10^{-22}T^2$

Além dos dois tipos de sais citados, que são mistura de nitratos, existem outros sais de fluoretos e cloretos com composições baseadas em hidróxidos e carbonatos. Exemplos de sais fluoretos são: $2LiF-BeF_2$, $LiF-NaF-KF$, $LiF-NaF-BeF_2$, $NaF-NaBF_4$, $KF-ZrF_4$ e de cloretos tem-se: $KCl-MgCl_2$ (Serrano-López *et al.*, 2013). Composições de sais duplos ou sais ternários baseia-se em estudos passados, principalmente, até as décadas de setenta e oitenta anos do século passado (Kenisarin, 2010).

4. SIMULAÇÕES E RESULTADOS.

Simulações do bloco de potência (ciclo Rankine) foram realizadas em função da temperatura de evaporação (T_{ev}) e temperatura de superaquecimento ($T_{h,max}$) utilizando o programa EES (Engineering Equation Solver). As temperaturas de superaquecimento ($T_{h,max}$) foram consideradas 380 °C, 436 °C e 573 °C, que representam a temperatura de operação máxima (T_{Hmax}) do óleo ou do sal diminuído um valor de 20 °C, ou seja, $T_{h,max} = T_{Hmax} - 20$ °C. Esta diferença de temperatura (20 °C) é a mínima almejada entre óleo/sal e a água no perfil de temperatura.

A Figura 4 e a Figura 5 mostram respectivamente o valor do trabalho por unidade de massa da turbina do ciclo Rankine em função de T_{ev} e $T_{h,max}$, considerando expansão isentrópica e pressão de condensação de 8 kPa. Pode-se observar que nas três (3) curvas apresentadas na Figura 4 que há um valor máximo para o trabalho da turbina (w_t) nas temperaturas de evaporação de 306 °C, 330 °C e 356 °C, cada qual para as respectivas curvas simuladas com temperaturas de superaquecimento de 380 °C, 436 °C e 573 °C. Esses valores de temperatura de evaporação não representa um valor de máxima eficiência como observado na Figura 5, mas há um acréscimo de eficiência quando aumentamos T_{ev} e $T_{h,max}$.

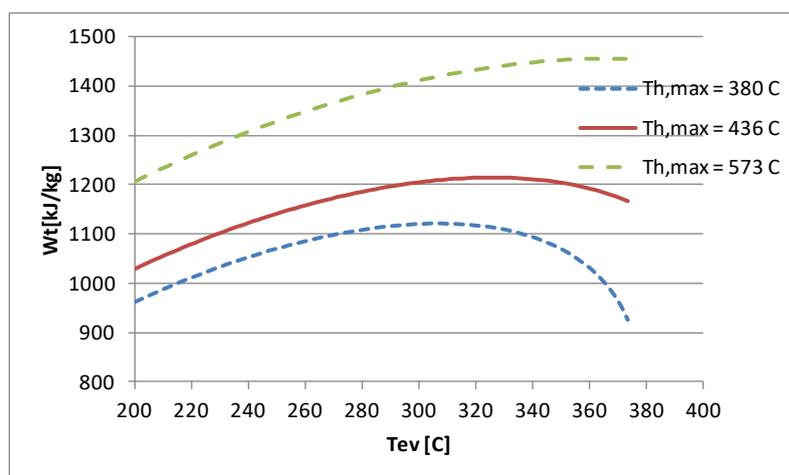


Figura 4 – Trabalho por unidade de massa do ciclo Rankine em função Temperaturas: evaporação (T_{ev}) e superaquecimento ($T_{h,max}$).

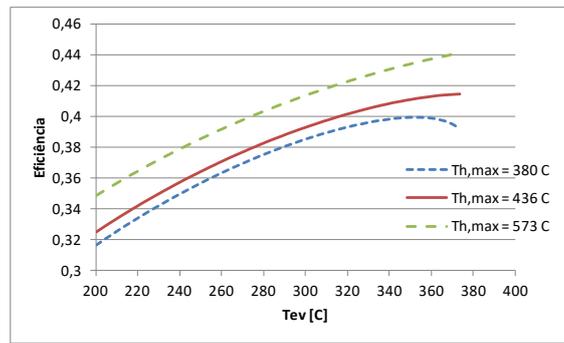


Figura 5 – Eficiência do ciclo Rankine em função Temperaturas: evaporação (T_{ev}) e superaquecimento ($T_{h,max}$).

Entre outros aspectos, a finalidade deste trabalho é conhecer o perfil de temperatura do óleo e do sal que transfere energia térmica para a água do ciclo Rankine dentro do trocador de calor. Adotando-se uma planta solar de 50 MW, potência gerada pela turbina, pode-se calcular a vazão mássica de água que circula no ciclo Rankine. Esta vazão mássica de água varia com o trabalho da turbina que está relacionado com a temperatura de evaporação (T_{ev}) do ciclo. Então, a expressão obtida para vazão de água será: $m_a = 50 \times 10^3 [kW] / w_t [kJ/kg]$, ou também $50 \times 10^3 / w_t$ em [kg/seg].

No presente trabalho consideramos os valores da potência máxima da turbina (50 MW) como referência para obter as vazões de água. Através da **Figura 4** pode-se observar que o trabalho máximo para as três temperaturas de superaquecimento usadas (380 °C, 436 °C e 573 °C) são 1.121 kJ/kg, 1.215 kJ/kg e 1454 kJ/kg, respectivamente, e com isto calcula-se a vazão de água igual a 44,62 kg/s, 41,15 kg/s e 34,41 kg/s. A vazão do óleo ou do sal (m_o) pode ser calculada por meio do balanço de energia através de duas formas, uma através da integração do calor específico e outra por meio da diferença de entalpia como mostrado a seguir:

$$m_o = \frac{\int_{T_c}^{T_{h,max}} m_a \cdot C_{p_a}(T) \cdot dT}{\int_{T_{Hmin}}^{T_{Hmax}} C_{p_o}(T) \cdot dT} \quad (8)$$

e

$$m_o = \frac{m_a \cdot (h_{a,Th_{max}} - h_{a,T_c})}{(h_{o,TH_{max}} - h_{o,TH_{min}})} \quad (9)$$

onde $h_{a,Th_{max}}$ e h_{a,T_c} é entalpia da água na máxima temperatura e na temperatura de condensação (que é aproximadamente a temperatura logo após a bomba do ciclo Rankine), e $h_{o,TH_{max}}$ e $h_{o,TH_{min}}$ é entalpia do óleo/sal na máxima e mínima temperatura. As duas formas acima para cálculo de m_o conduzem praticamente ao mesmo valor.

Dada temperaturas máxima (T_{Hmax}) e mínima (T_{Hmin}) dos fluidos térmicos (Therminol VP1, Sal₁ e Sal₂) e conhecido as vazões de água do ciclo correspondente aos trabalhos máximos da turbina calculados para as três temperaturas de superaquecimento adotadas, encontra-se através das equações (8) ou (9) as vazões de 356,8 kg/s, 356,2 kg/s e 253,5 kg/s para o Therminol VP1, Sal₁ e Sal₂, respectivamente. As temperaturas máximas (T_{Hmax}) desses fluidos é o limite da faixa de operação mostrada na Tabela 2, enquanto as temperaturas mínimas (T_{Hmin}) foram consideradas 250°C (Therminol VP1), 250 °C (Sal₁) e 300 °C (Sal₂).

A escolha da temperatura mínima do óleo/sal (T_{Hmin}) deve ser de tal maneira que a temperatura deste óleo seja sempre superior a temperatura da água no trocador de calor, ou seja, ($T_{\text{óleo/sal}} - T_{\text{água}} > 0$). As temperaturas intermediárias do perfil de temperatura do óleo foram obtidas através do balanço de energia ente óleo/sal e água, através das equação (8) ou (9).

Uma primeira simulação foi realizada considerando óleo Therminol VP1, fixando T_{Hmax} igual à 400 °C e T_{Hmin} igual à 200 °C e, com temperatura de evaporação gerando máximo valor de trabalho na turbina do ciclo Rankine. Nesta primeira simulação obteve-se que uma temperatura intermediária do óleo foi inferior à temperatura do perfil de temperatura da água, mais precisamente entre as temperaturas T_{HI} (óleo) e T_{ev} (água), com valor negativo de aproximadamente -16 °C. A temperatura de evaporação que gera um máximo de trabalho no ciclo Rankine para o Therminol VP1 é de 306 °C. Desta forma, uma outra simulação foi realizada, com um valor mais elevado para a temperatura mínima do óleo, o que, conseqüentemente, afastaria o perfil de temperatura do óleo do perfil de temperatura da água. A Figura 6 mostra o novo perfil de temperatura do óleo que foi gerado considerando a temperatura mínima (T_{Hmin}) de 250 °C, mostrando que o perfil de temperatura do óleo tornou-se superior ao da água. Observa-se que mesmo com esta nova temperatura mínima do óleo na saída do trocador, há um ponto crítico que se aproxima bastante a

temperatura da água da temperatura do óleo, este ponto se localiza no ponto de início de evaporação da água e com o valor de aproximadamente 11 °C ($\Delta T = T_{H1} - T_{ev}$). Desta forma, para que a diferença de temperatura entre água e óleo durante todo o perfil de temperatura seja maior do que 20 °C (que foi o almejado, $T_{Hmax} - T_{hamax} = 20$ °C), é necessário que a temperatura mínima do óleo seja maior para afastar mais a temperatura da água-óleo neste ponto crítico.

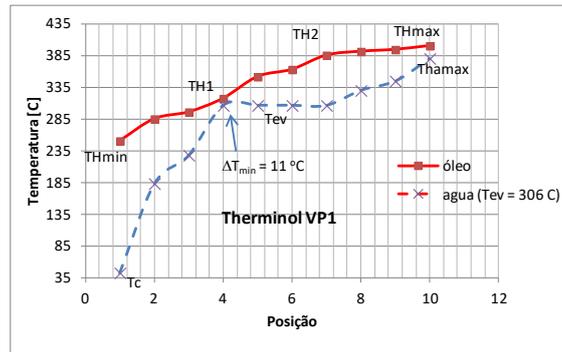


Figura 6 – Perfis de Temperatura do Therminol VP1 e da água para uma temperatura de evaporação de 306 °C.

Com o objetivo de aumentar a eficiência do ciclo, assim como o trabalho da turbina, substituiu-se o óleo Therminol VP1 por dois sais fundidos comumente utilizados em plantas solares, tal como referido no trabalho de Liu *et al.* (2016), pois os sais fundidos permitem que o vapor superaquecido atinja valores mais elevados, assim como pressões mais altas. Estas pressões correspondem à temperatura de evaporação que gera máximo trabalho no ciclo Rankine. Utilizaram-se dois sais que é a mistura de nitratos: Nitrato de sódio (NaNO_3) e o nitrato de potássio (KNO_3) em proporções diferentes. O primeiro caso, a proporção da mistura foi de 45 % de NaNO_3 e 55% de KNO_3 , designado como Sal_1 , já citado na seção anterior. A Figura 7 mostra os perfis de temperatura da água à T_{ev} igual a 330 °C e do Sal_1 . Para este caso a temperatura máxima do sal (T_{Hmax}) foi de 456 °C, valor que representa o limite da faixa de temperatura de operação. A temperatura mínima do sal (T_{Hmin}) foi fixado em 250 °C, que está acima do ponto de solidificação de 227 °C e é a mesma utilizada no caso anterior cuja troca térmica da água era com o Therminol VP1. Diferentemente do caso anterior, a diferença de temperatura entre a água e o Sal_1 ficou acima da hipótese considerada de que a diferença de temperatura máxima entre cada um dos fluidos de trabalho seja de no mínimo de 20 °C, ou seja, $T_{Hmax} - T_{hamax} \geq 20$ °C.

O perfil de temperatura para este sal (Sal_1) apresenta uma região do seu perfil de temperatura onde se há um decréscimo de temperatura, observado entre o trecho T_{H1} e T_{H2} . Este fato ocorre devido ao comportamento do calor específico deste fluido que decresce com a temperatura, como podemos observar pela expressão mostrada na Tabela 2. Mesmo com este decréscimo de temperatura, a diferença de temperatura entre água e sal é superior aos 20 °C ao longo de todo o perfil, com um valor mínimo em torno dos 48 °C. Esta situação mostra-se interessante pois caso o valor do calor específico do sal decrescesse bastante com a temperatura, poderia ocorrer um caso em que deveríamos aumentar a temperatura mínima do sal (T_{Hmin}).

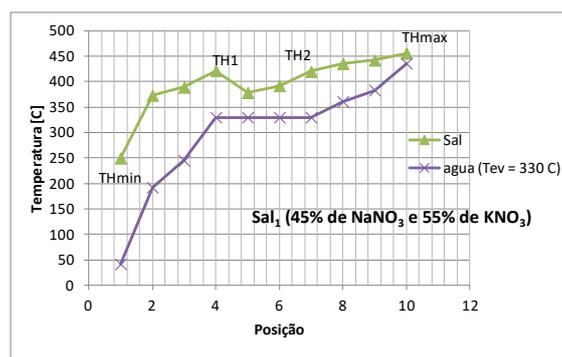


Figura 7 – Perfis de Temperatura do Sal_1 e água para uma temperatura de evaporação de 330 °C.

Outra simulação foi realizada para gerar o perfil de temperatura de outro sal com proporções de 60 % de NaNO_3 e 40% de KNO_3 , designado como Sal_2 . O perfil deste novo sal foi gerado utilizando uma temperatura máxima (T_{Hmax}) de 593 °C e temperatura mínima (T_{Hmin}) de 300 °C, a temperatura de evaporação (T_{ev}) para um trabalho máximo na turbina foi de 356 °C, conforme mostrado na Figura 8. Assim como no caso anterior a diferença de temperatura entre água e sal em todo percurso do perfil de temperatura supera consideravelmente o valor de 20 °C, admitindo esta ser uma diferença de temperatura satisfatória dentro do trocador de calor. Poderíamos neste caso diminuir a temperatura mínima do sal para aproximar os dois perfis de temperatura.

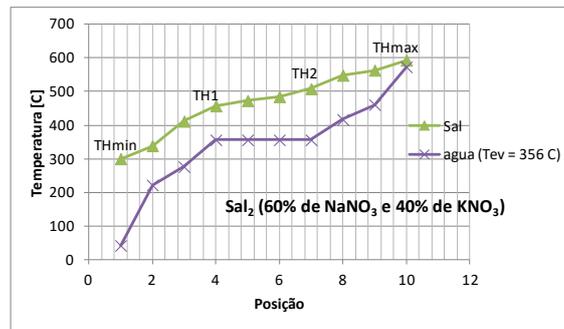


Figura 8 – Perfis de Temperatura do Sal₂ e água para uma temperatura de evaporação de 356 °C.

As vazões mássicas para os três fluidos de trabalho utilizados nos coletores, foram calculados pelas equações (8) e (9), obtendo-se os valores de 356,8 kg/s; 356,2 kg/s e 253,5 kg/s para Therminol VP1, Sal₁ e Sal₂, respectivamente. Se realizamos uma razão desta vazão (fluido coletor) com a vazão mássica de água nestes 3 (três) casos obtém-se aproximadamente os seguintes valores: 8; 8,6 e 7,3. Ou seja, na média temos que a vazão do fluido de trabalho nos coletores deve ser oito (8) vezes maiores do que a vazão da água do ciclo de potência (Ciclo Rankine), mostrando que para estes três casos há uma relação da vazão entre água e sal aproximadamente constante.

Uma breve análise sobre as perdas térmicas do fluido que circula no campo de coletores foi avaliada. Escolheu-se o tubo absorvedor SCHOTT PTR 70 como padrão e que permite a circulação de sal fundido em seu interior. Suas características técnicas são: diâmetro externo (D_o) de 0,07 m com espessura de 0,002 m e segue uma expressão de perdas térmicas igual a $0,005 \cdot T_f^2 - 2 \cdot T_f + 250$ [W/m], onde T_f é a temperatura do fluido em graus Celsius. Como o tubo absorvedor possui um invólucro de vidro evacuado, as perdas térmicas são mais significativamente através de transferência de calor por radiação entre tubo e vidro, sendo dissipado calor do vidro tanto por radiação como por convecção com o meio externo. Um balanço de energia por unidade de comprimento do tubo absorvedor pode nos fornecer uma estimativa do tempo em que o fluido leva para atingir de uma temperatura à outra. A equação do balanço de energia pode ser dada por:

$$\rho_f \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot C_p \cdot \frac{dT_f}{dt} = 0,005 \cdot T_f^2 - 2 \cdot T_f + 250 \text{ [W/m]} \quad (10)$$

O tempo calculado para o fluido foi partir da temperatura média (T_m) até a temperatura de solidificação, no caso do sal e 100 °C no caso do óleo, sem radiação incidente (Fluido parado nos coletores) é mostrado na **Tabela 3**. A temperatura média é calculada entre as temperaturas máxima (T_{Hmax}) e mínima (T_{Hmin}) do fluido através do trocador.

Tabela 3– Tempo para o fluido partir de T_m e ir até T_{solid} .

Fluido	T_{Hmax} [°C]	T_{Hmin} [°C]	T_m [°C]	T_{solid} [°C]	Tempo [h]
Therminol VP1	400	250	325	100	6,0
Sal ₁	456	250	353	227	4,7
Sal ₂	593	300	446,5	260	3,5

A partir desta breve análise considerando a equação de perda do tubo absorvedor SCHOTT PTR 70 pode-se observar que o tempo de resfriamento em relação ao tempo sem radiação, ou seja, durante a noite é crítico, podendo haver solidificação do sal fundido. Sendo assim, há a necessidade de, à priori, ser inserido um sistema de aquecimento, conforme mostrado na **Figura 1**, para que não comprometa o funcionamento da planta heliotérmica. Uma análise mais criteriosa do tempo de perdas térmicas pode ser encontrado no trabalho de Salazar *et al.* (2017), cujo a ordem de grandeza com relação ao encontrado são correlatos.

5. CONCLUSÃO

O presente trabalho apresenta uma análise da substituição do óleo térmico Therminol VP1, comumente utilizado em plantas solares, por dois sais distintos que possuem os mesmos elementos, mas com proporções diferentes. Os sais utilizados foram uma mistura de dois nitratos: Nitrato de sódio (NaNO_3) e Nitrato de potássio (KNO_3). As proporções foram de 45% de NaNO_3 e 55% de KNO_3 para um sal fundido (Sal₁) e proporção de 60% de NaNO_3 e 40% KNO_3 para o outro sal fundido (Sal₂). As faixas de operação dos fluidos utilizados variam com valores de 12 °C a 400 °C para o Therminol VP1, 226,9 °C até 456,9 °C para o primeiro sal fundido (Sal₁) e de 260 °C até 596 °C para o outro sal (Sal₂). Fora da faixa de operação, estes fluidos de trabalho não possuem propriedades térmicas adequadas para serem utilizados, como por exemplo, o Therminol VP1 que acima dos 400 °C torna-se um fluido inflamável, assim como os

sais que abaixo do limite inferior de temperatura de operação se solidificam. A substituição do óleo térmico pelos sais fundidos permite que o vapor superaquecido do bloco de potência, que no presente caso é um Ciclo Rankine, possua valores mais elevados, aumentando o trabalho por unidade de massa da turbina e a eficiência do ciclo.

Foi observado que a variação da temperatura de evaporação para qualquer um dos três fluidos de trabalhos utilizados apresentava um valor máximo com valores de 306 °C, 330 °C e 356 °C, respectivamente para o óleo térmico, Sal_1 e Sal_2 . Estes valores de temperatura de evaporação não representam o valor máximo de eficiência que o ciclo Rankine pode atingir, mas sim operar com o máximo que a turbina possa produzir. A partir destas temperaturas de evaporação foram gerados perfis de temperatura da água do bloco de potência e do óleo ou sal fundido. As simulações foram realizadas em EES (Engineering Equation Solver) e, assim, gerados os perfis para cada um dos fluidos apresentados. Nas simulações foram fixadas as temperaturas máximas e mínimas do fluido de trabalho nos coletores, a pressão de condensação do ciclo Rankine de 8 kPa assim como a temperatura de evaporação que produz maior trabalho na turbina. A temperatura máxima do vapor superaquecido foi fixado como sendo 20 °C inferior a temperatura máxima de operação do fluido de trabalho.

Observando os perfis de temperatura simulados, concluiu-se que há um valor mínimo da temperatura do fluido térmico que passa nos coletores para que, ao longo dos perfis de temperatura, não haja temperaturas do fluido térmico inferior à temperatura da água do bloco de potência. Este já seria uma das limitações para a temperatura mínima deste fluido de trabalho na saída do trocador de calor. Também foi observado que no Sal_2 , ao longo do perfil de temperatura há um decréscimo de temperatura no sentido para a temperatura máxima deste sal fundido, este fato pode ser atribuído ao fato do comportamento do calor específico deste sal ser diferente dos outros dois fluidos térmicos. Para o Sal_2 o calor específico diminuía com a temperatura, diferentemente dos outros dois que possuía um aumento de calor específico com a temperatura.

Por fim realizou-se uma breve análise do tempo resfriamento do fluido de sua temperatura média até a temperatura de solidificação, no caso dos sais fundidos e 100 °C no caso do Therminol VP1. A temperatura média é dada entre as temperaturas máxima e mínima do fluido no trocador. Concluindo-se que a planta heliotérmica deve possuir um sistema de aquecimento para não comprometer o seu funcionamento, pois sem radiação incidindo nos coletores, o tempo de resfriamento do sal fundido até sua solidificação não passa de 4,7 horas, estipulado considerando a curva de perda térmica do tubo absorvedor SCHOTT PTR 70.

REFERÊNCIAS

- Badr, Probert, S. D. and O'Callaghan, P., 1990. Rankine Cycles for Steam Power-plants, Applied Energy, Vol. 36, pp. 191-231
- Fraidenraich, N.; Lyra, F. J. M., 1995. Energia Solar – Fundamentos e tecnologias de conversão heliotermoeletrica e fotovoltaica. Editora Universitária – UFPE.
- Gauché, P., Rudman, J., Mabaso, M., Landman, W. A., von Backstrom, T.W. and Brant, A. C., 2017. System value and progress of CSP, Solar Energy, Vol. 152, pp. 106-139.
- Liu, Q., Bai, Z., Sun, J., Yan, Y., Gao, Z. and Jin, H., 2016, Thermodynamics investigation of a solar power system integrated oil and molten salt as heat transfer fluids, Applied Thermal Engineering, Vol. 93, pp. 967–977.
- Janz, G. J., Allen, C. B., Bansal, N. P., Murphy, R. M. and Tomkins, R. P. T., 1979. Physical Properties Data Compilations Relevant to Storage Energy: II. Molten Salts: Data on Single and Multi-component Salt System, Library of Congress Cataloging in Publications Data (Revised), Washington, US.
- Kenisarin, M. M., 2010. High-temperature phase change materials for thermal energy storage, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 955–970.
- Mao, Q., Chen, H., Zhao, Y. and Wu, H., A novel heat transfer model of a phase change material using in solar power plant, 2017. Applied Thermal Engineering, accepted for publication, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.038>.
- Meinel, A. B., Meinel, M. P., 1997. Applied solar energy. An introduction. Addison Wesley Publishing Company, Reading, Massachusetts, U.S.A..
- NBS/NRC Steam Tables, 1984. ed. Hemisphere Publishing Co..
- Price, H.; Kearney, D., 2003, Reducing the Cost of Energy from Parabolic Trough Solar Power Plants. NREL, Conference Paper to be presented at the International Solar Energy Conference, ISES
- Rolim, M. M., Fraidenraich, N. and Tiba, C., 2009. Analytic modeling of a solar power plant with parabolic linear collectors, Solar Energy, Vol. 83, pp. 126–133.
- Salazar, G., Fraidenraich, N., Vilela, O. and Hongn, M., 2017. Analytic modeling of parabolic trough solar thermal power plants Energy, Vol. 138, PP. 1-9.
- Serrano-López, R., Fradera, J. and Cuesta-López, S., 2013. Molten salts database for energy applications., Chemical Engineering and Processing, Vol. 73, pp. 87– 102.
- Solar Reverse, 2017. Disponível em <http://www.solarreserve.com/en/technology/molten-salt-energy-storage>. Acessado em outubro.
- Solutia: Applied Chemistry , Creative Solutions;1998. Therminol VP1 : Vapor Phase, Liquid Phase, Heat Transfer Fluid; Disponível em: <http://www.solutia.com>

Vieira da Cunha, A. F., Fraidenaich, N. e Vilela, O. C., 2011. Endoreversible And Conventional Analysis of a Rankine Power Cycle, Congresso Internacional de Engenharia Mecânica (COBEM).

THEORETICAL ANALYSIS OF PERFORMANCE OF A SOLAR PLANT USING SALT FUSED IN SUBSTITUTION TO THERMAL OIL

Abstract. *The present work makes a theoretical analysis of a 50 MW solar plant with indirect steam generation by changing the thermal absorption fluid in the collectors, which is usually used synthetic oil (Therminol VP1), by molten salts. The exchange of the working fluid allows the increase of the superheating and evaporation temperatures to generate maximum work in the turbine and consequently an increase in the efficiency of thermodynamic cycle yield of the heliothermic plant. The power block cycle was the conventional Rankine cycle, simulating work situations and efficiency as a function of evaporation and superheating temperatures, which varies according to the thermal fluid used. Using the evaporation temperature that generates the maximum work, fluid and water temperature profiles were constructed and compared. Therminol VP1 and two salts were used: one with a proportion of 45% NaNO₃ and 65% KNO₃ and another with 60% NaNO₃ and 40% KNO₃. The maximum and minimum temperatures of the thermal fluid were fixed in such a way that the temperature of these fluids were always higher than that of the water, thus limiting this minimum temperature in the heat exchanger of solar plant. It was observed that with the change from the synthetic oil to the molten salts there was an increase in the efficiency and work of the turbine, per unit mass, by operating at higher temperatures. Temperature profiles on the exchanger were generated and it was observed that the behavior depends on the thermal fluid used. With molten salts, the temperature profiles are closer to the water profile and thus, the irreversibility of the system related to the fluid-water temperature difference is reduced. The simulations were performed in EES with condensing cycle pressure of 8 kPa. Finally, a rough analysis of the cooling time was carried out, evidencing the need for a heating system.*

Key words: *Solar Energy, Solar Plant, Heliothermic System*